République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**Université Amar Thelidji- Laghouat**

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GÉNIE DES PROCÉDÉS

# MEMOIRE DE MASTER

Présenté par : Oumar Kacheif Bilal 8MRT26600

**DOMAINE : Sciences et Technologies**
**FILIERE : Industrie pétrochimique**
**OPTION : Génie pétrochimique**

## Thème

# Évaluation des performances thermiques et modélisation de l'encrassement d'un échangeur à faisceau et calandre

**Jury de soutenance :**

| Nom et Prénom | Grade | Qualité |
|---|---|---|
| TOUNSI Aissa | MCA | Président |
| MECHRAOUI Omar | MCA | Examinateur |
| MERIGUI Khaled | MCB | Rapporteur |

Promotion : 2025 - 2026



# DEDICACES

*Je dédie ce modeste travail :*

À mes très chers parents,

pour leurs sacrifices, leur amour, leur soutien indéfectible et leurs encouragements tout au long de mon parcours.

Que Dieu les protège et les garde.

À ma famille,

pour son soutien constant et sa présence précieuse.

À mes amis,

pour leur aide, leur encouragement et leur présence dans les moments les plus difficiles.

À toute personne ayant contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

# REMERCIEMENTS

J'exprime tout d'abord ma profonde gratitude à Dieu, le Tout-Puissant, pour m'avoir donné la force et la volonté nécessaires afin de mener à bien ce travail.

Je tiens à adresser mes sincères remerciements à mon encadreur,

**Dr. Merigui Khaled**, pour ses précieux conseils, sa disponibilité et son accompagnement tout au long de ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance aux membres du jury pour l'honneur qu'ils me font en acceptant d'évaluer ce travail :

Dr. TOUNSI Aissa, Président du jury

Dr. MECHRAOUI Omar, Examinateur

J'adresse également mes remerciements à l'ensemble du personnel de la Société Nationale de l'Électricité et du Gaz (SONELGAZ) en Algérie, et tout particulièrement à M. Bentireche Djamel, pour son aide précieuse.

J'exprime enfin ma gratitude à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail

# NOMENCLATURE ET ABRÉVIATIONS

| Symbole | Désignation | Unité |
|---|---|---|
| **A** | Surface d'échange totale de l'échangeur | m² |
| **$a_t$** | Section de passage côté tube (par passe) | m² |
| **$a_{ct}$** | Section de passage côté calandre | m² |
| **B** | Espacement entre chicanes | mm |
| **Cp** | Chaleur spécifique massique côté calandre | kJ/(kg·°C) |
| **Cp'** | Chaleur spécifique massique côté tube | kJ/(kg·°C) |
| **Dc** | Diamètre intérieur de la calandre | m |
| **De** | Diamètre équivalent côté calandre | m |
| **$d_i$** | Diamètre intérieur des tubes | m |
| **$d_o$** | Diamètre extérieur des tubes | m |
| **e** | Épaisseur de paroi des tubes | mm |
| **F** | Facteur de correction de la DTLM (passes multiples) | — |
| **$F_c$** | Facteur calorifique (abaque de Kern) | — |
| **$F_t$** | Facteur de friction de Kern | — |
| **Gc** | Vitesse massique côté calandre | kg/(m²·h) |
| **$G_t$** | Vitesse massique côté tube | kg/(m²·h) |
| **$h_i$** | Coefficient de convection côté tube (surface intérieure) | W/(m²·K) |
| **$h_{io}$** | Coefficient de convection côté tube ramené à la surface extérieure | W/(m²·K) |
| **$h_o$** | Coefficient de convection côté calandre | W/(m²·K) |
| **$j_h$** | Facteur de transfert thermique côté tube (abaque Kern) | — |
| **$j_h$'** | Facteur de transfert thermique côté calandre (abaque Kern) | — |
| **L** | Longueur des tubes | m |
| **M** | Débit massique côté calandre | kg/h |
| **m** | Débit massique côté tube | kg/h |
| **N** | Nombre total de tubes | — |
| **$N_c$** | Nombre de rangées de tubes côté calandre | — |
| **$n_t$** | Nombre de passes côté tube | — |
| **$p_t$** | Pas triangulaire entre tubes | mm |
| **Q** | Puissance thermique échangée | W ou MW |
| **R** | Rapport des intervalles de température (Kern) | — |
| **$R_d$** | Résistance d'encrassement réelle calculée | m²·K/W |
| **Rd′** | Résistance asymptotique (valeur à saturation) | m²·K/W |
| **$Rd_{design}$** | Résistance d'encrassement de conception (TEMA) | m²·K/W |
| **Re** | Nombre de Reynolds côté tube | — |
| **Re'** | Nombre de Reynolds côté calandre | — |
| **$t_1$** | Température d'entrée côté tube | °C |
| **$t_2$** | Température de sortie côté tube | °C |
| **$T_1$** | Température d'entrée côté calandre | °C |
| **$T_2$** | Température de sortie côté calandre | °C |
| **$T_c$** | Température calorifique côté tube | °C |
| **$t_c$** | Température calorifique côté calandre | °C |

| | | |
|---|---|---|
| **$T_m$** | Température moyenne (en Kelvin pour certaines corrélations) | K |
| **Tp** | Température de paroi des tubes | °C |
| **Up** | Coefficient de transfert global propre (sans encrassement) | W/(m²·K) |
| **Us** | Coefficient de transfert global encrassé (conditions réelles) | W/(m²·K) |
| **V** | Vitesse de circulation du fluide côté tube | m/s |
| **ΔPc** | Perte de charge côté calandre | bar |
| **$\Delta P_t$** | Perte de charge côté tube | bar |
| **ΔTLM** | Différence de température logarithmique moyenne (contrecourant) | °C |
| **ΔTLMc** | ΔTLM corrigée par le facteur F | °C |
| **E** | Efficacité thermique de l'échangeur | % |
| **Λ** | Conductivité thermique du fluide côté calandre | W/(m·K) |
| **λ'** | Conductivité thermique du fluide côté tube | W/(m·K) |
| **μ** | Viscosité dynamique du fluide côté calandre à Tc | kg/(m·s) |
| **μ'** | Viscosité dynamique du fluide côté tube à tc | kg/(m·s) |
| **μw** | Viscosité dynamique à la température de paroi Tp | kg/(m·s) |
| **ρ** | Masse volumique du fluide côté calandre | kg/m³ |
| **ρ'** | Masse volumique du fluide côté tube | kg/m³ |
| **$\rho_{15}$** | Masse volumique de référence à 15°C | kg/m³ |
| **$\Phi_c$** | Facteur de correction de viscosité pariétale côté calandre | — |
| **$\Phi_t$** | Facteur de correction de viscosité pariétale côté tube | — |
| **α** | Coefficient de dilatation thermique de l'huile (≈ 0,00075) | kg/(m³·°C) |
| **spgr** | Densité relative de l'huile (specific gravity) | — |

## SIGLES

| Abréviation | Signification |
|---|---|
| ***AES*** | Type d'échangeur : calandre fermée, tête avant fixe, tête arrière flottante (TEMA) |
| ***API*** | American Petroleum Institute |
| ***ASME*** | American Society of Mechanical Engineers |
| ***DCS*** | Distributed Control System (système de contrôle distribué) |
| ***DTLM*** | Différence de Température Logarithmique Moyenne |
| ***TEMA*** | Tubular Exchanger Manufacturers Association |
| ***UTBS*** | Unité de Traitement du Brut Stabilisé |
| ***SONELGAZ*** | Société Nationale de l'Électricité et du Gaz (Algérie) |
| ***MW*** | Mégawatt |
| ***NTU*** | Number of Transfer Units (Nombre d'Unités de Transfert) |

# LISTE DES FIGURES


| Figure | N° Page |
|---|---|
| I.1 : Principe de fonctionnement d'un échangeur | **3** |
| I.2 : Échange de chaleur entre deux fluides dans un échangeur | **4** |
| I.3 : Classement selon type de conception des échangeurs | **8** |
| I.4 : Circulation à Co-courant | **9** |
| I.5 : Circulation à Contre-courant | **9** |
| I.6 : Circulation à courant croisé | **9** |
| I.7 : La compacité de la surface d'échangeur | **9** |
| I.8 : composants d'un échangeur à plaque tubulaire fixe | **10** |
| I.9 : composants d'un échangeur à tube en U | **11** |
| I.10 : composants d'un échangeur à faisceau et calandre à tète flottante | **11** |
| I.11 : Exemples de combinaison d'échangeurs TEMA | **11** |
| II.1 : l'échangeur de chaleur étudié | **13** |
| II.2 : Boite de distribution | **14** |
| II.3 : Calandre un seul passe | **14** |
| II.4 : Les plaques signalétiques | **15** |
| II.5 : Schéma de Faisceau tubulaire | **15** |
| II.6 : faisceau tubulaire | **16** |
| II.7: la plaque tubulaire | **16** |
| II.8 : Schéma de la plaque tubulaire de préchauffeur | **16** |
| II.9 : chicanes transversales | **17** |
| II.10 : Tirants et Entretoises | **17** |
| II.11 : Déflecteur | **17** |
| II.12 : la tête flottante | **18** |
| II.13:échangeur sale et propre | **19** |
| II.14 :encrassement particulaire | **20** |
| II.15 : importante de la corrosion | **20** |
| II.16 : entartage d'une chaudière à tube d'un four | **21** |
| III.1 : Organigramme de la méthode de Kern pour le calcul de Up, Us et Rd | **31** |
| III.2 : Évolution de Rd Janvier 2024 (avant révision) | **35** |

# LISTE DES FIGURES


| | |
|---|---|
| III.3 : Évolution de Rd  Février 2024 (avant révision) | **35** |
| III.4 : Évolution de Rd  Mars 2024 (avant révision) | **36** |
| III.5 : Évolution de Rd  Juillet 2024 (après révision) | **37** |
| III.6 : Évolution de Rd  Août 2024 (après révision) | **37** |
| III.7 : Évolution de Rd  Septembre 2024 (après révision) | **37** |
| III.8 : Résistance d'encrassement en fonction de la température d'entrée côté tube | **38** |
| III.9 : Vitesse de circulation côté tube : avant / après révision 2024 | **39** |
| III.10 : Pertes de charge côté tube en fonction de la température d'entrée $t_1$ | **39** |
| III.11 : Comparaison des pertes de charge calculées avant / après révision 2024 | **40** |
| III.12 : Simulation Kern-Seaton : Évolution de Rd(t)  Avant et après révision 2024 | **42** |
| III.13 : Simulation Kern-Seaton : Dégradation du coefficient Us(t) | **42** |
| III.14 : Simulation Kern-Seaton : Évolution du rapport $\eta = Us/Up$ | **43** |
| III.15 : Débit massique du brut stabilisé dans les trois états (Tableau III.9 ·données DCS) | **44** |
| III.16 : $\Delta$TLMc corrigée par le facteur F (éq. III.4–III.5 · Tableau III.9) | **45** |
| III.17 : $\Delta$Pt calculée par éq. III.21 · Limite admissible TEMA = 0.9 bar (Tableau III.6) | **45** |
| III.18 : Efficacité thermique $\varepsilon = (t2 – t1)/(T1 – t1)$ · Tableau III.7 · Charges thermiques Q en MW | **46** |
| III.19 : Coefficient de transfert global encrassé $Us = Q/(A \cdot \Delta TLMc)$ éq. III.8 · La ligne pointillée rappelle Up = 380 W/m²·K (Tableau III.5) | **47** |
| III.20 : Résistance d'encrassement $Rd = (Up - Us)/(Up \cdot Us)$ éq. III.20 · Ligne pointillée : $Rd,TEMA = 0.35 \times 10^{3}$ m²·K/W · Tableaux III.5 et III.9 | **47** |

# LISTE DES TABLEAUX


| Tableau | N° Page |
|---|---|
| II.1 : Description de l'échangeur de chaleur étudié | **18** |
| II.2 : Caractéristiques thermiques de l'échangeur de chaleur étudié | **19** |
| III.1 : Caractéristiques de l'échangeur de chaleur étudié (données design) | **26** |
| III.2 : Corrélations des propriétés thermophysiques des hydrocarbures | **27** |
| III.3 : Propriétés physiques calculées à Tc = 131,83°C et tc = 80,86°C | **32** |
| III.4 : Paramètres géométriques de l'échangeur étudié | **32** |
| III.5 : Récapitulatif complet du calcul thermique (01/08/2024) | **33** |
| III.6 : Pertes de charge calculées avant et après révision triennale 2024 | **34** |
| III.7 : Calcul de l'efficacité thermique dans les trois états de l'échangeur | **40** |
| III.8 : Paramètres du modèle de Kern-Seaton calés sur données DCS | **41** |
| III.9 : Performances comparées de l'échangeur dans les trois états | **43** |
| III.10 : Comparaison entre le modèle de Kern-Seaton et les approches IA pour la prédiction de l'encrassement | **46** |
| III.11 récapitulatif — Six indicateurs, trois états | **48** |

# SOMMAIRE

Introduction générale ..... 1

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

I.1 Introduction ..... 3
I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur ..... 3
I.3 Généralités sur le transfert de chaleur ..... 3
I.3.1 Définitions ..... 4
I.3.2 Phénomène de Conduction thermique ..... 4
I.3.3 Phénomène de Convection thermique ..... 5
I.3.4 Phénomène de Rayonnement ..... 6
I.4 Technologie des échangeurs de chaleur ..... 7
I.4.1 Introduction ..... 7
I.4.2 Classification des échangeurs ..... 7
I.4.2.1 Type de conception ..... 7
I.4.2.2 Procédé de transfert ..... 8
I.4.2.3 Écoulement des fluides ..... 8
I.4.2.4 Degré de compacité ..... 9
I.4.3 Échangeurs tubulaires ..... 10
I.4.3.1 Échangeur monobloc ..... 10
I.4.3.2 Échangeur à tubes en U ..... 10
I.4.3.3 Échangeur à tête flottante ..... 11
I.5 Recommandations du TEMA ..... 11

***Chapitre II : Technologie de l'échangeur de chaleur étudié***

II.1 Introduction ..... 13
II.2 Description de l'échangeur ..... 13
II.2.1 Description extérieure ..... 13
II.2.1.1 Boîte de distribution ..... 14
II.2.1.2 Calandre ..... 14
II.2.1.3 Évents et vidange ..... 15
II.2.2 Description intérieure ..... 15
II.3 Caractéristiques de l'échangeur de chaleur étudié ..... 18
II.4 Rôle de l'échangeur ..... 19
II.5 Problèmes de fonctionnement ..... 19
II.5.1 Types d'encrassement ..... 20
II.5.1.1 Encrassement particulaire ..... 20
II.5.1.2 Encrassement par corrosion ..... 20
II.5.1.3 Entartrage ..... 20
II.5.1.4 Encrassement chimique ..... 21
II.5.1.5 Encrassement par solidification ..... 21
II.5.2 Impact de l'encrassement sur le dimensionnement des échangeurs ..... 21
II.6 Maintenance de l'échangeur ..... 21
II.6.1 Maintenance préventive ..... 22

# SOMMAIRE


II.6.2 Maintenance curative ..... 22
II.7 Révision de l'échangeur ..... 23
II.7.1 Présentation de la Révision décennale ..... 23
II.7.2 Suivi de la révision ..... 23
II.7.2.1 Opération de démontage ..... 23
II.7.2.2 Opération de nettoyage ..... 23
II.7.2.3 Inspection ..... 23
II.8 Test hydrostatique ..... 24
II.9 Observation ..... 24

***CHAPITRE III : Calcul thermique et analyse de l'encrassement de l'échangeur de chaleur étudié***
III.1 Introduction ..... 26
III.2 Données de l'échangeur de chaleur étudié ..... 26
III.3 Méthodologie de calcul Méthode de Kern ..... 27
III.3.1 Corrélations des propriétés thermophysiques ..... 27
III.3.2 Températures calorifiques ..... 27
III.3.3 Bilan thermique et coefficient encrassé Us ..... 28
III.3.4 Coefficient de transfert propre Up ..... 28
III.3.4.1 Côté tube Coefficient hi ..... 28
III.3.4.2 Côté calandre Coefficient ho ..... 30
III.3.4.3 Coefficient global Up et résistance d'encrassement Rd ..... 30
III.3.5 Organigramme de la méthode de Kern ..... 30
III.4 Exemple de calcul numérique 1er Août 2024 ..... 31
III.4.1 Données opératoires du jour J ..... 32
III.4.2 Propriétés physiques aux températures calorifiques ..... 32
III.4.3 Paramètres géométriques calculés ..... 32
III.4.4 Différence de température logarithmique corrigée ..... 32
III.4.5 Coefficient de transfert encrassé Us ..... 33
III.4.6 Coefficient de transfert propre Up Résultats détaillés ..... 33
III.5 Calcul des pertes de charge ..... 34
III.5.1 Expressions de calcul ..... 34
III.5.2 Résultats Avant et après révision 2024 ..... 34
III.6 Résultats et analyse ..... 35
III.6.1 Évolution de Rd avant la révision 2024 ..... 35
III.6.2 Évolution de Rd après la révision 2024 ..... 36
III.6.3 Influence de la température d'entrée sur Rd ..... 38
III.6.4 Vitesse de circulation côté tube ..... 38
III.6.5 Analyse des pertes de charge ..... 39
III.7 Efficacité thermique de l'échangeur étudié ..... 40
III.8 Simulation numérique de l'évolution temporelle de l'encrassement ..... 41
III.8.1 Modèle mathématique ..... 41
III.8.2 Paramètres de simulation ..... 41
III.8.3 Résultats de la simulation ..... 42
III.9 Synthèse comparative Design / Après révision / Avant révision ..... 43
III.10 Perspectives : Apport de l'intelligence artificielle dans la prédiction de l'encrassement ..... 48
III.10.1 Limites des modèles analytiques classiques ..... 48
III.10.2 Applications de l'IA dans la prédiction de l'encrassement ..... 49

# SOMMAIRE

III.10.3 Comparaison : Kern-Seaton vs modèles basés sur l'IA ..... **50**
III.10.4 Perspectives d'application à l'UTBS ..... **50**
**Conclusion Générale** ..... **52**
**Recommandations** ..... **54**
**Références Bibliographiques** ..... **55**
**Annexe** ..... **57**
**Résumé** ..... **59**

# INTRODUCTION GÉNÉRALE

# INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'industrie pétrolière constitue le moteur principal de l'économie algérienne, représentant plus de 90 % des recettes d'exportation nationales. Dans ce contexte, l'optimisation des performances des unités de traitement et de stabilisation du pétrole brut représente un enjeu stratégique majeur, tant sur le plan énergétique qu'économique. Au sein de ces unités, les échangeurs de chaleur à faisceau et calandre jouent un rôle fondamental : ils assurent le préchauffage contrôlé du brut et la récupération de l'énergie thermique disponible, contribuant ainsi directement à la réduction de la consommation en énergie primaire de l'installation [13].

Cependant, l'efficacité thermique de ces équipements se dégrade inévitablement au fil du temps sous l'effet de l'encrassement — phénomène d'accumulation progressive de dépôts indésirables sur les surfaces d'échange. Dans le cas du préchauffage du pétrole brut, ces dépôts sont principalement de nature paraffinique et asphalténique : des composés lourds naturellement présents dans le brut qui précipitent sur les parois métalliques sous l'effet conjugué de la température, de la pression et des vitesses de circulation. Plusieurs mécanismes contribuent simultanément à cette accumulation : encrassement particulaire, cristallisation des paraffines au voisinage du point de fige, réactions de dégradation thermique des hydrocarbures lourds, et corrosion des surfaces sous l'action des composés soufrés [11].

Les conséquences de ce phénomène sont multiples et cumulatives. Sur le plan thermique, la couche de dépôt se comporte comme une résistance additionnelle qui réduit le coefficient global de transfert de chaleur et diminue la puissance échangée. Sur le plan hydraulique, la réduction de la section de passage amplifie les pertes de charge et sollicite davantage les équipements de pompage. Sur le plan économique enfin, la dégradation progressive des performances se traduit par une surconsommation énergétique, une détérioration de la qualité du procédé et, in fine, par des arrêts de production non planifiés aux répercussions opérationnelles et financières significatives [1].

Face à ce constat, la maintenance préventive des échangeurs de chaleur s'impose comme un levier incontournable pour préserver les performances thermiques et maîtriser les coûts d'exploitation. Une planification rationnelle des interventions de nettoyage exige cependant une capacité de quantification et de prédiction de l'encrassement, que les approches purement normatives peinent à offrir. En effet, les valeurs forfaitaires de résistance d'encrassement prescrites par les standards TEMA sont établies à partir de données statistiques générales et ne tiennent pas compte de la composition spécifique du brut traité, des conditions opératoires particulières de chaque unité, ni de la dynamique temporelle d'accumulation des dépôts. Il en résulte un écart potentiellement significatif entre la résistance d'encrassement de conception et celle effectivement observable en conditions réelles d'exploitation [24].

Problématique

C'est dans ce contexte que s'inscrit le présent travail. Le suivi d'un échangeur de type AES à tête flottante, opérant dans le circuit de préchauffage du pétrole brut non stabilisé au sein d'une unité industrielle de stabilisation, a mis en évidence l'insuffisance des valeurs normatives pour rendre compte du comportement réel de l'équipement. Ce constat soulève la question centrale suivante :

Dans quelle mesure l'encrassement réel d'un échangeur de préchauffage de pétrole brut s'écarte-t-il des prévisions normatives TEMA ?

Comment quantifier cet écart à partir des données opératoires disponibles, modéliser son évolution temporelle, et en déduire des indicateurs pratiques pour l'optimisation de la maintenance préventive ?

Objectifs et limites du travail

Pour répondre à cette problématique, ce travail s'est fixé quatre objectifs progressifs. Le premier consiste à évaluer les performances thermiques et hydrauliques de l'échangeur dans ses trois états opératoires — design, après et avant révision triennale 2024 — par application de la méthode de Kern, afin de quantifier l'écart entre les coefficients de transfert réels et les valeurs de conception. Le deuxième objectif est d'analyser l'impact énergétique de l'encrassement sur les pertes de charge et l'efficacité thermique globale, à partir des données du système de contrôle distribué (DCS). Le troisième vise à modéliser l'évolution temporelle de la résistance d'encrassement par le modèle semi-empirique de Kern-Seaton, afin de définir des seuils d'intervention préventive quantifiés et exploitables opérationnellement. Le quatrième objectif, à caractère prospectif, consiste à comparer les méthodes analytiques classiques aux approches basées sur l'intelligence artificielle, en évaluant leurs complémentarités dans le cadre de la maintenance prédictive.

Il convient de préciser que cette étude se limite à l'analyse d'un échangeur unique sur une période d'exploitation déterminée. Les corrélations utilisées sont issues de la littérature ouverte et appliquées dans leurs domaines de validité. Les résultats obtenus ne prétendent pas à une généralisation directe, mais constituent une base méthodologique reproductible pour des études similaires.

Pour atteindre ces objectifs, le présent mémoire s'articule autour de trois chapitres complémentaires. Le premier chapitre établit les fondements théoriques du transfert de chaleur et présente une classification raisonnée des technologies d'échangeurs. Le deuxième chapitre décrit la géométrie, les composants et les conditions d'exploitation de l'échangeur étudié, ainsi que les opérations de maintenance réalisées lors de la révision triennale. Le troisième chapitre, cœur scientifique de ce travail, développe le calcul thermique complet par la méthode de Kern, analyse l'évolution de l'encrassement à partir des données opératoires, présente la simulation par le modèle de Kern-Seaton, et synthétise les performances comparées de l'échangeur dans ses trois états, avant de conclure par une ouverture sur les perspectives offertes par l'intelligence artificielle dans ce domaine.

# CHAPITER I

## GÉNÉRALITÉS SUR LE TRANSFERT ET LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

## I.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent. Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides

## I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

En principe, pour les échangeurs les plus couramment utilisés dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face

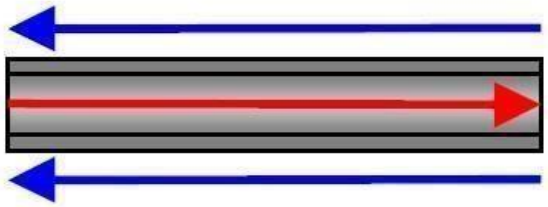


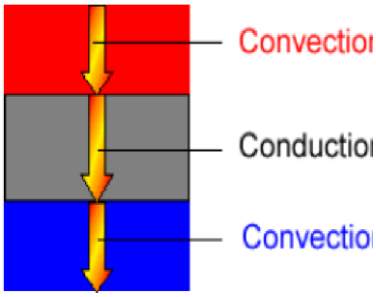
Figure I.1: Principe de fonctionnement d'un échangeur [2].

## I.3 Généralités sur le transfert de chaleur :

La connaissance des lois de la transmission de la chaleur est essentielle pour tous les ingénieurs et techniciens qui ont à connaître des problèmes thermiques : frigoristes, thermiciens, spécialistes en génie des procédés, etc.

Lorsque deux corps, ou deux milieux, ne sont pas à la même température, ils ne sont pas en équilibre thermique. On peut alors observer un passage d'énergie calorifique de chaleur, du corps, ou du milieu, le plus chaud vers le corps, ou le milieu, le plus froid. On sait que le transfert de chaleur spontané est impossible d'un milieu froid vers un milieu chaud.

L'échange de chaleur entre les deux fluides suit trois étapes




-Transfert de chaleur par convection du fluide chaud vers la paroi.

-Transfert de chaleur par conduction à travers la paroi

-Transfert de chaleur par convection de la paroi vers le fluide froid

Figure I.2 : Échange de chaleur entre deux fluides dans un échangeur [2].

## I.3.1 Définitions

**Quantité de chaleur (Q) :**

C'est une quantité d'énergie calorifique mise en jeu (absorbée, produite ou transférée). On l'exprime dans le système international d'unités (SI), en joule (J) ou en calorie (1cal = 4.1855 J) [8].

**Température (T) :**

Elle exprime l'état thermique d'un milieu, état lié au niveau d'agitation thermique des molécules qui le constituent. On peut le repérer dans une échelle conventionnelle, comme l'échelle Celsius (°C), ou bien on la mesure dans une échelle absolue définie en s'appuyant sur la loi de la thermodynamique, comme l'échelle Kelvin (K) [7].

## I.3.2 Phénomène de conduction thermique

**Définition**

Dans les corps solides dont la température est hétérogène, on observe à l'état Pur, des phénomènes de conduction thermique, propagation de la chaleur, de Proche en proche, des régions les plus chaudes vers les régions les plus froides sans déplacement apparent de matières. Les fluides sont également le siège de tels phénomènes. L'énergie se transmet donc, de molécule à molécule, grâce au couplage mécanique qui existe entre elle (corps solides), ou par leurs chocs des unes contre les autres quand elles sont libres (gaz).

Tout corps matériel solide, liquide ou gazeux peut donc conduire ou transporter de la chaleur

- **Loi de Fourier**

D'après l'hypothèse fondamentale de Fourier qui régit le transfert de chaleur unidimensionnel par conduction [9].

La loi énoncée par Fourier s'écrit :

$$Q = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dt}{dx} \qquad (I.1)$$

**Q :** Quantité de chaleur échangée [kw].

**A** : Surface d'échange de chaleur [$m^2$].

**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.3.3 Phénomène de convection thermique :

**Définition :**

La convection thermique intervient essentiellement lors des échanges thermiques entre une paroi solide et un fluide en contact avec la paroi.

Cette convection peut être naturelle lorsque les variations de la masse volumique du fluide, résultent des variations de sa température, comme elle peut être forcée si le mouvement du fluide est réalisé par un travail mécanique externe (ventilation, agitation, pompage).

Par suite des phénomènes convectifs naturels ou forcés, le fluide convecteur peut simplement s'échauffer ou se refroidir sans changer d'état physique, il s'agit alors de convection sans changement d'état. Mais il peut aussi, au contact da la paroi avec laquelle il échange de la chaleur, subir une modification dans son état physique, il s'agit alors de convection avec changement d'état (ébullition, condensation, etc.).

- **Loi de Newton :**

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

$$Q = h\,A\,(T_s - T_f) \qquad (I.2)$$

**Q** : Quantité de chaleur échangée [kW].

**A** : Surface d'échange de la chaleur [$m^2$].

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

$T_f$ : Température du fluide.

**h** : Coefficient de la loi de Newton (coefficient de convection thermique) [kW/ $m^2$.°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 [19].

## I.3.4 Phénomène de rayonnement :

**Définition :**

Lorsqu'un corps est porté à une température quelconque, il émet un rayonnement de nature électromagnétique comparable à la lumière ou aux ondes hertziennes, qui transportent de l'énergie et peut se propager, même dans le vide absolu, à la vitesse de la lumière ($C=3.10^8 m/s$). Un autre corps, recevant ce rayonnement, peut en absorber une fraction plus ou moins grande qui est alors transformée en chaleur.

Il est ainsi possible, grâce au rayonnement, même en absence de tout support matériel, de transmettre de la chaleur d'un corps vers un autre à une température plus basse.

- **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:

$$Q = \varepsilon \sigma T^4 \qquad (I.3)$$

**Q** : Flux de chaleur émis [$kW/m^2$].

**ε** : Emissivité de la surface.

**σ** = $5.669*10^{-8}$ $W/m^2k^4$: constante de Stephane Boltzmann

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

$$Q = F_G F_\varepsilon \sigma \left(T_e^4 - T_s^4\right) \qquad (I.4)$$

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

$F_\varepsilon$ : Facteur fonction des émissivités des corps.

Dans la réalité, tout échange thermique s'effectue simultanément et éventuellement sous trois modes de transfert qui se concurrencent, l'échange est alors la somme des trois effets.

Cependant, lorsque l'un des modes est prédominant, on négligera l'effet des deux autres.

Les procédés utilisés dans l'industrie demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis avec ou sans changement de phases au cours des diverses opérations auxquelles ils sont soumis. La chaleur mise en œuvre représente une importante dépense d'énergie dont il est nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible .de ce fait les échangeurs de chaleur constituent des appareillages importantes [26].

## I.4 Technologie des échangeurs de chaleur :

### I.4.1 Introduction :

Les process les plus couramment rencontrés dans l'industrie pétrochimique ou autre, font intervenir l'échange de chaleur entre deux fluides. Le système utilisé dans cette situation est un échangeur de chaleur : c'est un appareil destiné à transférer un flux de chaleur d'un fluide à un autre. En général, les deux fluides sont séparés par une paroi (simple ou composée) constituant ainsi une résistance thermique. Dans certains équipements, le transfert thermique se fait par contact direct entre les fluides en présence. C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, tours de refroidissement, ou l'un des fluides subit un changement de phase.

Notre étude se base sur les échangeurs à fluides séparés, du faite de leur emploie quasi fréquent sur les unités industrielles [10, 20].

## I.4.2 Classification des Echangeurs :

**La classification des échangeurs peut obéir :**

- Type de conception technologique
- Procédé de transfert
- Ecoulement des fluides
- Degré de compacité.

### I.4.2.1 Type de conception :

C'est la classification la plus répandue. Le modèle le plus simple d'échangeur qui puisse exister se compose de deux tubes coaxiaux. Lun des fluides circule dans le tube intérieur, alors que l'autre circule dans l'espace annulaire formé par les deux tubes : c'est l'échangeur tubulaire. On peut avoir aussi des échangeurs à faisceaux et calandre, il existe d'autres types d'échangeur

appelés échangeur à plaque, spiralés, à surface raclée, en plastique , à circuit imprimé et à tube en verre.

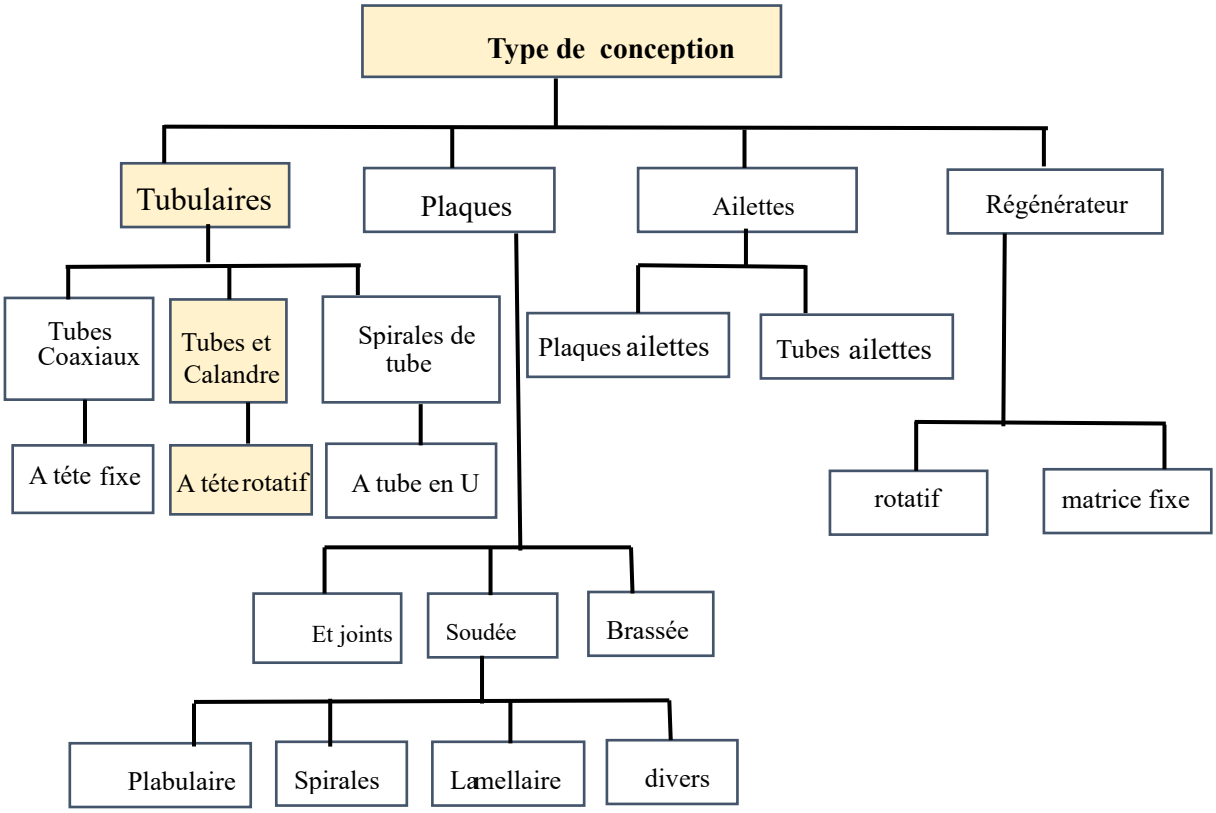



Figure I.3 : Classement selon type de conception des échangeurs [3].

### I.4.2.2 Procédé de transfert :

Les fluides mis en jeu dans l'échangeur peuvent entrer en contact direct : c'est le cas des tours de refroidissement des centrales nucléaires. En revanche, si les fluides sont séparés par une paroi comme dans le cas d'un radiateur de chaleur, l'échangeur sera dit contact indirect

### I.4.2.3 Ecoulement des fluides :

Selon le sens d'écoulement de fluide on distingue trois types d'échangeurs :

- **A co-courant**
- **A contre courant**
- **A courant croisé**

- **Circulation à Co-courant (courant-parallèle) :**

Dans ce cas, les deux fluides circulent dans le même sens, de chaque côté de la paroi (Figure I.4)

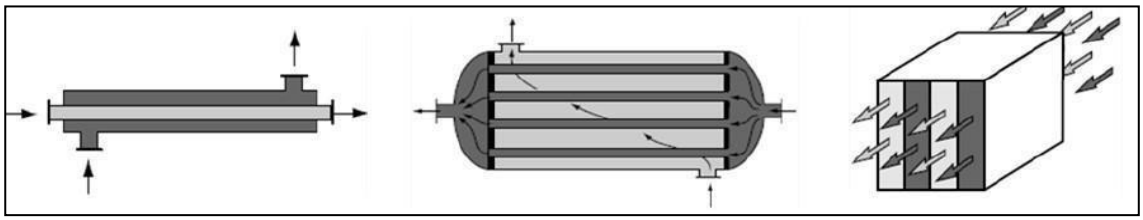


Figure I.4 Circulation à Cocourant [4].

- **Circulation à contre-courant :**

Dans ce cas, les deux fluides circulent dans un sens opposé, de chaque côté de la paroi (Figure I.5).

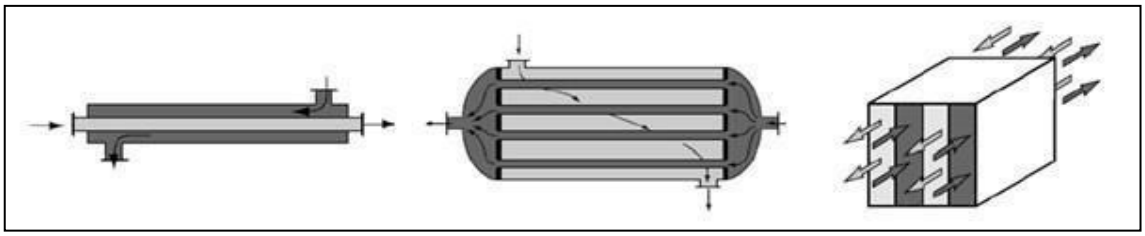


Figure I.5 : Circulation à contre courant [4].

- **Circulation à courants croisés :**

L'écoulement des deux fluides se fait dans deux directions perpendiculaires (Figure I.6 ).

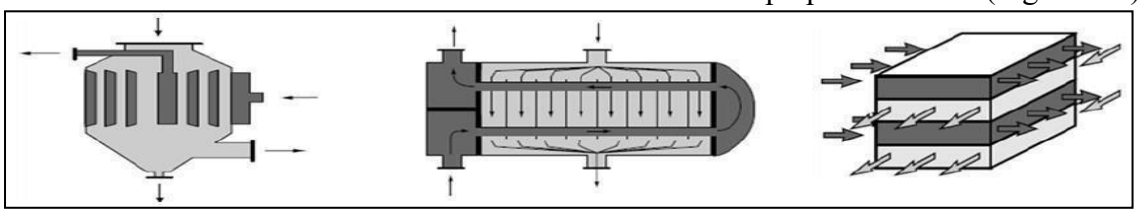


Figure I.6 : Circulation à courant croisé [4].

### I.4.2.4 Degré de compacité :

Les échangeurs compacts sont construits pour présenter une grande sur face d'échange dans un volume réduit (supérieure 700 $m^2$ par $m^3$). A titre d'exemple, illustre l'importance de la compacité en matière d'encombrement pour quelques types d'échangeurs.

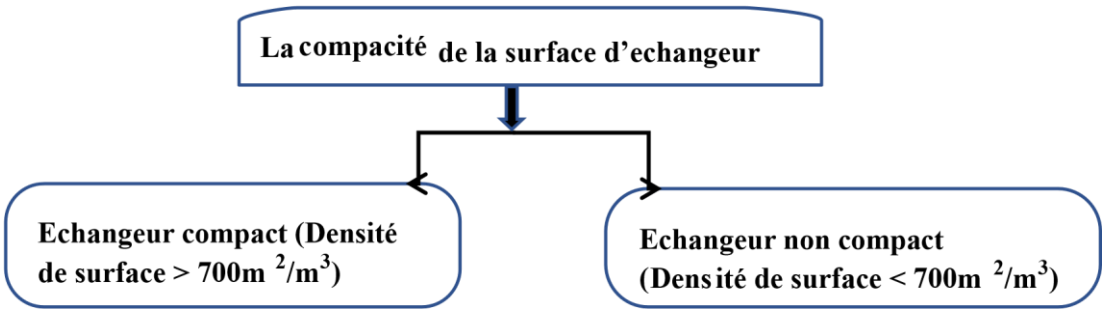



Figure I.7 : La compacité de la surface d'échangeur [3].

## I.4.3 Echangeurs tubulaires :

Les échangeurs à faisceaux tubulaires connus aussi sous le nom d'échangeurs calandre et tubes, sont des appareils thermiques dans lesquels circulent deux fluides ( liquide/liquide, liquide/gaz, gaz/gaz) et qui changent de chaleur.

Durant notre stage nous avions constaté qu'il existe trois sortes d'échangeurs tubulaires sur les sites pétroliers que nous avions visités.

- échangeur tubulaire monobloc : les plaques tubulaires sont soudées directement avec la calandre.
- échangeur tubulaire en U : porte une seule plaque tubulaire
- échangeur tubulaire à tète flottante

Description de ces trois cas :

### I.4.3.1 Echangeur monobloc :

Les plaques sont directement soudées sur la calandre. De construction peu onéreuse, ces appareils permettent de loger le maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe, mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence entre les températures de peau des tubes et la calandre est suffisamment faible (inférieure à 30°C) pour que la dilatation ou la contraction du faisceau soit acceptable. Dans le cas où cette différence entraîne des contraintes importantes, des soufflets de dilatation doivent être utilisés.

En outre le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'effectuer que par voie chimique.

Leur emploi en raffinerie reste donc très limité.

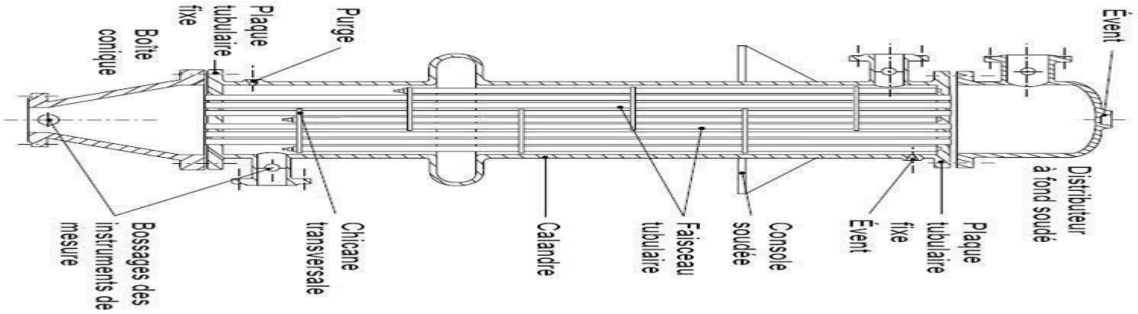



Figure I.8 : composants d'un échangeur à plaque tubulaire fixe [5].

### I.4.3.2 Echangeur à tubes en U :

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

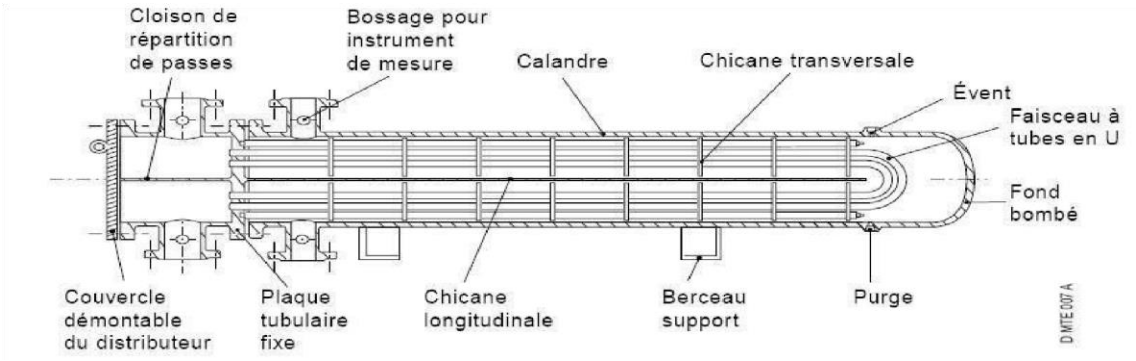



Figure I.9 : composants d'un échangeur à tube en U [5].

**I.4.3.3 Echangeur à tete flottante :**

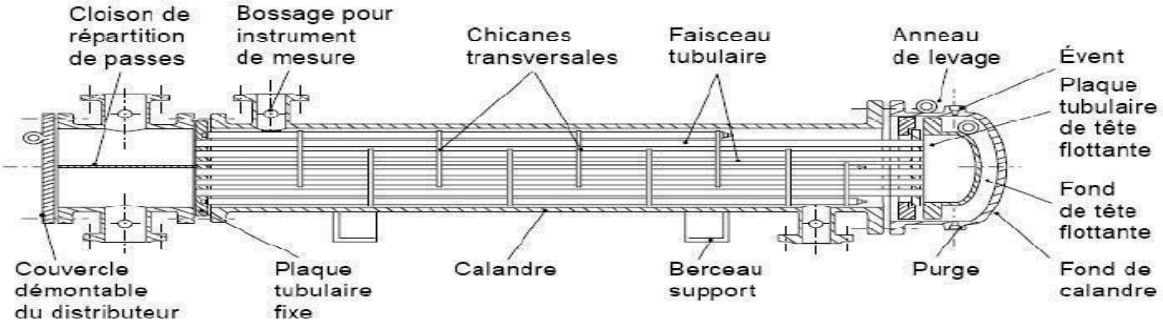



Figure I.10 : composants d'un échangeur à faisceau et calandre à tète flottante [5]

Les deux premiers cas cités ci-dessus sont généralement utilisés dans les unités de GPL ou, les produits véhiculés dans les échangeurs sont propres et ne causent pas le bouchage des tubes surtout sur la partie en U.

Le 3$^{ème}$ cas est utilisé fréquemment dans les stations de traitement de brut ou les raffineries car les produits utilisés sont impropres.

Pour la construction des échangeurs la société américaine TEMA prévoit trois classes d'échangeurs tubulaires classés selon l'ordre de sévérité croissante

- Le type de boite avant
- Le type de calandre
- Le type de la boite arrière.

## I.5 Recommandations du TEMA :

Le standard TEMA introduit des recommandations pour la construction des échangeurs.

- Les tolérances de fabrication des différents éléments constituant un échangeur sont proposées, l'axicité, la planéité et autres paramètres sont également mentionnés.
- Un modèle de feuille de calcul (ou notice des spécifications) est recommandé.
- Une plaque minéralogique est signalétique sur ce type d'échangeurs, sur la base d'un inspecteur des mines.

La procédure d'inspection doit répondre au code ASME section et éventuellement des codes locaux. Le fabricant doit garantir les performances thermiques et mécaniques de l'échangeur durant l'exploitation et ce conformément aux doléances du client, soit 12 mois après livraison, quand l'échangeur est utilisé dans les bonnes conditions.

Ajoutons que la durée de vie et la satisfaction du client sont obtenues pour les unités qui sont bien connues et construites avec soins. Une installation correcte et une maintenance préventive sont de la responsabilité de l'utilisateur [11, 12].

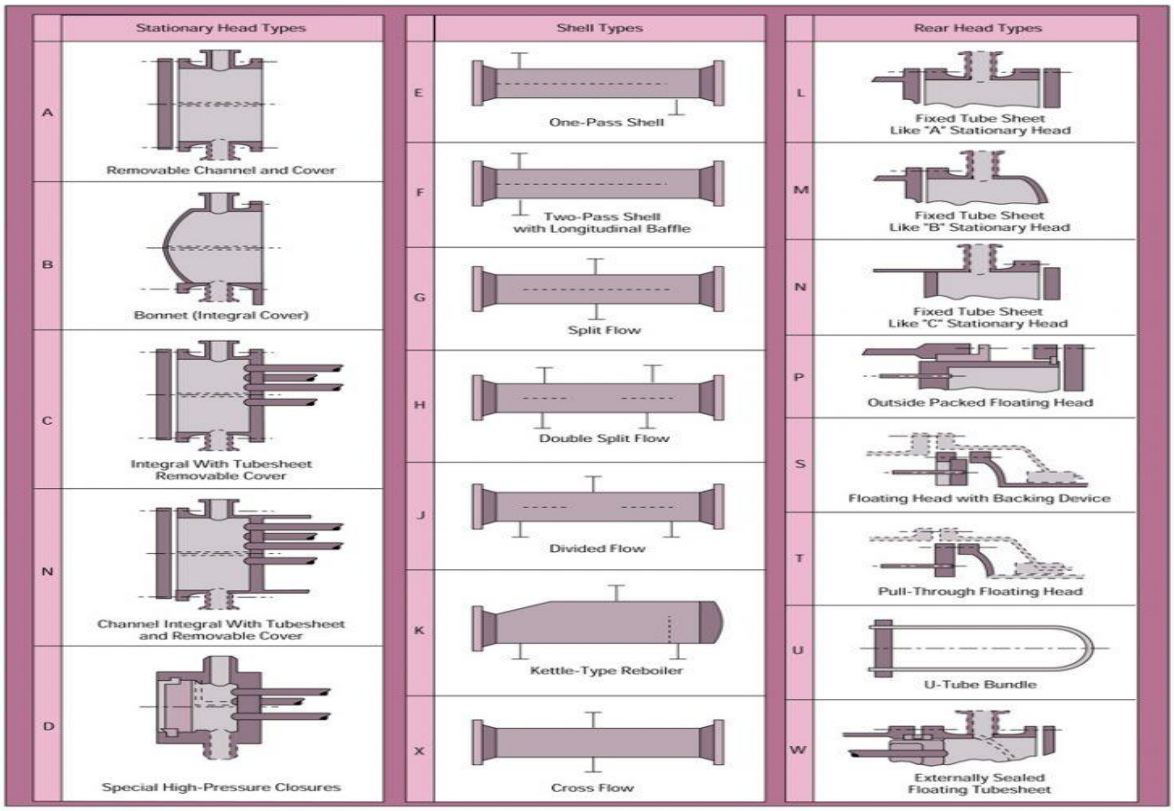



Figure I.11 : Exemples de combinaison d'échangeurs TEMA [5].

## Conclusion :

Un échangeur de chaleur n'est pas qu'un assemblage de tubes et de tôles — c'est le résultat d'un compromis permanent entre les lois physiques du transfert thermique et les contraintes du monde industriel. Conduction, convection, géométrie des faisceaux, nature des fluides : autant de paramètres qui s'imbriquent et dont la maîtrise conditionne toute analyse sérieuse des performances. Ce premier chapitre a construit ce socle. Sans lui, les calculs du Chapitre III n'auraient été qu'une succession de formules sans ancrage physique.

C'est sur cette base que le Chapitre II s'attache à décrire concrètement l'échangeur étudié, avec tout ce que la réalité de terrain y ajoute**.**

# CHAPITRE II

## TECHNOLOGIE DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR ÉTUDIÉ

## II.1 Introduction :

Avant d'entamer notre étude sur l'échangeur de chaleur étudié de l'unité UTBS, nous allons développer théoriquement un échangeur à tête flottante avec l'ensemble de ses composants. Ce type d'échangeur est le plus répandu dans les installations pétrolières en raison de sa facilité de démontage, de nettoyage et de maintenance, ce qui en fait le choix privilégié pour les fluides encrassants tels que le brut non stabilisé.

## II.2 Description de l'échangeur de chaleur étudié

### a- Description Extérieure

L'échangeur de chaleur étudié est un appareil de type faisceau et calandre à tête flottante, conforme aux normes ASME VIII div1, TEMA R et API 660. Sa conception externe comprend plusieurs organes essentiels au bon fonctionnement du transfert thermique, que nous allons décrire ci-dessous

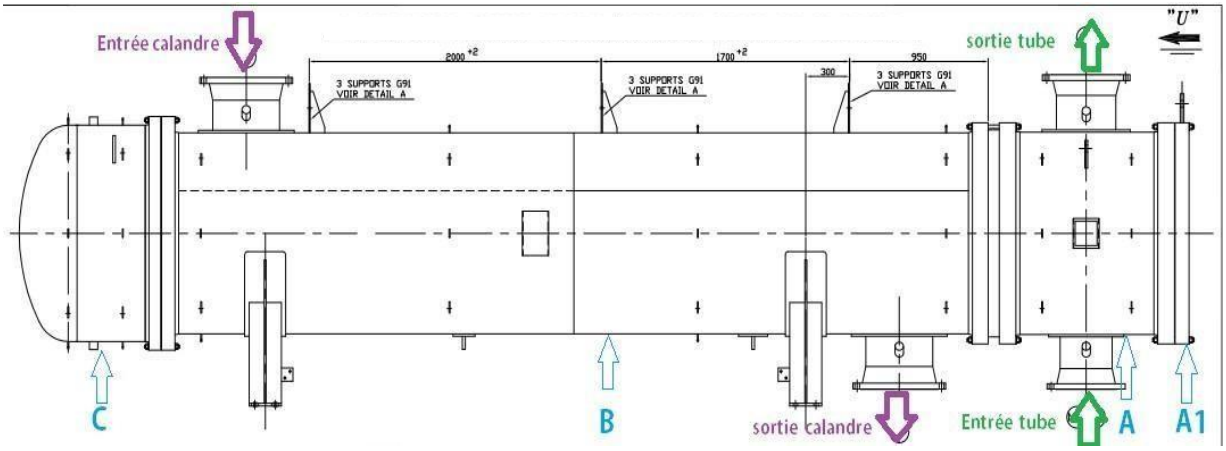



Figure II.1 : l'échangeur de chaleur étudié [21].

#### II.2.1.1 - 1ère boite d'échangeur (distributeur) « A » :

La boîte de distribution est l'organe d'entrée du fluide côté tubes. Elle reçoit le fluide provenant de la tuyauterie de procédé et le distribue uniformément dans l'ensemble des tubes du faisceau tubulaire, assurant ainsi une répartition homogène du débit. Elle est munie d'une cloison de répartition de passes qui oriente le fluide selon le nombre de passes côté tubes (2 passes dans notre cas).

Elle porte deux brides de raccordement : l'entrée est une bride de 12" classe 300 et la sortie de 14" classe 300 pour l'échangeur A, et respectivement 14" classe 300 et 16" classe 300 pour l'échangeur B. La plaque de fermeture A1 est boulonnée sur la boîte et permet l'accès aux tubes pour les opérations d'inspection et de nettoyage sans démontage complet de l'appareil.

- 2ème boite appelée calotte qui ferme la calandre « C »

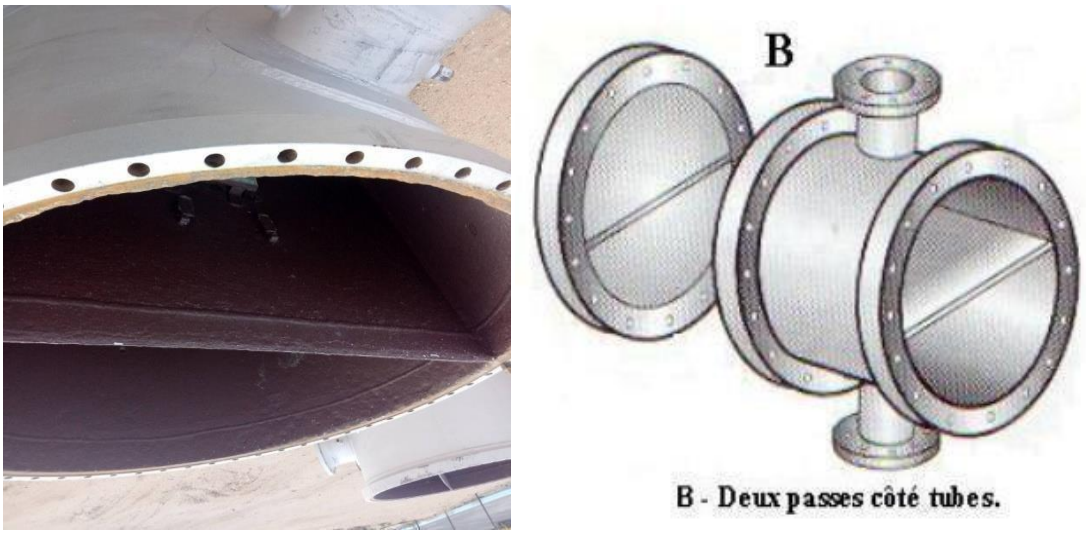



Figure II.2 : Boite de distribution [21]. -

### II.2.1.2 -Calandre (virole) « B » :

C'est l'enveloppe cylindrique qui contient le faisceau tubulaire. la limite technologique du diamètre de la calandre se situe vers 2 m.

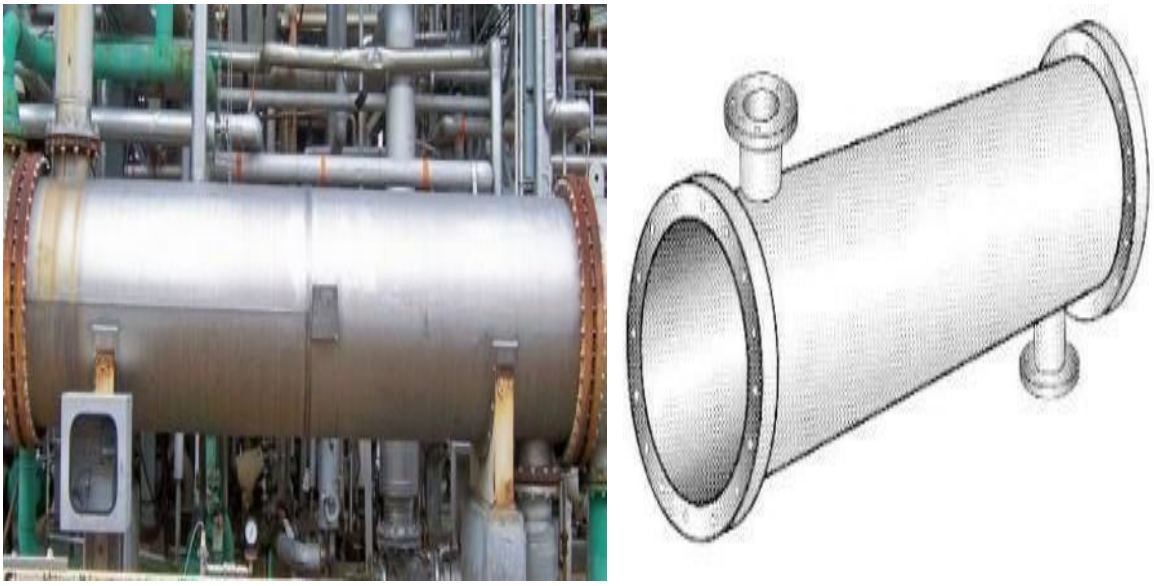


Figure II.3 : Calandre un seul passe [21].

- Deux tubulures de 18 '' 150 servant comme entrée et sortie de liquide dans la calandre.
- Deux plaques signalétiques indiquant les caractéristiques de construction et les conditions de service de l'appareil.

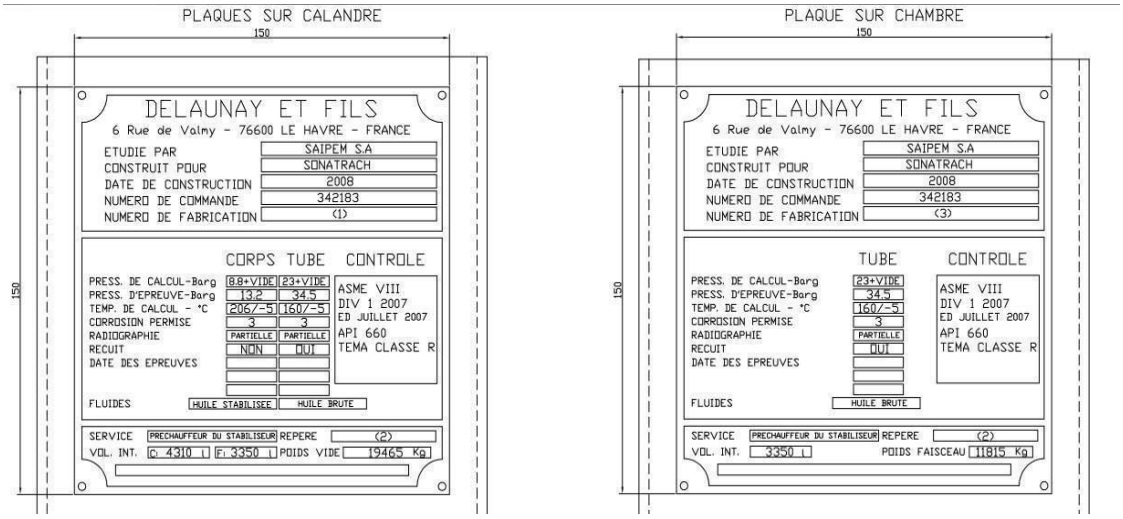



Figure II.4 : Les plaques signalétiques [21].

### II.2.1.3 -Events et vidange :

Dans toute conception d'un échangeur destiné pour le réchauffage ou le refroidissement d'un liquide, il est impératif de prévoir des piquages de vidange et d'évents afin d'éliminer d'éventuelles poches de gaz qui en stagnant dégradent les performances de l'échangeur.

## II.2.2 Description Intérieure :

**a- Faisceau tubulaire :**

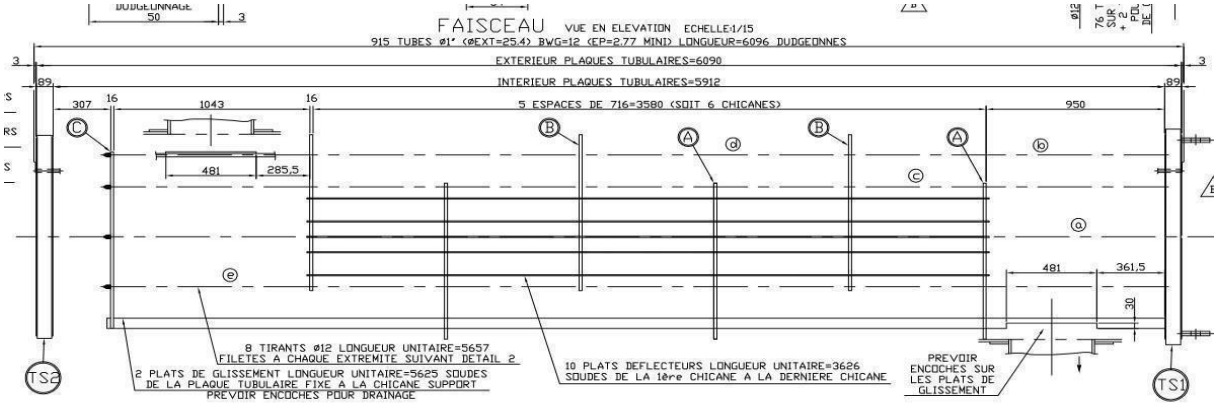



Figure II.5 : Schéma de Faisceau tubulaire [21].

**Faisceau tubulaire il est composé de :**

- 2 plaques tubulaires
- 915 tubes de diamètre intérieur 25.4 mm et de longueur 6096mm.
- 8 tirants de longueur 5657mm et les entretoises.
- 7 chicanes maintenues par 10 plats.
- un déflecteur.
- 2 plats de glissements.



Figure II.6 : faisceau tubulaire [21].

**b- Deux plaques tubulaires:**

Ce sont des plaques percées et supportant le faisceau tubulaire aux extrémités de la calandre. Leur épaisseur est calculée de façon à tenir compte de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boites ainsi que des contraintes dues aux différences de dilatation entre tubes et calandre. Les tubes sont fixés sur les plaques par dudgeonnage, les plaques tubulaires ont chacune 915 trous sur pas carré incliné.

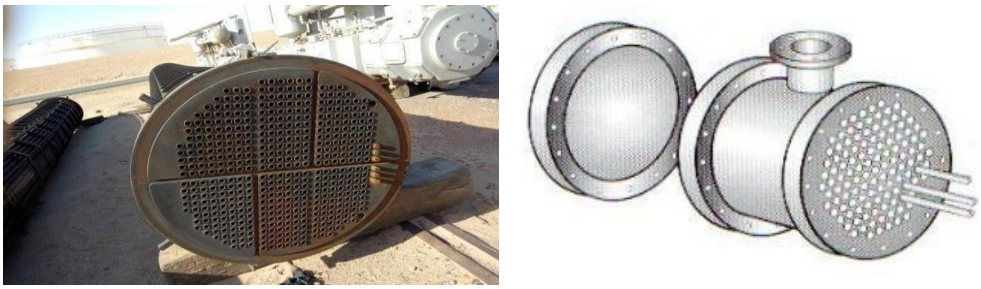


Figure II.7: la plaque tubulaire [21].

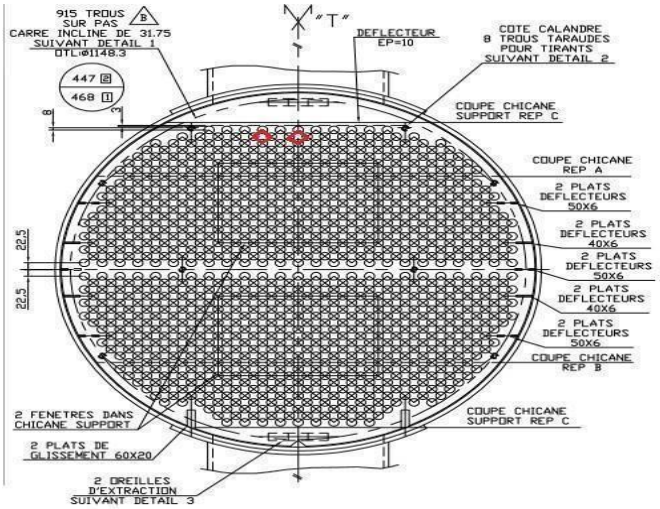



Figure II.8 : Schéma de la plaque tubulaire de préchauffeur [21].

**c- Chicane:**

De forme verticale, elles servent à assurer une bonne rigidité du faisceau et un bon brassage du fluide, car en augmentant la vitesse d'écoulement de celui ci, elles améliorent le coefficient d'échange.

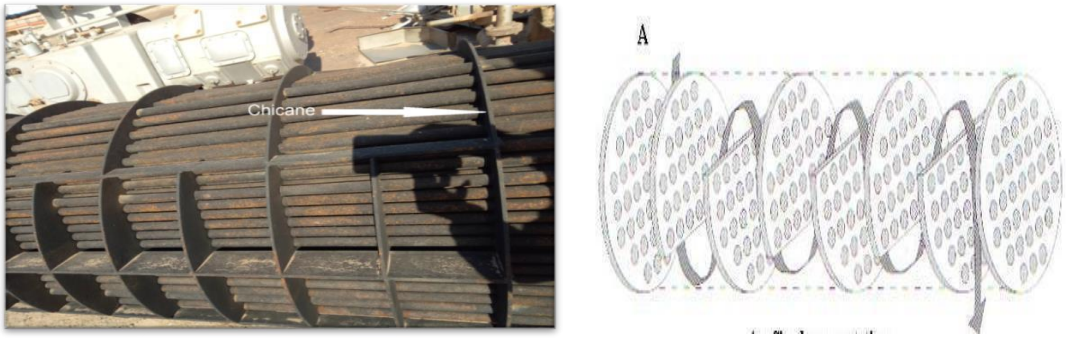



Figure II.9 : chicanes transversales [21].

**d- Tirants et entretoises :**

Assurent la liaison et l'espacement des chicanes et confèrent de la rigidité au faisceau.

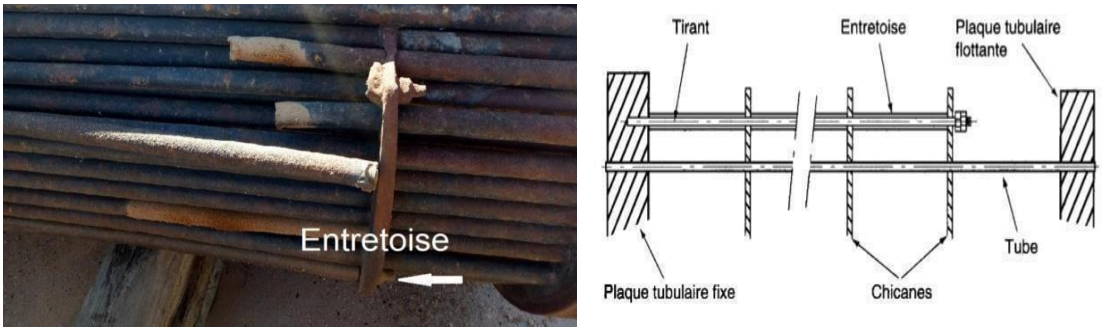



Figure II.10 : Tirants et Entretoises [21].

**e- Déflecteur :**

Assure l'orientation de l'écoulement du fluide entrant afin d'assurer une bonne distribution de celui-ci et protège dans certains cas, le faisceau contre l'impact direct du fluide entrant

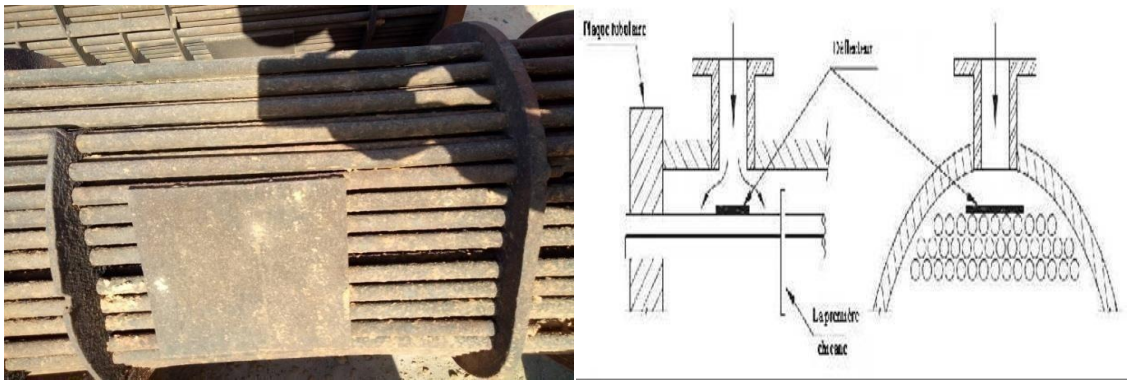


Figure II.11 : Déflecteur [21].

**f- Tète flottante avec ses accessoires :**

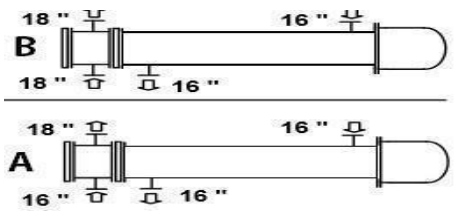
Anneaux demi-lune et les éclisses. Elle sert de fermeture des tubes et se fixe sur la plaque tubulaire arrière. Ce système permet la libre dilatation thermique du faisceau indépendamment de la calandre, ce qui est indispensable dans les applications huile/huile à haute température.



Figure II.12 : la tête flottante [21].

## II.3 Caractéristiques de l'échangeur de chaleur étudié

**Tableau II.1 : Description de l'échangeur de chaleur étudié [11] [23].**

| Paramètre | Valeur | | | |
|---|---|---|---|---|
| Référence | ASME VIII div1 / TEMA R / API 660 | | | |
| Surface | 851 m² | | | |
| Dimension | 1200-6096 AES | | | |
| Type de fluide | Huile / Huile | | | |
| Poids calandre | 17 430 kg | | | |
| Poids tube | 10 900 kg | | | |
| Nombre de tubes | 915 tubes (Øext 25.40 mm, ép. 2.77 mm, L = 6096 mm) | | | |
| Chicanes | Simple segmentation – 716 mm | | | |
| Déflecteur | Oui | | | |
| Nombre de passes | Calandre : 1 / Tube : 2 | | | |
| Type de bride | WN RF | | | |
| Diamètre des tubulures | Calandre | | Tube | |
| | Entrée | Sortie | Entrée | Sortie |
|   | 16 ″ 150 RF | 16 ″ 150 RF | 16″A 18″B 150 RF | 18″ 150 RF |

## II.4 Le rôle de L'échangeur de chaleur étudié :

L'échangeur de chaleur étudié est un préchauffeur de la colonne de stabilisation. Il est constitué de deux échangeurs de chaleur huile/huile avec leurs deux chambres (côté tubes) en série, qui permettent de chauffer une partie (≈ 80%) de l'huile provenant du dessaleur et d'obtenir la température requise pour l'alimentation chaude de la colonne. Le préchauffage est fourni par l'huile stabilisée (via le côté calandre des échangeurs), issue du fond de la colonne de stabilisation. La température en sortie du préchauffage est régulée par un contrôleur de température agissant sur les vannes de régulation en sortie huile chaude.

**Tableau II.2 : Caractéristiques thermiques de l'échangeur de chaleur étudié [21].**

| Paramètre | Valeur |
|---|---|
| **Chaleur échangée** | 14.9 MW |
| **Pression de service (tubes / calandre)** | 6.9 Bar / 5.6 Bar |
| **Température d'entrée (tubes / calandre)** | 68°C / 135 – 160°C |
| **Température de sortie (tubes / calandre)** | 82 – 114°C / 120°C |
| **Pression de calcul (tubes / calandre)** | 23 Bar / 8.8 Bar |
| **Température de calcul (tubes / calandre)** | 160°C / 206°C |

## II.5 Problèmes de Fonctionnement

Les transferts thermiques dans les échangeurs thermiques sont favorables au développement de phénomènes d'encrassement dans les liquides et sur les parois thermiques. Ils se traduisent par l'accumulation d'éléments solides indésirables sur les surfaces d'échange. Il existe différents types d'encrassement, classés en fonction de la vitesse de développent de la résistance thermique additionnelle [1, 13, 20].



Figure II.13:échangeur sale et propre [6].

## II.5.1 Type d'encrasseet

### II.5.1.1 Encrassement particule

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

- L'eau des chaudières contenant des produits corrosifs (oxydes et hydroxydes de fer).
- Eaux des tours de refroidissement.
- Particules transportées par l'air.
- Écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- Fumées industrielles de résidus solides de combustion [14, 20].

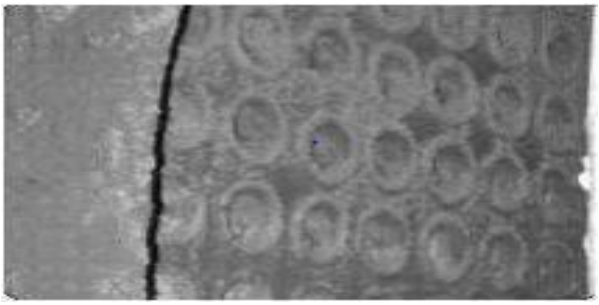


Figure II.14 :encrassement particulaire [6].

### II.5.1.2 Encrassement dû à la corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement permettant de produire des particules(oxydes) provoquant l'encrassement particulaire [15, 22].

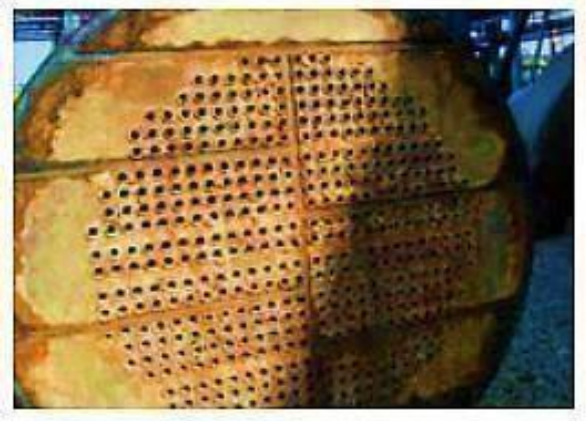


Figure II.15 : importante de la corrosion. [6]

### II.5.1.3 Entartage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin (tarte) à partir d'une solution liquide. Il est dépendu donc de la composition de l'eau industrielle. Il reflète le déplacement de

l'équilibre calco-carbonique de l'eau dans le sens de production de tarte en raison de la dureté de l'eau et de l'augmentation de température [14, 20].



Figure II.16 : entartage d'une chaudière à tube d'un four [19].

#### II.5.1.4 Encrassement chimique

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Ce type d'encrassement est souvent lié aux réactions de polymérisation produisant la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique et l'industrie agroalimentaire [13].

#### II.5.1.5 Encrassement par solidification

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous refroidie (formation d'une couche de glace ou de givre à l'intérieur des conduits) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures par aphoniques). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation de givre) [13].

### II.5.2 Impact d'encrassement sur le dimensionnement des échangeurs :

D'un point de vue thermique, l'encrassement d'un échangeur se traduit par la diminution de ses performances. En effet, les différents dépôts localisés sur la surface d'échange génèrent une résistance thermique supplémentaire qui s'oppose au transfert de chaleur à travers la paroi et par suite une diminution du coefficient d'échange global. Et pour cela Il existe des procédés mécaniques et chimiques de prévention de l'encrassement pendant le fonctionnement de l'échangeur. L'objectif de ces procédés est non seulement une amélioration notable des performances, mais également une augmentation de ladurée de service entre deux arrêts programmés (pour maintenance) [24, 27].

## II.6 Maintenance de l'échangeur :

Selon la réglementation ministérielle, les appareils à pression à gaz qu'on nomme APG subissent deux révisions systématiques, la première est la révision triennale, c'est-à-dire chaque trois ans, ou

l'appareil est présenté à un inspecteur d'un organisme de contrôle agrée par l'état (Sonatrach travaille avec ENACT : entreprise nationale de contrôle technique), la deuxième est la révision décennale c'est-à-dire chaque 10 ans . L'appareil doit être présenté et inspecter par ENACT et en plus doit subir un test hydrostatique en présence de l'inspecteur.

Avant d'entrer dans les détails, parlons un peu de la maintenance des échangeurs de chaleur. Chaque installation pétrolière possède des équipements statiques : colonne, échangeurs de chaleur, four, aéros réfrigérants, ballons et rebouilleurs. Pour assurer un bon fonctionnement de ces sites pétroliers, un organisme bien détaillé soit étudie et réalisé. Cet organisme est composé de directions ou divisions qui s'occupent des taches de travail.

- La direction exploitation veuille sur la marche et la production du site.
- La direction maintenance suit toutes les opérations de réparation et de changement des machines endommagées
- La direction sécurité sensibilise les travailleurs sur la sécurité des installations et intervient en cas d'incendie ou accident de travail.
- La direction logistique sert de support à toutes ces directions (besoin matériels spécifiques comme grue grand tonnage, chariots élévateurs, camions)

En dehors de ces deux systèmes de révisions cités ci-dessus, le service maintenance pratique deux sortes de maintenance :

**II.6.1 Maintenance préventive :**

C'est une maintenance systématique. Un contrôle routinier est réalisé par les gens de la maintenance (mécaniciens, électriciens, instrumentiste, informaticiens) Pour les échangeurs qui nous concernent on observe :

- Etanchement de fuite au niveau des boites.
- Changement d'instruments de régulation défectueux.

**II.6.2 Maintenance curative :**

- Mélange de deux produits qui circulent dans l'échangeur (tubes percés ou dudgeonnage défectueux), pour réparer ces deux problèmes procéder au test d'étanchéité coté calandre et obturer les tubes percés ou dudgeonner les tubes fuyards.

- Durant l'exploitation, il faut faire attention à la réduction de la vitesse d'écoulement qui peut augmenter
- Veiller à la formation du personnel exploitant qui doit être au courant des mécanismes d'augmentation de l'encrassement.
- Les échangeurs compacts sont plus sensibles à l'encrassement que le reste des échangeurs, il faut faire autant attention aux filtres, aux doseurs chimiques, … que pour les pompes.

- Etablir des procédures claires lors de blocages.
- Etablir des procédures claires pour l'entretien des échangeurs.
- Le nettoyage des échangeurs se fait de plusieurs façons selon le type d'échangeur, la nature de l'application, la nature des fluides en circulation…

Lorsqu'on ne peut pas démonter les échangeurs, on peut : Faire circuler de l'eau, des solutions alcalines ou acides, ou autre solution chimique permettant de dissoudre les dépôts, d'injecter de l'air ou de l'azote dans le fluide ce qui permet de disloquer les dépôts [21, 25].

## II.7 Révision de l'échangeur

### II.7.1 Présentation de la révision décennale :

Suivant un programme bien déterminé chaque unité de production doit être arrêtée pour entamer la révision de ces équipements qui étaient en service.

En plus de la tache des tests hydrostatiques programmée dans la révision décennale les mêmes taches seront réalisées dans les deux révisions.

### II.7.2 Suivi de la révision du préchauffeur :

#### II.7.2.1 Opération de démontage :

1- Installation des échafaudages.
2- Dé calorifugeage des parties boulonnées.
3- Mise sous joints pleins coté calandre.
4- Démontage de la boite de distribution, calotte et tête flottante.
5- Extraction du faisceau en utilisant un extracteur de faisceau et une grue.
6- Transfert de toutes ces pièces vers la plate forme de nettoyage.

#### II.7.2.2 Opération de nettoyage :

1- Nettoyage interne de la calandre.
2- Nettoyage des faisceaux tubulaires intérieurement et extérieurement.
3- Nettoyage des boites de distribution, calottes et têtes flottantes.

#### II.7.2.3 Inspection :

Une 1ère inspection a été réalisée avant le nettoyage. Constatation d'un encrassement dans les tubes. Présence de paraffine dans la tête flottante, extérieurement les faisceaux apparaissent propres.

On conclut que les tubes sont encrassés à l'intérieur à cause de brut non stabilisé.

Une 2ème inspection sera réalisée après le nettoyage. Aucune réserve de la part d'inspection. Les tubes sont bien nettoyés intérieurement et extérieurement, pas de déformation des chicanes, aucune corrosion n'apparait sur les surfaces des tubes.

Remontage des faisceaux sur site et préparation pour test hydrostatique :

## II.8 Test hydrostatique :

- Test coté calandre :

Une fois les faisceaux sont sur site on place les anneaux de test avant et arrière. On place 02 vannes de test l'une au point de vidange et l'autre au point de l'évent, on remplit la calandre avec de l'eau traitée et on place un manomètre et un enregistreur de pression, on gonfle à la pression d'épreuve par palier, après 2 heures d'attente un bon diagramme est tracé dans l'enregistreur (aucune fuite et aucun tube percé : test positif).

- Décompression par palier, vidange et soufflage à l'air de la calandre.

- Test coté tube :

On démonte les anneaux de test et on remonte la boite de distribution et la tête flottante. Mise en place d'un enregistreur et d'un manomètre étalonnés on remplit les tubes avec l'eau traité et on gonfle à la pression d'épreuve par palier. Après 2 heures d'attente :

aucune fuite à signaler, la charte de diagramme est bonne.

- Décompression, vidange et soufflage à l'air des tubes.
- Remise en place la calotte et dépose les joints pleines coté calandre.
- Le préchauffeur est prêt à remettre en service après installation des instruments de régulation

## II.9 Observation :

La perte de charge côté tubes de l'échangeur de chaleur étudié est surveillée en permanence via les instruments de mesure installés sur le terrain. En cas d'encrassement excessif, une alarme de haute pression différentielle est générée, signalant qu'il est nécessaire de nettoyer les tubes encrassés. Des indicateurs de pression différentielle permettent de mesurer localement la perte de charge sur chaque échangeur, afin de déterminer le faisceau de tubes sur lequel il est nécessaire d'intervenir [21].

Chaque chambre peut être isolée afin de permettre une intervention de nettoyage. Un piquage de 4" est prévu à l'entrée de chaque faisceau de tubes pour le rinçage sans démontage. Un encrassement côté chambre se traduit par une augmentation progressive de la perte de charge et, à terme, une impossibilité de contrôler le niveau en fond de colonne de stabilisation.

Des manomètres installés en entrée et sortie de chaque chambre permettent de déterminer sur quelle chambre il est nécessaire d'intervenir. Chaque chambre peut être isolée individuellement pour faciliter les opérations de maintenance

## Conclusion :

Ce qui frappe lorsqu'on démonte un échangeur encrassé, c'est l'écart brutal entre ce que les données de design promettent et ce que la réalité opératoire impose. Les dépôts paraffiniques dans la tête flottante, les tubes colmatés, les fuites détectées lors des tests hydrostatiques rien de tout cela n'apparaît dans les fiches techniques.

Ce chapitre a précisément comblé cet écart, en décrivant l'appareil tel qu'il est vraiment : dans sa constitution physique, dans ses fragilités, et dans les opérations de maintenance qui tentent, à intervalles triennaux, de lui redonner un souffle.

Ce sont ces mêmes observations les dépôts, les fuites, l'écart au design qui alimenteront le Chapitre III et lui donneront tout son sens.

# CHAPITRE III

# CALCUL THERMIQUE ET ANALYSE DE L'ENCRASSEMENT DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR ÉTUDIÉ

## III.1 Introduction

L'encrassement constitue l'une des problématiques les plus coûteuses de l'industrie pétrolière. Il se manifeste par l'accumulation progressive de dépôts solides essentiellement paraffiniques et asphalténiques sur les surfaces d'échange thermique, entraînant une dégradation des coefficients de transfert, une augmentation des pertes de charge et, à terme, des arrêts de maintenance non planifiés.

Le présent chapitre constitue le cœur analytique de ce mémoire. Son objectif est double : d'une part, conduire un calcul thermique rigoureux par la méthode de Kern afin de déterminer le coefficient de transfert en conditions propres $U_P$ et le coefficient encrassé $U_S$, puis en déduire la résistance d'encrassement réelle $R_d$ ; d'autre part, analyser l'évolution temporelle de ces grandeurs à partir des données de monitoring DCS collectées lors du stage, en comparant les états de l'échangeur avant et après la révision triennale de 2024.

## III.2 Données de l'échangeur de chaleur étudié

La batterie de préchauffage est constituée de deux échangeurs identiques A et B (train 30), montés en série côté tube. Pour les calculs thermiques, ces deux appareils sont assimilés à un échangeur équivalent unique dont les caractéristiques sont la somme de celles de chaque échangeur individuel.

**Tableau III.1 Caractéristiques de l'échangeur de chaleur étudié (données design)**

| Paramètre | Côté calandre | Côté tube |
|---|---|---|
| Fluide circulant | Brut stabilisé | Brut non stabilisé |
| Débit massique (kg/h) | **M = 539 081,1** | **m = 454 452,2** |
| Température d'entrée (°C) | $T_1$ = 160,0 | $t_1$ = 68,1 |
| Température de sortie (°C) | **$T_2$ = 119,8** | **$t_2$ = 114,1** |
| Nombre de passes | 2 passes | 4 passes (2×2) |
| Perte de charge admissible (bar) | **0,7** | **0,9** |
| Densité à 15°C (g/cm³) | 0,79 | 0,78 |
| Cp : Chaleur spécifique (kJ/kg·°C) | **2,466** | **2,198** |
| Rd design TEMA (m²·K/W) | **0,00035** | |
| Surface d'échange totale A (m²) | **A = 851 m² (2 × 425,5 m²)** | |
| Nombre total de tubes | 1 830 tubes (915 par échangeur) | |
| Diamètre extérieur des tubes (mm) | $d_o$ = 25,4 mm | |
| Épaisseur de paroi des tubes (mm) | e = 2,77 mm | |
| Longueur des tubes (m) | L = 6,096 m | |
| Pas triangulaire pt (mm) | pt = 31,75 mm | |
| Diamètre intérieur calandre Dc (m) | Dc = 1,2 m | |
| Espacement des chicanes B (mm) | B = 716 mm | |

## III.3 Méthodologie de calcul Méthode de Kern

La méthode de Kern est la méthode semi-empirique classique pour le dimensionnement thermique et la vérification des performances des échangeurs à faisceau et calandre. Elle repose sur des corrélations expérimentales établies sur des appareils industriels réels et constitue la référence de l'industrie pétrolière pour ce type d'équipement [8, 24].

Le principe du calcul s'articule en trois étapes successives : calcul du coefficient de transfert global propre $U_P$ (à partir des coefficients de film individuels $h_i$ et $h_o$), calcul du coefficient de transfert global encrassé $U_S$ (à partir du bilan thermique réel), puis déduction de la résistance d'encrassement Rd par comparaison des deux coefficients.

### III.3.1 Corrélations des propriétés thermophysiques

Les propriétés des huiles hydrocarbonées sont évaluées aux températures calorifiques Tc et tc à l'aide des corrélations suivantes, spécifiquement validées pour les bruts pétroliers algériens [9, 10] :

**Tableau III.2 Corrélations des propriétés thermophysiques des hydrocarbures**

| Propriété physique | Corrélation | Conditions d'application |
|---|---|---|
| Masse volumique ρ (kg/m³) | $\rho(T) = d_4^{15} \times 1000 - \alpha \cdot (Tm - 15)$ | $\alpha = 0{,}00075$ ; Tm en °C |
| Chaleur spécifique Cp (kJ/kg·°C) | $Cp = [0{,}388 + 0{,}00045 \cdot Tm] \times 4{,}187 / spgr^{0.5}$ | 32°F < T < 400°F |
| Viscosité dynamique μ (kg/m·s) | $\mu = 1{,}06\times10^{-3} \times e^{(15{,}003/Tm)}$ | Tm en Kelvin |
| Conductivité thermique λ (W/m·K) | $\lambda = 0{,}17 - 1{,}418\times10^{-4} \times Tm$ | Tm en Kelvin |

### III.3.2 Températures caloriques Tc et tc

Les températures caloriques servent de températures de référence pour l'évaluation des propriétés physiques. Elles sont déterminées selon les relations de Kern :

$$Tc = T_2 + Fc \cdot (T_1 - T_2) \qquad \textbf{(III.1)}$$

$$tc = t_1 + Fc \cdot (t_2 - t_1) \qquad \textbf{(III.2)}$$

où

Fc est le facteur calorique déterminé à partir de l'abaque de Kern (Annexe A, graphe N°2) en fonction du rapport $R = (t_2 - t_1)/(T_1 - T_2)$.

### III.3.3 Bilan thermique et coefficient encrassé Us

La chaleur échangée est déduite du bilan thermique global :

$$Q = M \cdot Cp \cdot (T_1 - T_2) = m \cdot Cp' \cdot (t_2 - t_1) \quad [W] \qquad \text{(III.3)}$$

**- M** et **m** : Les débits massiques horaires des fluides (kg/ h)

**- $C_p$ :** La chaleur spécifique des deux fluides (kcal/ kg °C).

La différence de température logarithmique moyenne en contre-courant, corrigée par le facteur F, est calculée par :

$$\Delta TLM = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \qquad \text{(III.4)}$$

$$\Delta TLMc = \Delta TLM \times F \qquad \text{(III.5)}$$

avec les paramètres R et E définis par :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \qquad \text{(III.6)}$$

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \qquad \text{(III.7)}$$

Le coefficient de transfert global en conditions encrassées est alors :

$$Us = \frac{Q}{A \cdot \Delta TLMc} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad \text{(III.8)}$$

**A :** La surface totale d'échange offerte par l'appareil.

**U :** Le coefficient de transfert de chaleur global.

**ΔTLM :** la différence de température moyenne logarithmique du fluide.

### III.3.4 Coefficient de transfert propre Up — Méthode de Kern

#### III.3.4.1 Côté tube Coefficient $h_i$

La section de passage par passe, la vitesse massique et le nombre de Reynolds côté tube sont donnés par :

$$a_t = \frac{N \cdot \pi \cdot d_i^2}{4 \cdot n_t} \quad \text{(III.9)}$$

$$G_t = \frac{m}{a_t} \quad \text{(III.10)}$$

$$R_{e_t} = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \quad \text{(III.11)}$$

**$a_t$ :** Section de passage

**$N_t$ :** Nombres de tubes.

**$d_i$ :** Diamètre intérieur des tubes.

**$n_p$ :** Nombre de passes.

**$G_t$ :** vitesse massique des effluents

**m :** Débit total coté tube

**$d_i$ :** diamètre intérieur des tubes.

**μ :** la viscosité des effluents.

**Re :** Nombre de Reynolds

Le coefficient de convection hi est obtenu via le facteur jh lu sur l'abaque de Kern (Annexe A, graphe N°3), puis ramené à la surface extérieure :

$$h_i = h_h \cdot \left(\frac{c_P \cdot \mu}{\lambda}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\mu^{0.14}}{\mu w} \quad \text{(III.12)}$$

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_0} \quad \text{(III.13)}$$

**λ :** conductivité thermique des effluents.

**$C_p$ :** la chaleur spécifique des effluents.

**μ :** la viscosité des effluents.

Le coefficient de convection extérieur ho est calculé par la corrélation de Kern (Annexe A, graphe N°4):

$$h_o = h'_h \cdot \frac{\lambda'}{De} \cdot \left(\frac{c'_P \cdot \mu'}{\lambda'}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\mu'^{0.14}}{\mu' w} \quad \text{(III.14)}$$

### III.3.4.2 Côté calandre Coefficient ho

Le diamètre équivalent pour un arrangement triangulaire et la section de passage côté calandre sont :

$$De = \frac{4 \cdot pt^2 - \pi \cdot d_0^2}{\pi \cdot d_0} \quad \text{(III.15)}$$

$$a_{ct} = \frac{D_c}{Pt} \cdot (Pt - d_0) \cdot B \quad \text{(III.16)}$$

$$Re'_c = \frac{De \cdot G_{ct}}{\mu'} \quad \text{(III.17)}$$

**$D_C$ :** diamètre de la calandre.

**$P_t$ :** pas.

**B :** distance entre deux chicanes.

**$d_0$ :** diamètre extérieur d'un tube

**$G_c$ :** vitesse massique de la charge côté calandre.

**$D_e$ :** le diamètre équivalent.

**µ:** la viscosité de la charge.

La température de paroi Tp, nécessaire pour le calcul des correctifs de viscosité, est estimée par :

$$T_P = t_c - \frac{h_o \cdot \Phi_c}{h_o \cdot \Phi_c + h_{io} \cdot \Phi_t} \cdot (T_c - t_c) \quad \text{(III.18)}$$

### III.3.4.3 Coefficient global $U_p$ et résistance $R_d$

$$U_P = \frac{h_{io} \cdot \Phi_t \cdot h_o \cdot \Phi_c}{h_{io} \cdot \Phi_t + h_o \cdot \Phi_c} \quad [\mathrm{W/m^2 \cdot K}] \quad \text{(III.19)}$$

$$R_d = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot Us} \quad [\mathrm{m^2 \cdot K/W}] \quad \text{(III.20)}$$

### III.3.5 Organigramme de la méthode de Kern

La procédure complète de calcul est synthétisée dans l'organigramme de la Figure III.2. Cet algorithme a été appliqué systématiquement à chaque journée du monitoring pour calculer l'ensemble des résultats présentés dans ce chapitre.

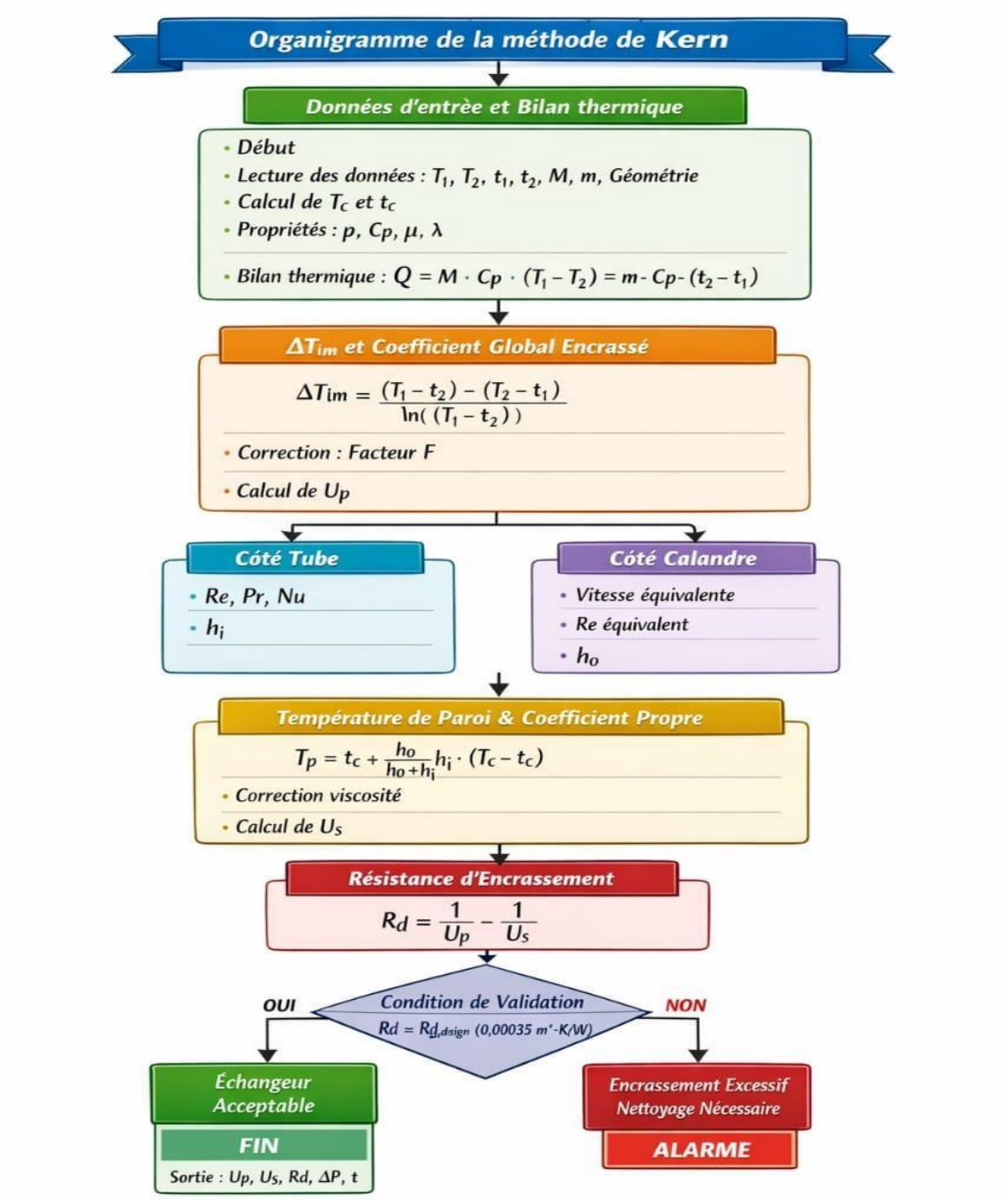



Figure III.1 – Organigramme de la méthode de Kern pour le calcul de Up, Us et $R_d$

## III.4 Exemple de calcul numérique — 1er Août 2024

L'exemple présenté correspond au 1er août 2024, premier jour de fonctionnement après la révision triennale. L'échangeur est dans un état proche du propre et constitue ainsi la référence postmaintenance. La procédure complète de calcul de la résistance d'encrassement est développée cidessous.

### III.4.1 Données opératoires du jour J

**Côté calandre :** $T_1 = 143{,}22°C$, $T_2 = 121{,}36°C$, $d_4^{15} = 0{,}8019$

**Côté tube :** $t_1 = 67{,}8°C$, $t_2 = 92{,}88°C$, $d_4^{15} = 0{,}7993$

**Facteur calorique (abaque N°2) :** $Fc = 0{,}52$

Les températures caloriques calculées sont :

$$Tc = 121{,}36 + 0{,}52 \times (143{,}22 - 121{,}36) = 131{,}83°C$$

$$tc = 67{,}80 + 0{,}52 \times (92{,}88 - 67{,}80) = 80{,}86°C$$

### III.4.2 Propriétés physiques aux températures caloriques

**Tableau III.3 Propriétés physiques calculées à Tc = 131,83°C et tc = 80,86°C**

| Fluide / Température | ρ (kg/m³) | Cp (kJ/kg·°C) | μ (kg/m·s) | λ (W/m·K) | spgr |
|---|---|---|---|---|---|
| Brut stabilisé Tc = 131,83°C | 719,80 | 2,093 | $1{,}100\times10^{-3}$ | 0,113 | 0,8019 |
| Brut non stabilisé tc=80,86°C | 752,90 | 1,986 | $1{,}106\times10^{-3}$ | 0,120 | 0,7993 |

### III.4.3 Paramètres géométriques calculés

**Tableau III.4 Paramètres géométriques de l'échangeur étudié**

| Paramètre | Expression | Valeur |
|---|---|---|
| Diamètre intérieur des tubes di (m) | $d_i = d_o - 2e = 0{,}02540 - 2\times0{,}00277$ | **0,01986 m** |
| Section de passage côté tube at (m²) | $a_t = (N/nt) \cdot (\pi \cdot di^2/4)$ | **0,142 m²** |
| Section de passage côté calandre $a_{ct}$ (m²) | $a_{ct} = (Dc/pt) \cdot (pt - do) \cdot B$ | **0,170 m²** |
| Diamètre équivalent De (m) | $De = (4 \cdot pt^2 - \pi \cdot do^2) / (\pi \cdot do)$ | **0,025 m** |

### III.4.4 Différence de température logarithmique corrigée

Calcul de ΔTLM en contre-courant :

$$\Delta TLM = [(143{,}22-92{,}88) - (121{,}36-67{,}80)] / \ln(50{,}34/53{,}56) = 51{,}93°C$$

**Paramètres R et E :**

$R = (143{,}22-121{,}36)/(92{,}88-67{,}80) = 0{,}87$

$E = (92{,}88-67{,}80)/(143{,}22-67{,}80) = 0{,}33$

D'après l'abaque (Annexe A, graphe N°1) **:** $F = 0{,}98$

$$\Delta TLMc = 0{,}98 \times 51{,}93 = 50{,}89°C$$

### III.4.5 Coefficient de transfert encrassé Us

$$Us = Q / (A \times \Delta TLMc) = 10\,867\,220 / (851 \times 50{,}89) = 251{,}99 \ W/m^2 \cdot K$$

### III.4.6 Coefficient de transfert propre Up — Résultats détaillés

**Tableau III.5 Récapitulatif complet du calcul thermique (01/08/2024)**

| Grandeur intermédiaire | Côté tube | Côté calandre |
|---|---|---|
| Vitesse massique G (kg/m²·h) | **$G_t$ = 826,06** | **$G_{ct}$ = 729,28** |
| Nombre de Reynolds Re | **Re = 14 938** | **Re' = 16 575** |
| Régime d'écoulement | Turbulent ✓ | Turbulent ✓ |
| Facteur jh (abaque Kern) | **$j_h$ = 50** | **$j_h'$ = 73** |
| Coefficient de convection (W/m²·K) | **$h_i$ = 790,13** | **$h_{oc}$ = 1425,35** |
| $h_{io} = h_i \times (d_i/d_o)$ (W/m²·K) | **$h_{io}$ = 632,10** | — |
| Température de paroi Tp (°C) | **Tp = 110,78°C** | |
| Correctif viscosité pariétale Φ | **$\Phi_t$ = 0,99971** | **$\Phi_c$ = 1,00047** |
| Coefficient corrigé (W/m²·K) | **$h_{io} \cdot \Phi_t$ = 632,40** | **$h_o \cdot \Phi_c$ = 898,25** |
| ▶ Coefficient propre Up (W/m²·K) | **Up = 371,12 W/m²·K** | |
| ▶ Coefficient encrassé Us (W/m²·K) | **Us = 251,99 W/m²·K** | |
| ▶ Résistance d'encrassement $R_d$ (m²·K/W) | **$R_d$ = 0,001273 m²·K/W** | |
| $R_{d\ design}$ TEMA (m²·K/W) | **0,00035 → $R_d/R_{d\ design} \approx 3{,}6$** | |

Le rapport $R_d/R_{d,design} \approx 3{,}6$ observé dès le premier jour post-révision s'explique par deux facteurs conjugués : le débit opérationnel est inférieur d'environ 20 % au débit nominal, ce qui réduit Us et majore $R_d$ calculé ; par ailleurs, le facteur TEMA de 0,00035 m²·K/W est établi pour des fluides propres et reste structurellement inadapté aux bruts paraffiniques traités dans l'unité. Cette valeur,

cohérente avec les résultats du suivi mensuel post-révision ($R_d$ entre 0,001 et 0,0025 m²·K/W), confirme que la valeur de référence TEMA ne constitue pas un objectif atteignable dans ces conditions opératoires.

## III.5 Calcul des pertes de charge

Le calcul thermique ayant fourni une base solide, il convient de compléter l'analyse par l'examen des pertes de charge, qui constituent l'indicateur hydraulique le plus immédiatement accessible pour les opérateurs et le signal d'alerte le plus direct pour le suivi de l'encrassement en temps réel [21].

### III.5.1 Expressions de calcul

Les pertes de charge côté tube et côté calandre sont calculées selon les corrélations de Kern :

$$\Delta Pt = \frac{n_c \cdot n_t \cdot FT^2}{3{,}75 \cdot 10^{12} \cdot spg} \cdot \frac{L}{(d_i + 2) \cdot \Phi_t} \quad \text{[bar]} \qquad \text{(III.21)}$$

$$\Delta Pc = \frac{n_c \cdot F_{ct} \cdot (N_c + 1) \cdot D_c \cdot G_{ct}^2}{3{,}75 \cdot 10^{12} \cdot De \cdot \Phi_c \cdot \rho'} \quad \text{[bar]} \qquad \text{(III.22)}$$

$$Ft = 0{,}00280 + 0{,}250 \times Re^{(-0{,}32)} \quad \text{(facteur de friction de Kern)} \qquad \text{(III.23)}$$

### III.5.2 Résultats Avant et après révision 2024

**Tableau III.6 Pertes de charge calculées avant et après révision triennale 2024**

| Paramètre | Avant révision | Après révision |
|---|---|---|
| Re côté tube | **11 367,8** | **11 709,1** |
| Ft (facteur de friction tube) | **0,01539** | **0,01527** |
| GT côté tube (kg/m²·h) | **628,40** | **647,58** |
| ▶ ΔPt côté tube (bar) | ⚠ **1,356 bar** | ✓ **0,956 bar** |
| Re côté calandre | **14 894,8** | **12 921,3** |
| ▶ ΔPc côté calandre (bar) | **0,823 bar** | **0,809 bar** |
| ΔP admissible design (bar) | Tube : 0,9 bar \| Calandre : 0,7 bar | |

Le Tableau III.6 est explicite : avant la révision, ΔPt = 1,356 bar dépasse de 51 % la valeur admissible de 0,9 bar, confirmant l'obstruction significative des tubes par les dépôts de paraffine. Après révision et nettoyage complet, ΔPt = 0,956 bar se rapproche sensiblement des conditions nominales. Les pertes de charge côté calandre restent dans les limites admissibles dans les deux cas.

## III.6 Résultats et analyse

La méthodologie de Kern ayant été validée sur l'exemple du 1er août 2024, elle est à présent appliquée systématiquement à l'ensemble des données DCS collectées lors du stage, couvrant les périodes avant et après la révision triennale. Cette exploitation du monitoring journalier permet de reconstituer la dynamique temporelle de l'encrassement.

### III.6.1 Évolution de $R_d$ avant la révision 2024

Le monitoring de l'échangeur sur les trois mois précédant la révision (janvier à mars 2024) révèle une résistance d'encrassement nettement supérieure à la valeur de conception. Cette période représente l'état le plus dégradé de l'appareil, confirmé par l'inspection de démontage.

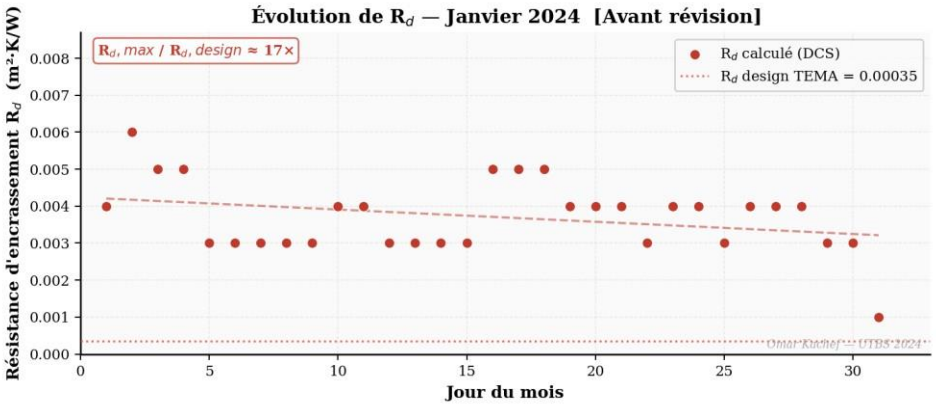



Figure III.2 — Évolution de $R_d$ — Janvier 2024 (avant révision)

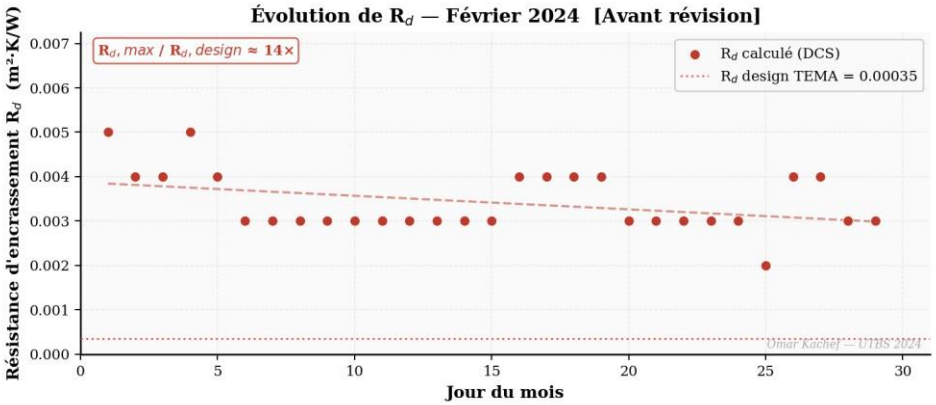



Figure III.3 — Évolution de $R_d$ — Février 2024 (avant révision)

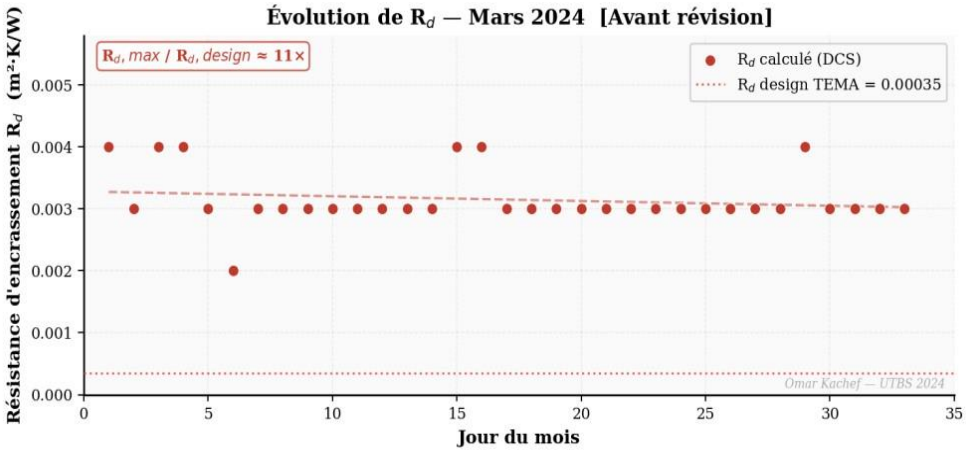



Figure III.4 — Évolution de $R_d$ — Mars 2024 (avant révision)

L'analyse des Figures III.2 à III.4 met en évidence les points suivants :

- $R_d$ oscille entre 0,003 et 0,006 m²·K/W, soit 8 à 17 fois la valeur de conception TEMA (0,00035 m²·K/W).
- L'évolution suit une tendance globalement croissante, cohérente avec le modèle de Kern-Seaton pour l'encrassement par dépôt d'hydrocarbures lourds.
- Les fluctuations journalières sont liées aux variations de débit et de température relevées sur le DCS, qui modifient la valeur de Us et donc de $R_d$ calculée.
- Un ralentissement en fin de période signale l'approche de l'équilibre dynamique entre le taux de dépôt et le taux d'érosion des couches de paraffine.

Les fluctuations journalières observées sont directement corrélées aux variations de la température d'entrée côté tube $t_1$ relevées sur le DCS : toute hausse de $t_1$ au-delà du seuil de 68°C accélère la cristallisation des paraffines et se traduit immédiatement par une augmentation de $R_d$ calculé, confirmant ainsi le rôle déterminant de ce paramètre dans la dynamique

### III.6.2 Évolution de $R_d$ après la révision 2024

Après la révision triennale nettoyage hydraulique et mécanique des faisceaux, dudgeonnage des tubes fuyards l'échangeur est remis en service dans un état proche du propre. Les figures suivantes caractérisent la dynamique de re-colmatage.

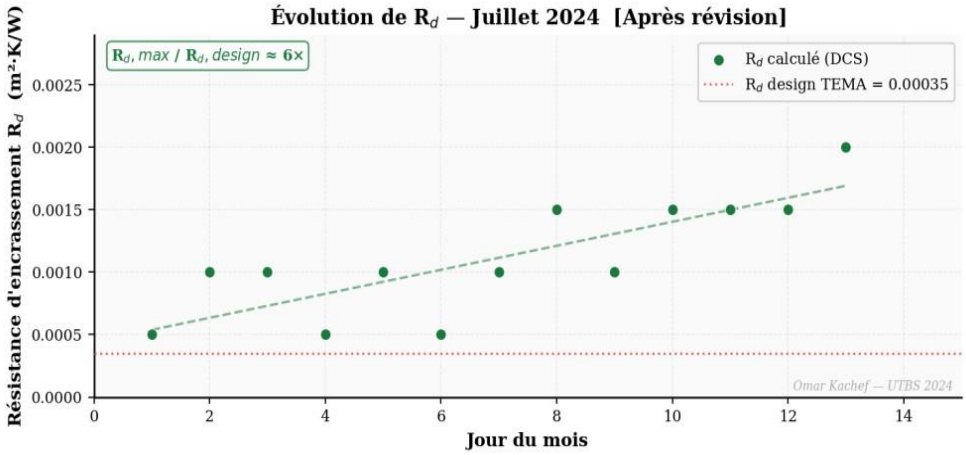



Figure III.5 Évolution de $R_d$ Juillet 2024 (après révision)

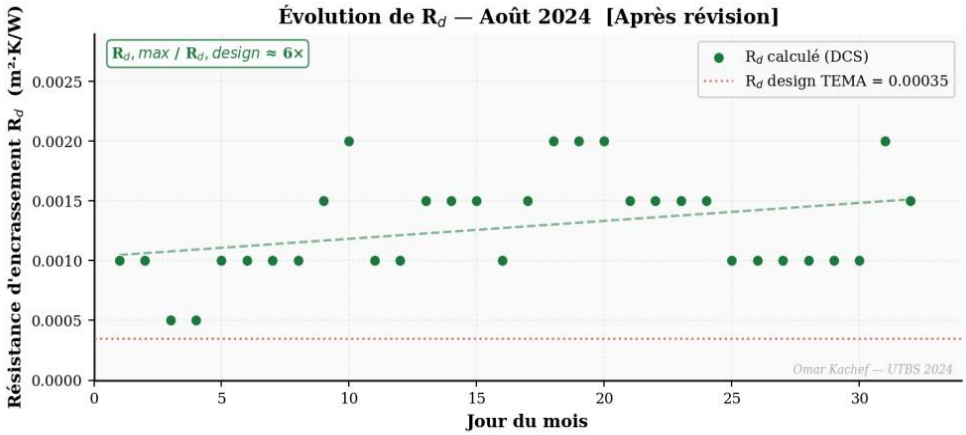



Figure III.6 — Évolution de $R_d$ — Août 2024 (après révision)

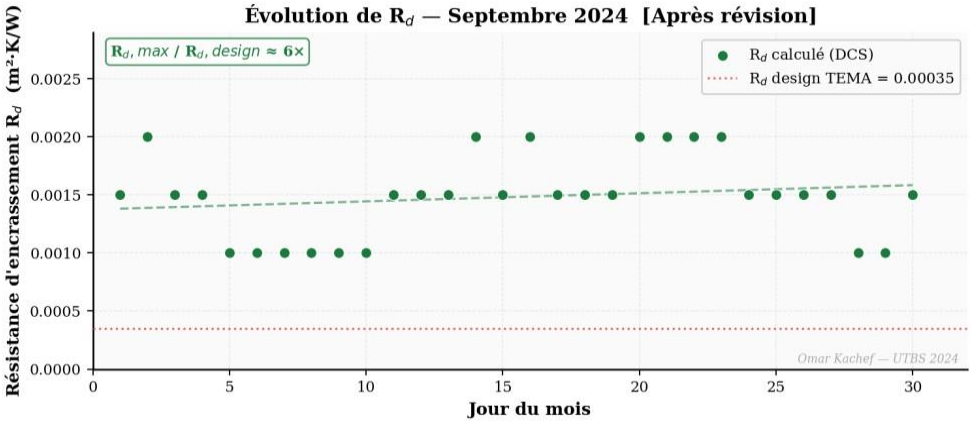



Figure III.7 — Évolution de $R_d$ — Septembre 2024 (après révision)

Après révision, $R_d$ s'établit entre 0,001 et 0,0025 m²·K/W, soit une réduction d'un facteur 2 à 5 par rapport à l'état pré-révision. Cette amélioration confirme l'efficacité du protocole de maintenance. Cependant, dès juillet 2024, la tendance croissante indique que le re-colmatage démarre

immédiatement à la remise en service, soulignant la cinétique rapide des dépôts paraffiniques dans ce type de brut.

La tendance croissante observée dès juillet 2024 est également modulée par les variations journalières de $t_1$ : les pics de $R_d$ post-révision coïncident systématiquement avec les épisodes où $t_1$ dépasse le seuil critique de 68°C, illustrant que même après nettoyage complet, le paramètre de température d'entrée reste le facteur opératoire le plus déterminant dans la cinétique de re-colmatage.

### III.6.3 Influence de la température d'entrée sur $R_d$

Parmi tous les paramètres opératoires, la température d'entrée côté tube $t_1$ est le facteur déterminant dans la formation des dépôts paraffiniques. La Figure III.9 établit cette dépendance.

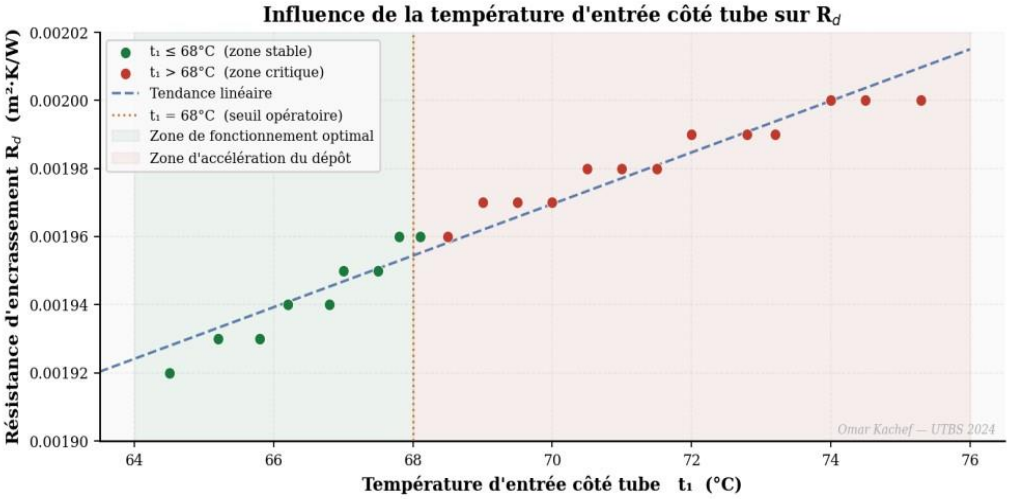



Figure III.8 — Résistance d'encrassement en fonction de la température d'entrée côté tube

La figure établit une corrélation linéaire croissante entre $t_1$ et $R_d$. La zone au-delà de 68°C est particulièrement critique : la vitesse de cristallisation des paraffines et des sels y augmente fortement. Ce résultat justifie la consigne opératoire de maintenir $t_1 \leq 68°C$, correspondant au seuil de stabilité thermique du brut non stabilisé traité dans l'UTBS.

### III.6.4 Vitesse de circulation côté tube

La vitesse de circulation côté tube conditionne à la fois le coefficient de convection $h_i$ et les forces de cisaillement exercées sur les dépôts.

En dessous d'un seuil critique, ces forces deviennent insuffisantes pour empêcher l'adhésion des cristaux de paraffine.

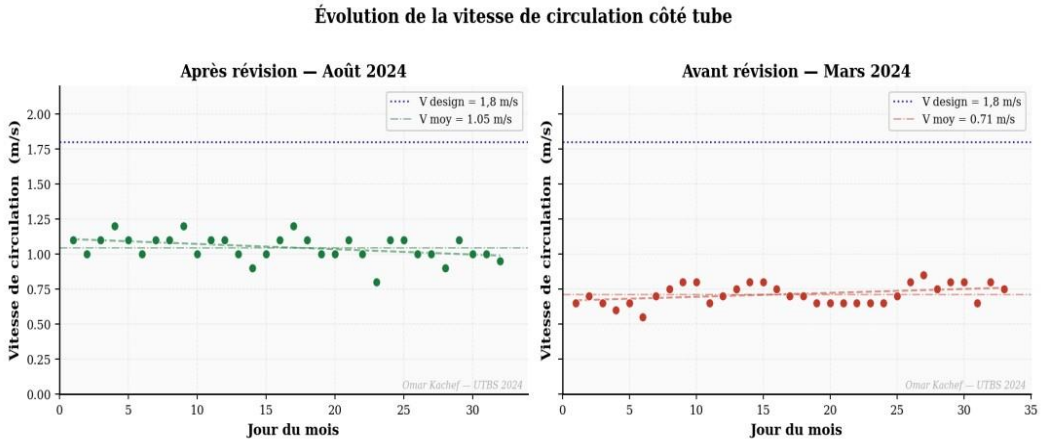



Figure III.9 — Vitesse de circulation côté tube : avant / après révision 2024

La Figure III.9 compare les deux périodes : après révision, V oscille entre 0,9 et 1,2 m/s ; avant révision, elle tombe à 0,5–0,9 m/s. Ces valeurs sont systématiquement inférieures à la vitesse de conception (1,8 m/s), en raison du débit opérationnel réduit et du by-pass ouvert côté tube. Ce régime réduit est doublement défavorable : il diminue le coefficient de transfert thermique et réduit l'autonettoyage hydrodynamique des surfaces.

### III.6.5 Analyse des pertes de charge

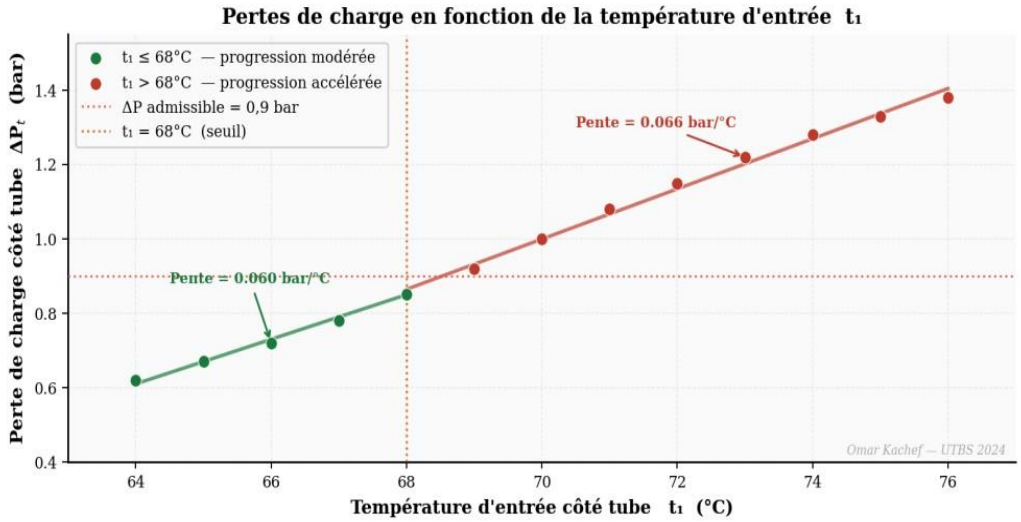



Figure III.10 Pertes de charge côté tube en fonction de la température d'entrée $t_1$

La Figure III.10 révèle un comportement bi-linéaire caractéristique : jusqu'à 68–70°C, les pertes de charge augmentent modérément ; au-delà, la progression s'accélère fortement. Ce changement de régime est directement lié à l'accélération de la cristallisation des paraffines. La valeur admissible de 0,9 bar est dépassée dès 70°C, justifiant pleinement la consigne opératoire.

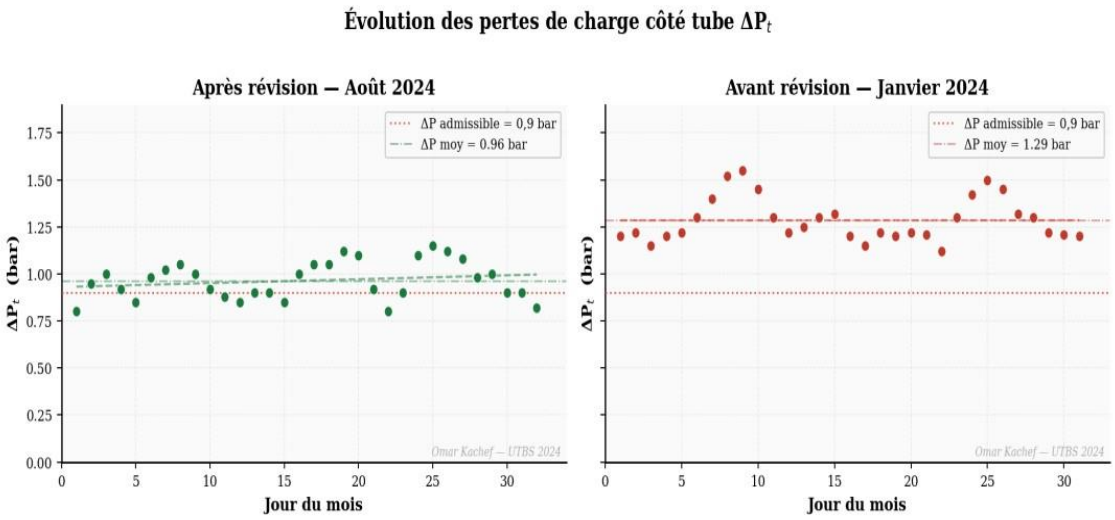



Figure III.11 Comparaison des pertes de charge calculées avant / après révision 2024

La Figure III.11 traduit en termes hydrauliques la même réalité que les courbes de $R_d$ : après nettoyage, ΔPt passe de 1,356 bar à 0,956 bar, soit une réduction de 29 %. La valeur reste néanmoins supérieure à la limite admissible de 0,9 bar en raison du débit opérationnel structurellement réduit.

## III.7 Efficacité thermique de l'échangeur étudié

L'efficacité thermique ε est le rapport entre la chaleur effectivement échangée et la chaleur maximale théorique échangeable. Elle constitue l'indicateur de performance globale le plus synthétique :

$$\varepsilon = Q / Q_{max} = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1) \qquad \text{(III.24)}$$

**Tableau III.7 Calcul de l'efficacité thermique dans les trois états de l'échangeur**

| Paramètre | Cas design | Après révision | Avant révision |
|---|---|---|---|
| $T_1$ entrée calandre (°C) | 160,0 | 151,83 | 133,52 |
| $t_1$ entrée tube (°C) | 68,1 | 75,95 | 70,33 |
| $t_2$ sortie tube (°C) | 114,1 | 100,90 | 89,12 |
| ▶ Efficacité thermique ε (%) | **50 %** | **33 %** | **29 %** |

La chute d'efficacité de 50 % (design) à 29 % (avant révision) représente une perte de récupération thermique de 42 % par rapport aux conditions nominales. Traduit en termes énergétiques : sur une

charge nominale de 14,9 MW, l'échangeur ne récupère plus que 8 à 10 MW en état dégradé une perte directement répercutée sur la consommation du four de stabilisation en aval.

## III.8 Simulation numérique de l'évolution temporelle de l'encrassement

### III.8.1 Modèle mathématique

Afin de quantifier la dynamique temporelle de l'encrassement au-delà des seuls points de mesure disponibles, une simulation numérique a été développée sur la base du modèle analytique de KernSeaton (1959). Ce modèle décrit la cinétique d'encrassement par une fonction exponentielle saturante, dont les paramètres sont calés sur les données de monitoring DCS collectées lors du stage, couvrant les périodes janvier–mars 2024 (avant révision) et juillet–septembre 2024 (après révision) [24].

La simulation numérique du modèle de Kern-Seaton a été réalisée à l'aide du logiciel MATLAB.

Ce logiciel a permis de résoudre les équations différentielles décrivant l'évolution temporelle de la résistance d'encrassement , ainsi que de tracer les différentes courbes (Rd, Us, η) en fonction du temps.

Grâce à ses capacités de calcul scientifique et de visualisation graphique, MATLAB constitue un outil adapté pour l'analyse et la modélisation des phénomènes d'encrassement dans les échangeurs de chaleur.

La résistance d'encrassement évolue selon la relation :

$$R_d(t) = R'_d \cdot \left[1 - e^{\left(\frac{-t}{\tau}\right)}\right] \qquad \textbf{(III.25)}$$

$\mathbf{R_d'}$ est la résistance asymptotique (valeur à saturation, en m²·K/W) .

**τ** est la constante de temps caractéristique (en jours) .

**t** est le temps écoulé depuis la remise en service.

À partir de $R_d(t)$, les grandeurs thermiques sont déduites par les relations de Kern :

$$U_S(t) = \frac{U_p}{1+U_P \cdot R_d(t)} \qquad \textbf{(III.26)}$$

$$\eta(t) = \frac{U_S}{U_P} \cdot 100 \qquad \textbf{(III.27)}$$

### III.8.2 Paramètres de simulation

**Tableau III.8 Paramètres du modèle de Kern-Seaton calés sur données DCS**

| Paramètre | Avant révision | Après révision |
|---|---|---|
| Résistance asymptotique $R_d'$ (m²·K/W) | **0,0065** | **0,0028** |
| Constante de temps τ (jours) | **45** | **35** |
| Coefficient propre Up (W/m²·K) | Up = 380 W/m²·K (constant, conditions propres) | |

### III.8.3 Résultats de la simulation

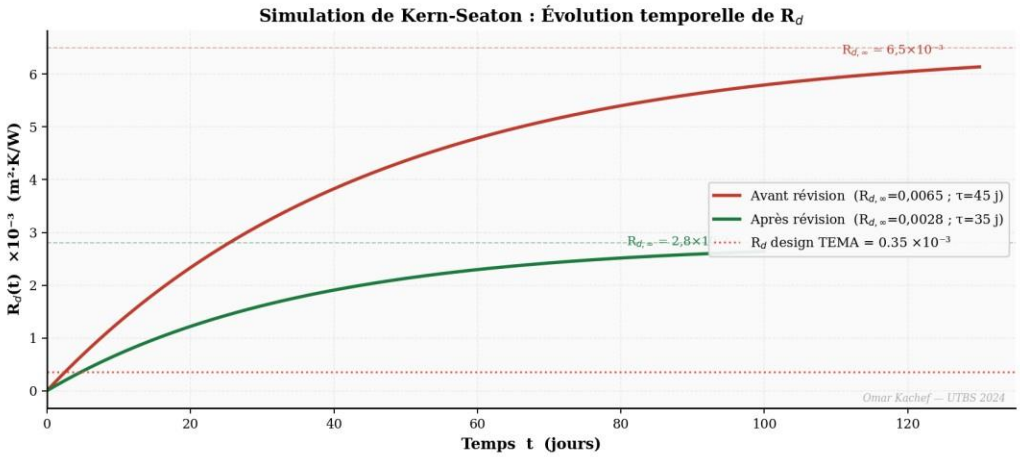



Figure III.12 — Simulation Kern-Seaton : Évolution de $R_d(t)$ — Avant et après révision 2024

La Figure III.12 illustre l'évolution temporelle simulée de $R_d$ pour les deux périodes. Avant la révision, Rd croît rapidement pour tendre vers la valeur asymptotique $R_d$' = 0,0065 m²·K/W, soit 18,6 fois la valeur TEMA. Après révision et nettoyage complet, Rd repart d'une valeur initiale proche de zéro et évolue vers $R_d'$ = 0,0028 m²·K/W (8 fois la valeur TEMA). La différence entre les deux asymptotes confirme l'efficacité du protocole de maintenance, tout en soulignant que même après nettoyage, le niveau d'encrassement d'équilibre reste très largement supérieur aux spécifications TEMA.

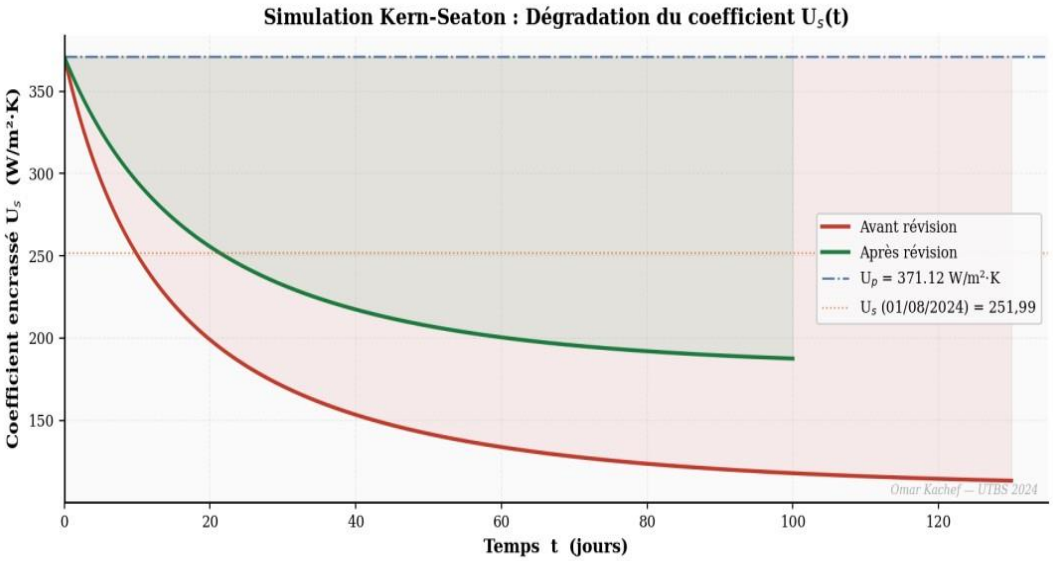



Figure III.13 — Simulation Kern-Seaton : Dégradation du coefficient Us(t)

La Figure III.13 traduit la dégradation de Us en fonction du temps. Avant révision, Us chute à moins de 55 % de Up, atteignant des valeurs inférieures à 200 W/m²·K. Après révision, la dégradation est

moins sévère mais reste significative : Us tend vers environ 230 W/m²·K à long terme. La zone ombrée représente la perte de performance thermique cumulée par rapport aux conditions propres.

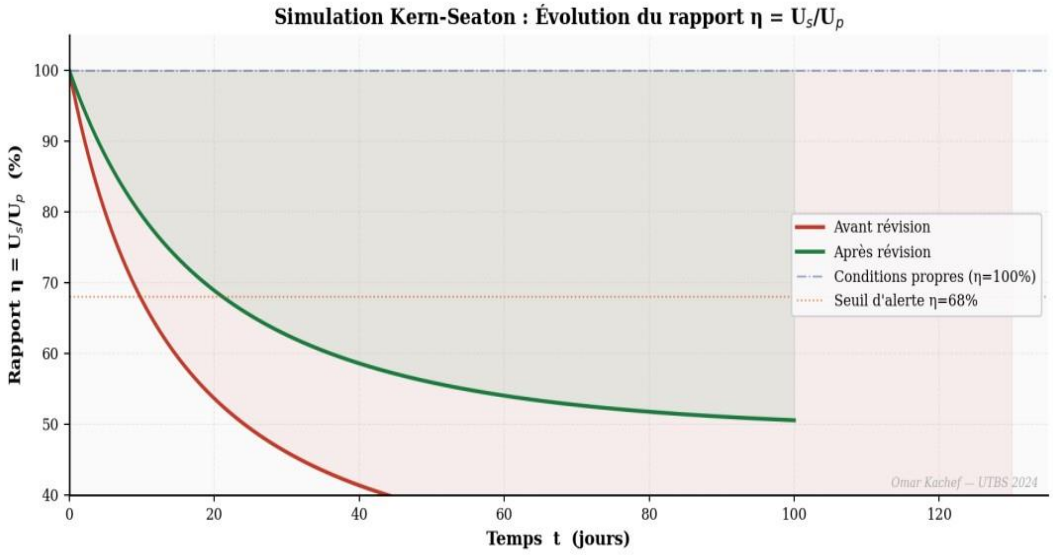



Figure III.14 — Simulation Kern-Seaton : Évolution du rapport η = Us/Up

La Figure III.14 traduit en pourcentage la perte de performance relative. Avant révision, η tombe en dessous de 60 % à saturation. Après révision, η se stabilise autour de 68 à 70 %. Ces valeurs sont cohérentes avec les efficacités thermiques mesurées ε = 29 % (avant) et ε = 33 % (après), confirmant la validité du modèle de simulation.

## III.9 Synthèse comparative — Design / Après révision / Avant révision

**Tableau III.9 — Performances comparées de l'échangeur dans les trois états**

| Paramètre | Cas design | Après révision (Août 2024) | Avant révision (Mars 2024) |
|---|---|---|---|
| Débit brut stabilisé M (kg/h) | **539 081** | **437 590** | **≈ 397 500** |
| $T_1$ entrée calandre (°C) | 160,0 | 151,83 | 133–143 |
| $T_2$ sortie calandre (°C) | 119,8 | 128,57 | 121–125 |
| $t_1$ entrée tube (°C) | 68,1 | 75,95 | 70–73 |
| $t_2$ sortie tube (°C) | 114,1 | 100,90 | 89–95 |
| ΔTLMc corrigé (°C) | 46,1 | 50,73 | 51–54 |
| Up (W/m²·K) | 380 | 371 | 341 |
| Us (W/m²·K) | 380 | 252 | 170 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $R_d$ (m²·K/W) | **0,00035** | **0,001–0,003** | **0,003–0,006** |
| ΔPt côté tube (bar) | 0,9 | **0,956 ✓** | **1,356** |
| ΔPc côté calandre (bar) | 0,7 | 0,809 | 0,823 |
| Vitesse de circulation V (m/s) | 1,8 | 0,9–1,2 | 0,5–0,9 |
| Efficacité thermique ε (%) | **50 %** | **33 %** | **29 %** |
| Charge thermique Q (MW) | 14,9 | ≈ 12,5 | ≈ 8–10 |

| Cas | Couleur | Période / État |
|---|---|---|
| Design | ■■■ | Conditions nominales de conception · état de référence |
| Après révision | ■■■ | Juillet–Septembre 2024 · post-nettoyage complet |
| Avant révision | ■■■ | Janvier–Mars 2024 · état dégradé (encrassement maximal) |

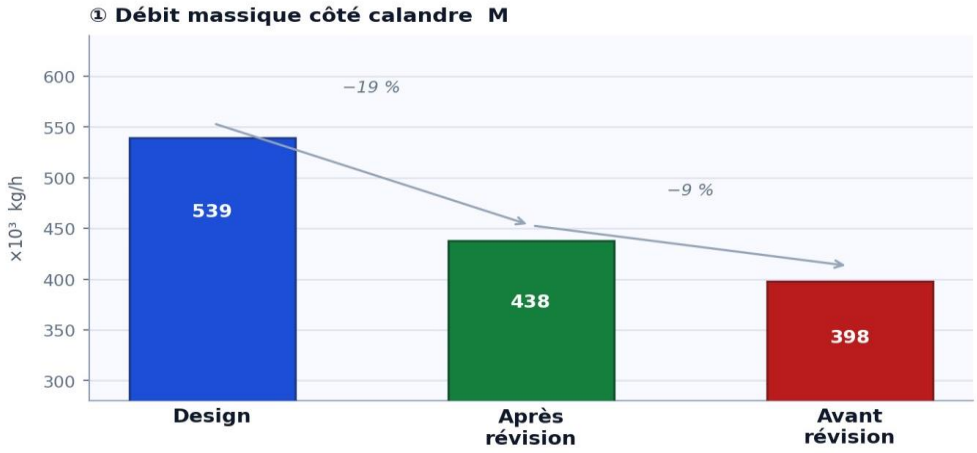



Fig. III.15 Débit massique du brut stabilisé dans les trois états (Tableau III.9 · données DCS)

Le débit massique côté calandre est le paramètre de premier ordre qui conditionne le coefficient de convection ho et par conséquent le coefficient propre Up . Un déficit structurel de 15 à 26 % par rapport au nominal est observé sur p
toute la période de monitoring.

- ■ **Design (539 × 10³ kg/h) :** débit nominal garantissant Re' ≈ 16 500 et un régime turbulent optimal côté calandre.
- ■ **Après révision (438 × 10³ kg/h) :** réduction de 19 %, attribuée au by-pass partiellement ouvert et aux conditions de charge estivale.
- ■ **Avant révision (398 × 10³ kg/h) :** réduction de 26 % cumulée, aggravée par l'obstruction des tubes qui contraint les opérateurs à limiter les débits pour préserver le circuit hydraulique.

Point clé : Le déficit de débit de 15–26 % est la cause principale du dépassement apparent de $R_d$,TEMA même en état propre. Il doit être intégré dans tout recalibrage du facteur d'encrassement de référence.

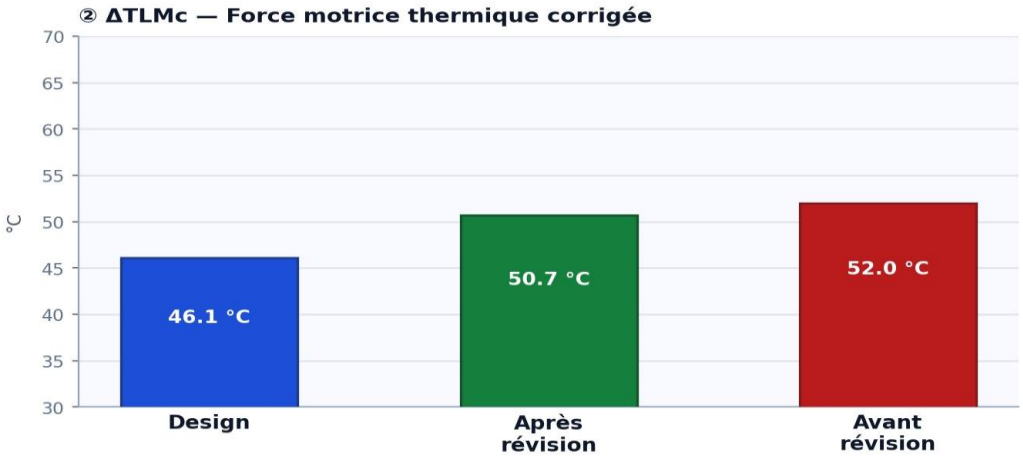



Fig. III.16 · ΔTLMc corrigée par le facteur F (éq. III.4–III.5 · Tableau III.9)

La ΔTLMc croît paradoxalement avec la dégradation de l'échangeur. Cette hausse ne traduit pas une amélioration du transfert, mais l'incapacité croissante des fluides à atteindre l'équilibre thermique : le fluide froid sort moins chaud, maintenant un écart de température plus élevé.

- **Design (46.1 °C) :** force motrice optimisée pour 14.9 MW de récupération à débit et températures nominaux.
- **Après révision (50.7 °C) :** hausse de +10 % liée à la sortie tube plus basse (t2 = 100.9 °C vs 114.1 °C design).
- **Avant révision (52 °C) :** ΔTLMc maximum malgré la charge thermique la plus faible (8–10 MW) — symptôme direct de l'encrassement sévère qui bloque le transfert.

Point clé : Une ΔTLMc croissante est le signe clinique d'une récupération défaillante : plus l'échangeur est encrassé, plus la force motrice monte pendant que la chaleur transférée chute.

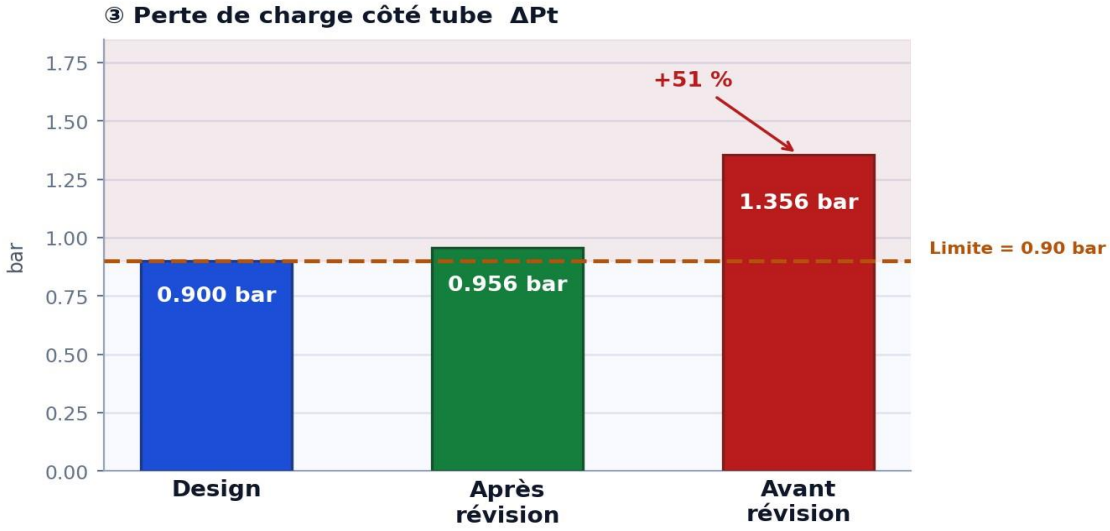



Fig. III.17 · ΔPt calculée par éq. III.21 · Limite admissible TEMA = 0.9 bar (Tableau III.6)

La perte de charge côté tube est l'indicateur hydraulique le plus directement mesurable sur le terrain. Elle est le premier signal d'alarme détectable avant toute dégradation visible des températures de sortie.

- **Design (0.900 bar) :** valeur limite TEMA R — correspond à une vitesse de circulation de 1.8 m/s garantissant un auto-nettoyage hydrodynamique minimal des parois.
- **Après révision (0.956 bar) :** légèrement au-dessus de la limite (+6 %), résultat du débit réduit et non d'un encrassement résiduel.
- **Avant révision (1.356 bar) :** dépassement critique de **+51 %** — obstruction avancée des tubes, risque de surcharge hydraulique et de perte de contrôle du niveau en fond de colonne.

■ ΔPt = 1.356 bar dépasse de 51 % la limite admissible. Ce seuil doit être intégré comme alarme haute dans le DCS pour déclencher la maintenance avant dégradation irréversible.

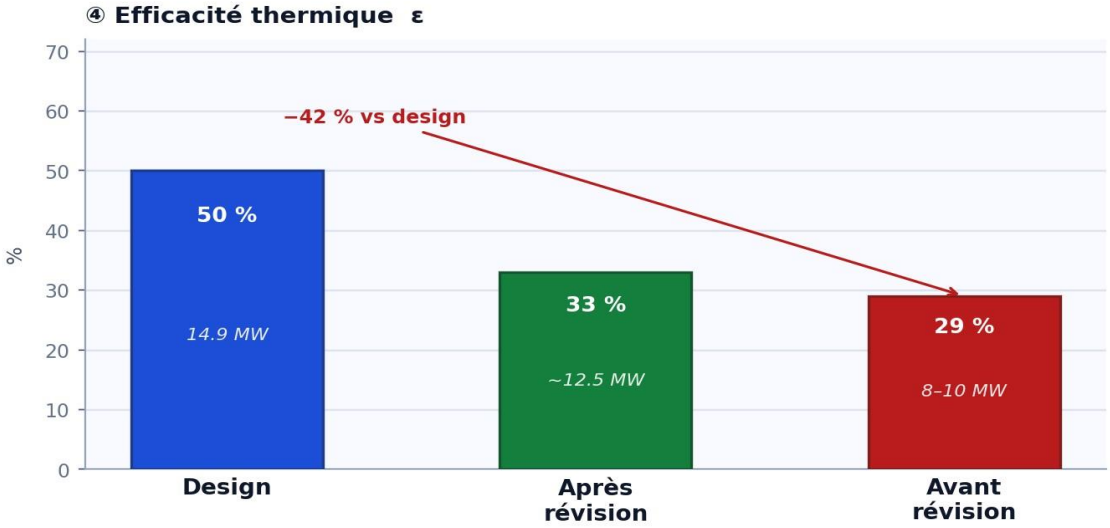



Fig. III.18 · ε = (t2 – t1)/(T1 – t1) · Tableau III.7 · Charges thermiques Q en MW

L'efficacité thermique est l'indicateur de performance globale le plus synthétique. Sa chute de 50 % à 29 % représente une perte de récupération de 42 % par rapport aux conditions nominales, soit 4 à 6 MW directement répercutés sur la consommation du four de stabilisation en aval.

- **Design (50 % — 14.9 MW) :** niveau nominal de conception.
- **Après révision (33 % — ~12.5 MW) :** chute de 17 points malgré le nettoyage complet — l'échangeur ne retrouve pas ses performances de design en raison d'un fonctionnement hors point nominal.
- **Avant révision (29 % — 8–10 MW) :** perte de 42 % de la capacité nominale de récupération thermique.

Point clé : ε = 33 % après nettoyage complet (vs 50 % en design) révèle un décalage structurel indépendant de l'encrassement, lié aux conditions opératoires actuelles de l'unité.

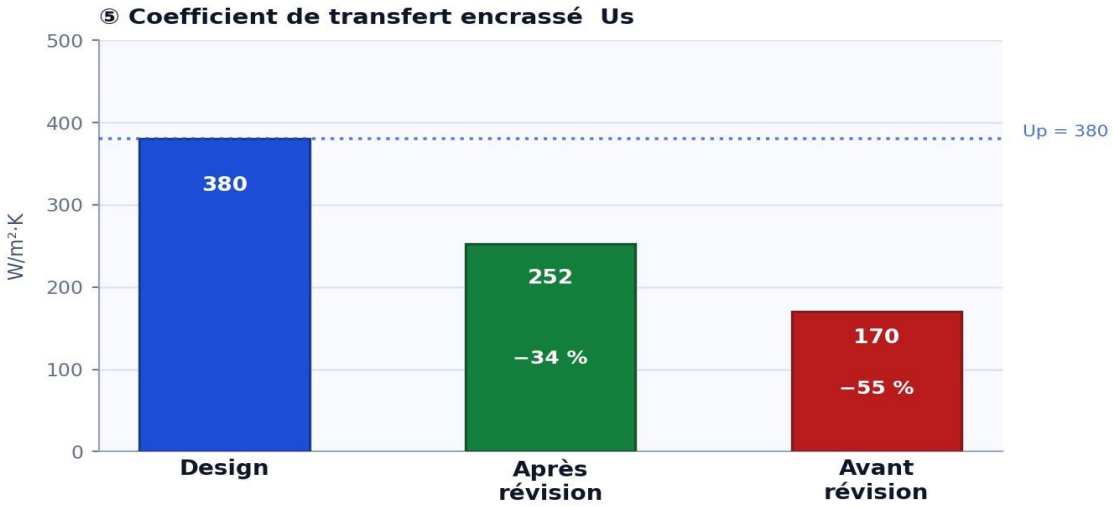



Fig. III.19 · Us = Q/(A·ΔTLMc) éq. III.8 · La ligne pointillée rappelle Up = 380 W/m²·K (Tableau III.5)

Us intègre l'ensemble des résistances thermiques réelles : paroi des tubes, dépôts paraffiniques et asphalténiques, et résistances convectives des deux fluides. Son rapport à Up mesure directement la perte de capacité de transfert imputable à l'encrassement.

- **Design (380 W/m²·K) :** Us = Up, sans encrassement dans les hypothèses de conception.
- **Après révision (252 W/m²·K — −34 %) :** Us reste inférieur à Up même en état quasi-propre, en raison du débit réduit qui diminue h et donc Up lui-même.
- **Avant révision (~170 W/m²·K — −55 %) :** plus de la moitié de la capacité de transfert propre est absorbée par l'encrassement.

Point clé : Us < 0.70 × Up définit le seuil de dégradation critique. À 55 % de Up avant révision, l'échangeur opère en zone de défaillance thermique avancée.

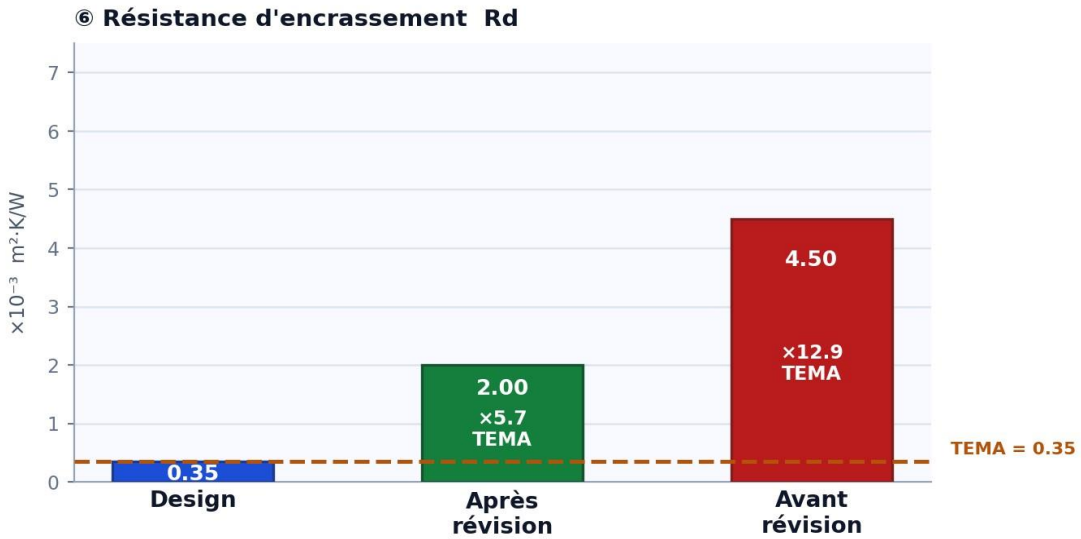



Fig. III.20 · $R_d$ = (Up − Us)/(Up·Us) éq. III.20 · Ligne pointillée : $R_{d,TEMA}$ = 0.35×10³ m²·K/W · Tableaux III.5 et III.9

$R_d$ est la grandeur centrale du diagnostic thermique. Son rapport à la valeur normative TEMA quantifie l'inadéquation entre les conditions réelles de l'unité et les hypothèses de conception.

- **$R_d$ TEMA ($0.35 \times 10^3$ m²·K/W) :** valeur normative TEMA R — sous-estimée pour les bruts paraffiniques de l'UTBS.
- **Après révision ($2.0 \times 10^3$ — ×5.7 TEMA) :** en état quasi-propre dès la remise en service, confirmant l'inadéquation structurelle du facteur TEMA aux conditions réelles.
- **Avant révision ($4.5 \times 10^3$ — ×12.9 TEMA) :** la simulation Kern-Seaton prédit une asymptote $R_d' = 6.5 \times 10^3$ m²·K/W (×18.6 TEMA) en l'absence d'intervention (Tableau III.8).

- $R_d$,TEMA = $0.35 \times 10^3$ est inadapté aux conditions de l'UTBS. Un facteur opérationnel de 0.002–0.003 m²·K/W est recommandé pour tout futur redimensionnement de la batterie de préchauffage.

**Tableau III.11 récapitulatif — Six indicateurs, trois états**

| Indicateur | Unité | Design | Après révision | Avant révision | Écart |
|---|---|---|---|---|---|
| **Débit M** | ×10³ kg/h | 539 | 438 | 398 | **−26 %** |
| **ΔTLMc** | °C | 46.1 | 50.7 | 52.0 | **+13 %** |
| **ΔPt** | bar | 0.900 | 0.956 | 1.356 | **+51 %** |
| **ε** | % | 50 | 33 | 29 | **−42 %** |
| **Us** | W/m²·K | 380 | 252 | 170 | **−55 %** |
| **$R_d$** | ×10³ m²·K/W | 0.35 | 2.0 | 4.5 | **×12.9 TEMA** |

L'analyse croisée de ces six indicateurs aboutit à un diagnostic convergent : l'encrassement paraffinique dégrade simultanément et de manière cumulée toutes les performances de l'échangeur, au-delà des marges TEMA. La révision triennale restaure partiellement les performances hydrauliques (ΔPt) et thermiques ($R_d$, Us) mais ne rétablit pas les conditions de conception, révélant un écart structurel entre point de design et point de fonctionnement réel. Trois actions correctives s'imposent : (i) révision du facteur $R_d$ de conception vers 0.002–0.003 m²·K/W, (ii) réduction de l'intervalle de maintenance à 18–24 mois, (iii) intégration du calcul continu de Rd et ΔPt dans le DCS comme critères objectifs de déclenchement des interventions

## III.10 Perspectives : Apport de l'intelligence artificielle dans la prédiction de l'encrassement

### III.10.1 Limites des modèles analytiques classiques

Le modèle de Kern-Seaton, utilisé dans ce travail pour simuler l'évolution temporelle de la résistance d'encrassement $R_d(t)$, repose sur une fonction exponentielle saturante dont les paramètres ($R_d'$ et τ) sont calés une seule fois sur les données disponibles. Bien qu'il constitue une approche

analytique robuste et largement validée dans la littérature, ce modèle présente des limitations importantes dans un contexte opérationnel réel :

— Ses paramètres sont statiques et ne s'adaptent pas aux variations des conditions opératoires (débit, température d'entrée, composition du brut).

— Il ne permet pas de détecter des anomalies ponctuelles ou des changements de régime d'encrassement en temps réel.

— Son application nécessite un calage manuel sur des données historiques, ce qui le rend inadapté à une surveillance continue et automatisée.

Ces limites ouvrent la voie à l'intégration de techniques d'intelligence artificielle (IA), capables de traiter des flux de données complexes et de détecter des patterns que les modèles analytiques ne peuvent capturer.

### III.10.2 Applications de l'IA dans la prédiction de l'encrassement

Les avancées récentes en apprentissage automatique (Machine Learning, ML) et en apprentissage profond (Deep Learning) ont ouvert de nouvelles perspectives pour la modélisation et la prédiction de l'encrassement des échangeurs de chaleur. Trois approches principales se distinguent dans la littérature :

**a) Réseaux de neurones artificiels (ANN — Artificial Neural Networks) :**

Des modèles ANN ont été développés pour prédire la résistance d'encrassement Rd en fonction des paramètres opératoires (débit, température, viscosité). En alimentant le réseau avec les données DCS historiques — comme celles collectées dans cette étude sur la période janvier–septembre 2024 — le modèle apprend les relations non linéaires entre les variables d'entrée et le niveau d'encrassement, sans nécessiter de formulation analytique préalable.

**b) Algorithmes d'apprentissage supervisé (Random Forest, SVM, Gradient Boosting) :**

Ces algorithmes permettent de classer l'état de l'échangeur (propre, encrassement modéré, encrassement critique) à partir de données de monitoring en temps réel. Appliqués aux données de l'UTBS, ils pourraient détecter automatiquement le franchissement du seuil critique $R_d > R_{d,design}$, et déclencher une alerte de maintenance avant que les performances ne se dégradent de manière irréversible.

**c) Apprentissage profond et modèles séquentiels (LSTM — Long Short-Term Memory) :**

Les réseaux LSTM, conçus pour traiter les séries temporelles, sont particulièrement adaptés à la modélisation de l'évolution temporelle de $R_d(t)$. Contrairement au modèle de Kern-Seaton qui

suppose une cinétique exponentielle fixe, un modèle LSTM peut capturer des variations saisonnières, des pics d'encrassement liés à des changements de qualité du brut, et des comportements non stationnaires, rendant la prédiction plus précise et plus robuste.

### III.10.3 Comparaison : Kern-Seaton vs modèles basés sur l'IA

Le tableau ci-dessous synthétise les principales différences entre l'approche analytique classique utilisée dans ce travail et les approches basées sur l'intelligence artificielle :

**Tableau III.10 Comparaison entre le modèle de Kern-Seaton et les approches IA pour la prédiction de l'encrassement**

| Critère | Modèle de Kern-Seaton | Modèles IA (ANN / LSTM) |
|---|---|---|
| **Données requises** | Faibles (quelques points) | Importantes (historique DCS) |
| **Adaptabilité aux conditions opératoires** | Faible (paramètres fixes) | Élevée (apprentissage continu) |
| **Précision de prédiction** | Moyenne (modèle simplifié) | Élevée (non linéarités capturées) |
| **Interprétabilité physique** | Totale (équations physiques) | Limitée (boîte noire) |
| **Complexité de mise en œuvre** | Faible | Élevée (expertise spécialisée) |
| **Intégration temps réel (DCS)** | Possible (algorithme simple) | Possible avec infrastructure adaptée |

### III.10.4 Perspectives d'application à l'UTBS

Dans le contexte spécifique de l'UTBS, l'intégration d'un modèle IA de prédiction de l'encrassement apparaît comme une perspective concrète et réaliste, à condition de disposer d'un historique de données DCS suffisamment long et représentatif. Les données collectées dans le cadre de ce travail — couvrant six mois de monitoring (janvier–septembre 2024) avant et après la révision triannuelle — constituent une première base d'entraînement exploitable.

Un système hybride, combinant le modèle analytique de Kern-Seaton pour l'interprétation physique et un algorithme ML pour la détection précoce des anomalies, représenterait l'approche la plus adaptée à un environnement industriel tel que l'UTBS. Cette approche permettrait de bénéficier de la robustesse physique du modèle classique tout en exploitant la capacité d'apprentissage de l'IA pour améliorer la précision et l'anticipation des interventions de maintenance.

En définitive, si la méthode de Kern demeure la référence fondamentale pour le dimensionnement et le diagnostic thermique des échangeurs à faisceau et calandre, l'intelligence artificielle s'impose

progressivement comme le complément indispensable pour passer d'une maintenance corrective ou périodique à une maintenance véritablement prédictive et adaptée aux conditions réelles de fonctionnement.

# Conclusion

La méthode de Kern, appliquée aux données réelles de monitoring DCS sur une période de six mois, a démontré sa capacité à quantifier avec précision l'impact de l'encrassement paraffinique sur les performances de l'échangeur étudié. Les résultats obtenus sont sans ambiguïté : la résistance d'encrassement Rd dépasse de 8 à 17 fois la valeur normative TEMA, le coefficient de transfert encrassé Us chute à moins de 55 % du coefficient propre Up, et l'efficacité thermique s'effondre de 50 % à 29 % avant révision — soit une perte énergétique directe de 4 à 6 MW sur la charge du four de stabilisation. Sur le plan hydraulique, les pertes de charge côté tube dépassent de 51 % la limite admissible, confirmant l'obstruction avancée des tubes.

Couplée au modèle de Kern-Seaton, cette approche a permis de reconstituer la dynamique temporelle de l'encrassement et de démontrer que le cycle triennal de maintenance est structurellement insuffisant au regard de la cinétique réelle des dépôts.

C'est précisément cette capacité de la méthode de Kern à relier les grandeurs thermiques mesurables aux mécanismes physiques de l'encrassement qui en fait un outil de diagnostic incontournable dans l'industrie pétrolière.

# CONCLUSION GÉNÉRALE

# Conclusion Générale

L'encrassement des échangeurs de chaleur dans les unités de traitement du pétrole brut ne se réduit pas à un phénomène de surface — il constitue un mécanisme de dégradation systémique dont les conséquences thermiques, hydrauliques et économiques s'accumulent silencieusement, bien au-delà de ce que les normes de conception anticipent.

Ce travail a permis de le démontrer de manière rigoureuse et quantifiée. Appliquée aux données réelles de monitoring DCS de l'échangeur de chaleur AES de l'UTBS, la méthode de Kern a fourni une image précise et chiffrée de l'état de dégradation de l'appareil. La résistance d'encrassement réelle Rd, comprise entre 0,003 et 0,006 $m^2 \cdot K/W$ avant la révision triennale de 2024, dépasse de 8 à 17 fois la valeur de conception TEMA (0,00035 $m^2 \cdot K/W$) — un écart qui traduit directement l'inadaptation de ce facteur normatif aux bruts paraffiniques et asphalténiques traités dans l'unité. En conséquence, le coefficient de transfert encrassé $U_S$ chute à moins de 55 % du coefficient propre $U_P$, et l'efficacité thermique de l'échangeur s'effondre de 50 % en conditions nominales à 29 % avant révision, représentant une perte de récupération énergétique de l'ordre de 4 à 6 MW directement répercutée sur la charge calorifique du four de stabilisation en aval.

Sur le plan hydraulique, les pertes de charge côté tube atteignent 1,356 bar avant révision, soit un dépassement de 51 % par rapport à la valeur admissible de 0,9 bar — signal d'alarme opérationnel traduisant l'obstruction progressive des tubes par les dépôts solides. L'analyse a par ailleurs établi que la température d'entrée du brut non stabilisé constitue le paramètre de contrôle le plus critique : au-delà du seuil de 68–70°C, la cinétique de cristallisation des paraffines s'accélère fortement, entraînant une dégradation rapide et simultanée des performances thermiques et hydrauliques.

La simulation numérique par le modèle de Kern-Seaton a complété cette analyse en reconstituant la dynamique temporelle de l'encrassement. Les paramètres calés sur les données DCS révèlent une constante de temps $\tau$ de 35 à 45 jours et une résistance asymptotique $R_d'$ atteignant 8 à 18 fois la valeur TEMA selon la période considérée. La cinétique modélisée démontre que le re-colmatage s'amorce dès la remise en service de l'échangeur et progresse à une cadence qui rend le cycle triennal de maintenance structurellement insuffisant pour maintenir les performances dans les tolérances nominales.

Au-delà du diagnostic, ce travail ouvre des perspectives concrètes. L'intégration de l'algorithme de Kern dans le système de contrôle DCS permettrait un suivi continu et objectif de $R_d$, transformant la maintenance périodique en maintenance conditionnelle déclenchée sur critère thermique.

À plus long terme, le couplage avec des modèles d'apprentissage automatique — en particulier les réseaux LSTM adaptés aux séries temporelles — offrirait une capacité de prédiction plus fine, intégrant les variations de qualité du brut et les fluctuations saisonnières des conditions opératoires.

En définitive, ce mémoire démontre que l'encrassement de l'échangeur étudié n'est pas un défaut de maintenance, mais le révélateur d'un décalage structurel entre les conditions de conception et les conditions réelles d'exploitation. Corriger ce décalage exige une révision du facteur d'encrassement de référence, un renforcement de la fréquence des interventions et une instrumentation plus dense autant de leviers qui, combinés, permettraient de récupérer plusieurs mégawatts de puissance thermique aujourd'hui perdus et de réduire significativement la consommation énergétique de l'unité.

# RECOMMANDATIONS

# Recommandations

Sur la base des résultats obtenus, les recommandations suivantes sont formulées :

1. **Réduire l'intervalle entre les révisions mécaniques**

Le modèle de Kern-Seaton montre que la résistance d'encrassement atteint des niveaux critiques bien avant 3 ans. Un intervalle de 18 à 24 mois semble plus adapté aux conditions réelles de l'unité.

2. **Mettre en place des nettoyages chimiques intermédiaires**

Entre deux révisions mécaniques, des injections périodiques d'inhibiteurs de dépôts paraffiniques ou des chasses chimiques légères permettraient de ralentir la progression de l'encrassement sans arrêt complet de l'unité.

3. **Maintenir la température d'entrée côté tube $t_i \leq 68°C$**

L'analyse a clairement montré que dépasser ce seuil accélère fortement la cristallisation des paraffines. Cette consigne opératoire doit être strictement respectée et intégrée comme alarme de procédé dans le DCS.

4. **Augmenter le débit opérationnel côté tube**

La vitesse de circulation observée (0,5 à 1,2 m/s) est très inférieure à la vitesse de conception (1,8 m/s). Augmenter le débit renforcerait les forces de cisaillement sur les parois des tubes, limitant l'adhésion des dépôts et améliorant simultanément le coefficient de convection hi.

5. **Réviser le facteur d'encrassement de conception**

La valeur TEMA de 0,00035 $m^2 \cdot K/W$ est inadaptée aux bruts paraffiniques de l'UTBS. Il est recommandé d'adopter un facteur opérationnel de référence compris entre 0,002 et 0,003 $m^2 \cdot K/W$ pour les futurs dimensionnements ou re-designs de la batterie de préchauffage.

6. **Intégrer le calcul de $R_d$ en temps réel dans le DCS**

L'algorithme de Kern appliqué dans ce mémoire peut être programmé directement dans le système de contrôle distribué pour calculer et afficher $R_d$ en continu. Cela permettrait de déclencher des alertes de maintenance sur la base d'un critère thermique objectif plutôt que sur un calendrier fixe.

7. **Envisager le remplacement des tubes par des tubes à ailettes internes**

L'utilisation de tubes avec turbulateurs internes ou à géométrie améliorée permettrait d'augmenter le coefficient hi et de réduire la tendance au dépôt par augmentation locale de la turbulence.

# RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] HARKAT YAMINA. « Diagnostic de l'encrassement par monitoring des paramètres de service aux bornes d'un échangeur de chaleur ». Mémoire de Magister, Université Mohammed Bougierra - Boumerdes, 2007. 120 p.

[2] Documentation Total. « Support de formation Exploration et production : Cours des équipements ». Total (EXP-PR-EQ120-FR). Révision 0.1, 16 Avril 2007. 85 p.

[3] FETITI CHERIF et FERHAT LEZHARI. « Développement d'un programme de calcul d'un échangeur de chaleur ». Mémoire de Master, Département de Génie Mécanique, Université, 2010. 95 p.

[4] TRAMBOUZE, P. « Le raffinage du pétrole ». Tome IV : Matériels et équipements. Paris : Éditions Technip, 1972. 350 p. ISBN 2-7108-0685-1.

[5] AMINE ALI NEHARI. « Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques ». Mémoire de Master, Université Abou-Bakr Belkaid de Tlemcen, Département de physique, 2011. 78 p.

[6] BENNAJAH, M. et CHAOUNI, N. « Échangeurs de chaleur : Technologie, calcul et design ». Paris : Éditions Technip, 2014. 280 p. ISBN 978-2-7108-1023-0.

[7] INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., BERGMAN, T.L. et LAVINE, A.S. « Incropera's Principles of Heat and Mass Transfer ». 8th Edition. Hoboken : John Wiley & Sons, 2017. 1000 p. ISBN 9781-119-38291-1.

[8] ÇENGEL, Y. et GHAJAR, A. « Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications ». 6th Edition. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 1050 p. ISBN 978-0-07-339819-8.

[9] KREITH, F., MANGLIK, R.M. et BOHN, M.S. « Principles of Heat Transfer ». 7th Edition. Stamford : Cengage Learning, 2010. 780 p. ISBN 978-0-495-66770-4.

[10] THULUKKANAM, K. « Heat Exchanger Design Handbook ». 2nd Edition. Boca Raton : CRC Press, 2013. 1200 p. ISBN 978-1-4398-4212-6.

[11] TEMA. « Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association ». 10th Edition. Tarrytown : TEMA, Inc., 2019. 350 p. ISBN 978-1-934572-15-7.

[12] ASME. « ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC) ». Section VIII : Rules for Construction of Pressure Vessels. New York : The American Society of Mechanical Engineers, 2021. 800 p.

[13] BOTT, T.R. « Fouling of Heat Exchangers ». 1st Edition. Amsterdam : Elsevier Science, 1995. 400 p. ISBN 978-0-444-82186-7.

[14] EPSTEIN, N. « Fouling in Heat Exchangers ». In : Heat Transfer 1978 (Proceedings of the 6th International Heat Transfer Conference), Toronto, 1978, Vol. 6, pp. 235-253.

[15] GARRETT-PRICE, B.A., SMITH, S.A., WATTS, R.L., KNUDSEN, J.G., MARINER, W.J. et SUITOR, J.W. « Fouling of Heat Exchangers: Characteristics, Costs, Prevention, Control, and Removal ». Park Ridge : Noyes Publications, 1985. 420 p. ISBN 978-0-8155-1036-7.

[16] KAKAÇ, S. et LIU, H. « Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design ». 3rd Edition. Boca Raton : CRC Press, 2012. 650 p. ISBN 978-1-4398-4890-6.

[17] PADET, J. « Principes des transferts thermiques convectifs ». Paris : Éditions Technip, 2010. 450 p. ISBN 978-2-7108-0945-6.

[18] MARTIN, R. « Échangeurs de chaleur : Description technologique ». Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique. Paris : Éditions T.I., 2015. Référence BE9 555. 25 p.

[19] FERNANDEZ, P. et ANDRE, P. « Transferts thermiques : Cours et exercices corrigés ». 3ème édition. Paris : Dunod, 2018. 320 p. ISBN 978-2-10-077727-5.

**[20]** NAUDIN, J. « L'encrassement des échangeurs de chaleur : Mécanismes et prévention ». Revue Générale de Thermique, 2012, vol. 37, n° 4, pp. 285-298.

**[21]** LEMOS, J.C. et al. «Cleaning Schedule Optimization of Heat Exchangers with Fouling on Tube and Shell Sides: A Metaheuristic Approach ». Energies, MDPI, vol.18, n°1,28 December 2024. DOI:10.3390/ en 18010071

**[22]** BENSAID, A. et KHELIFA, A.« Diagnostic des problèmes de fonctionnement des échangeurs à faisceau et calandre dans l'industrie pétrolière algérienne ». Mémoire de Master, Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene (USTHB), Alger, 2018. 85 p.

**[23]** AFNOR. « NF EN ISO 16812 : Industries du pétrole et du gaz - Échangeurs thermiques à tubes et calandre ». Paris : Association Française de Normalisation, 2019. 56 p.

**[24]** KERN, D.Q. (traduction française par J. MATHIEU). « Calcul des échangeurs de chaleur ». Paris : Éditions Technip, 2015. 350 p. ISBN 978-2-7108-1023-0.

**[25]** TECHNIP. « Guide pratique des échangeurs de chaleur : Dimensionnement, exploitation, maintenance ». Collection des ingénieurs pétroliers. Paris : Éditions Technip, 2017. 412 p. ISBN 978-2-7108-1156-5.

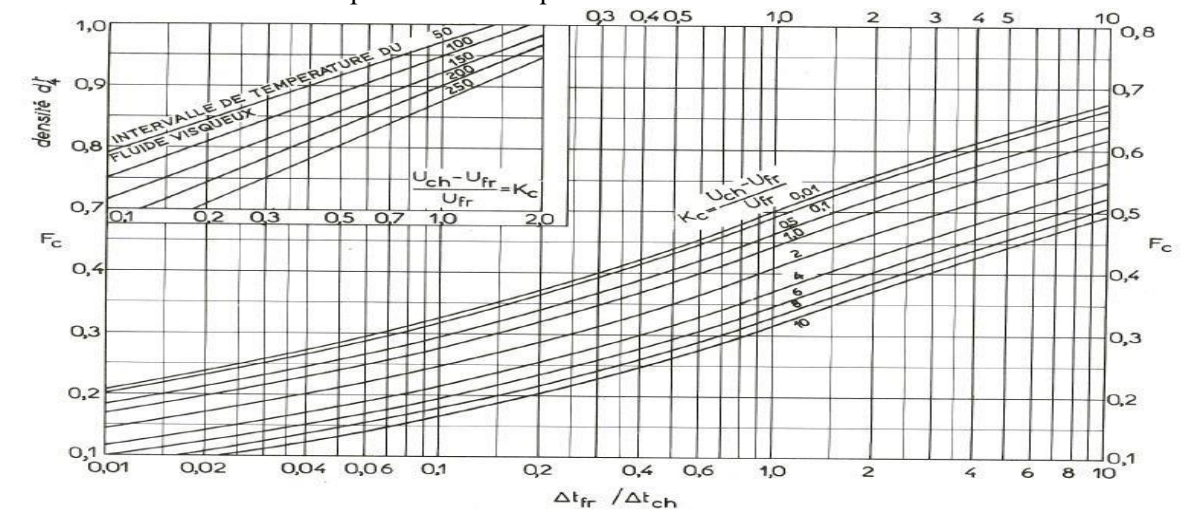
**[26]** Société Française de Thermique (SFT). « Aide-mémoire de thermique : Transfert de chaleur, matériaux, applications ». Paris : Dunod, 2020. 320 p. ISBN 978-2-10-080600-5.

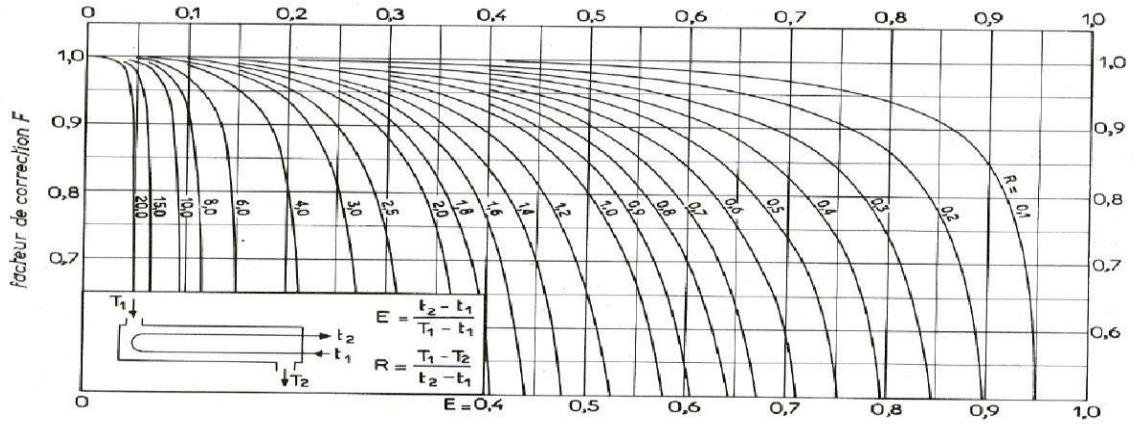
**[27]** BONTEMPS, A., GARRIGUE, A., GOUBIER, L. et HUETZ, J. « Échangeurs de chaleur : Dimensionnement thermique ». 2ème édition. Grenoble : Presses Universitaires de Grenoble, 2019. 280 p. ISBN 978-2-7061-1456-8.

# ANNEXE

## Annexe 1: Les abaques

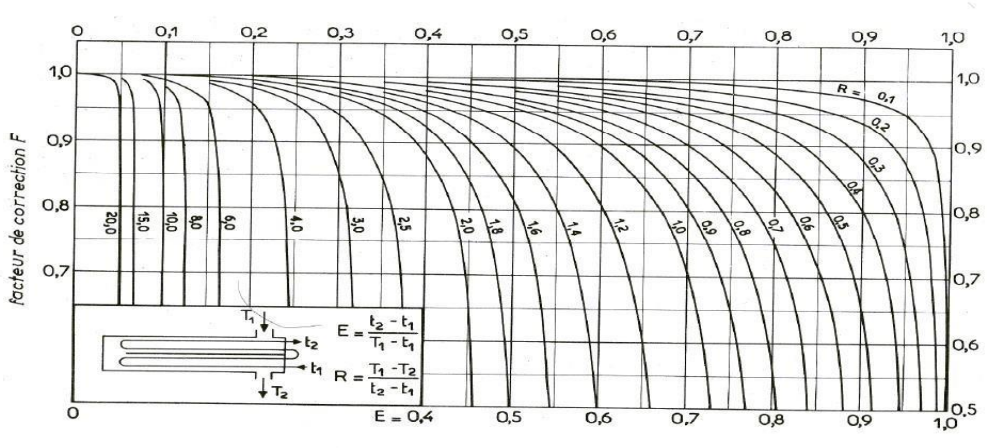
**Figure 1.1. Détermination** des températures caloriques.




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




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.

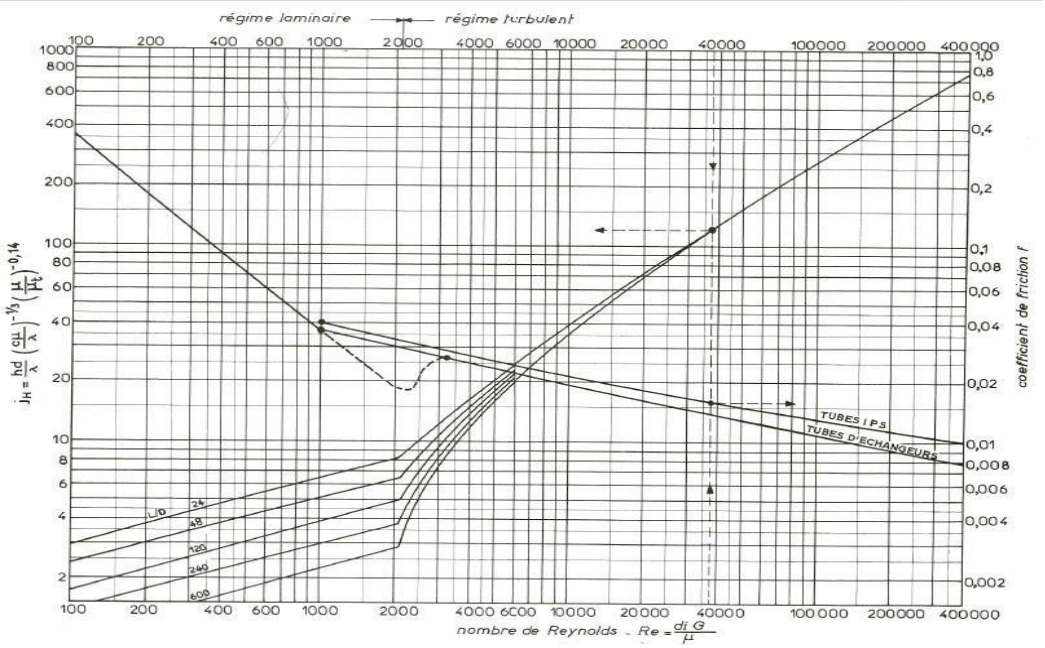
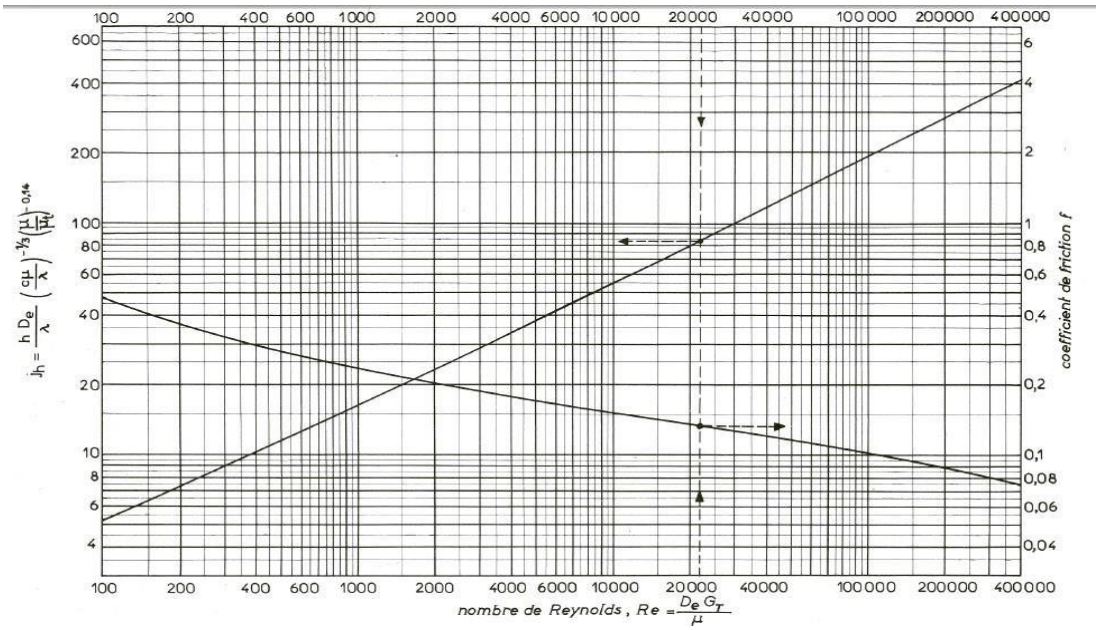



**Figure 1.4.** Coefficient de transfert et coefficient de fraction en fonction de nombre Reynolds modifié à l'extérieur des tubes.



# RÉSUMÉ

**عنوان المذكرة**: تقييم الأداء الحراري ونمذجة الانسداد في مبادل حراري من نوع حزمة أنابيب وقصبة

**اللقب:** بلال **الإسم:** عمر كاشف **المؤطر:** د. مريقي خالد

**ملخص:** في الشركات البترولية مبادل الحرارة هو عنصر اساسي لحسن استعمال الطاقة , و اهم المشاكل تتعلق بدراسة ابعاد هذا المبادل و التي تنقص بسبب انسداد الانابيب.لهذا الغرض هذا العمل سيدرس عدديا السلوك الديناميكي و الحراري لتدفق مائعين لتحسين اداء هذا المبادل في حالة مبادل حراري لمجموعة و ذلك للحصول انابيب.و مقارنة النتائج التي تم الحصول عليها بين حالة التصميم و الحالية (بعد المراجعة )
على الفرق بين الحالتين ,و لرؤية تحسن الاداء في المبادلات الحرارية.

**كلمات مفتاحية** :مبادل الحرارة,ابعاد ,انسداد, تدفق, مجموعة انابيب , حالة التصميم, الحالة الحالية

---

**Memory title :** Evaluation of Thermal Performance and Fouling Modelling of a Shell-and-Tube Heat Exchanger

**Name:** Oumar Kacheif **First name:** Bilal **Directed by:** Dr. Merigui Khaled

**Abstract :** In the oil companies the heat exchanger is an essential element for the control of energy, the problems related to thermohydraulics concern first of all the thermal dimensioning reduced because of clogging of the tubes. For this purpose, this work will numerically study the dynamic and thermal behavior of a flow of two fluids to improve the performance of these equipments in the case of a tube bundle heat exchanger, and comparison of the results obtained between the design case and the current case (after revision), to have the difference between these two cases, and to see the clear improvement in performance in the heat exchangers.

**Key words** : Heat exchanger, thermal dimensioning, clogging, flow, tube bundle, design case, current case.

---

**Titre du mémoire** : Évaluation des performances thermiques et modélisation de l'encrassement d'un échangeur à faisceau et calandre

**Nom :** Oumar Kacheif **Prénom :** Bilal **Encadreur :** Dr. Merigui Khaled

**Résumé :** Dans les sociétés pétrolières l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maitrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils réduits à cause d'encrassement des tubes. Pour cela, dans ce travail en va étudie numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement de deux fluides pour améliorer les performances de ces équipements dans le cas d'un échangeur a faisceau tubulaire, et comparaison des résultats obtenu entre le cas design et le cas actuel (après révision), pour avoir la différance entre ces deux cas, et pour voir la net amélioration des performances dans l'échangeurs de chaleur.

**Mots clés :** Echangeur de chaleur, dimensionnement thermique, encrassement, écoulement, faisceau tubulaire, cas design, cas actuel