

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DE 20 AOUT 1955 SKIKDA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE PETROCHIMIE ET GENIE DES PROCEDES



Mémoire

En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Filière : Industries Pétrochimiques

Spécialité : Raffinage Et Pétrochimie

Thème :

**Étude thermique d'un échangeur de chaleur faisceau tubulaire
et calandre (eau de mer / ammoniac)**

Réalisé par :

- Bourzam Mohamed Elamine

Encadrée par :

- D^R.Marsa

Année universitaire : 2025/2026

A mes chers parents,
pour leur amour inconditionnel, leur soutien indéfectible
et leurs sacrifices infinis.

A mes frères et sœurs,
source de joie et d'inspiration.

A tous ceux qui m'ont apporté leur aide et leur encouragement
au cours de mon parcours universitaire.

REMERCIEMENTS

Au terme de ce travail de recherche, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire.

Je remercie avant tout Dieu, le Tout-Puissant, de m'avoir accordé la force, le courage et la patience nécessaires pour mener à bien ce projet.

J'adresse mes sincères remerciements à mon encadrante, Dr Zoubida MARSA, pour son accompagnement précieux, ses conseils éclairés, sa disponibilité et sa rigueur scientifique tout au long de ce travail. Son expertise, son professionnalisme et son soutien constant ont été déterminants dans l'aboutissement de ce mémoire.

Je tiens également à remercier les membres du jury qui ont accepté d'évaluer ce travail. Leur lecture attentive, leurs observations pertinentes et leurs remarques constructives constituent une contribution précieuse à l'amélioration et à l'enrichissement de cette recherche.

Mes remerciements s'adressent également à l'ensemble des enseignants du Département de Pétrochimie de la Faculté des Sciences et de la Technologie de l'Université 20 Août 1955 de Skikda, pour la qualité de leur enseignement, leur disponibilité et leur dévouement à la formation des étudiants

Résumé

Le présent mémoire porte sur l'étude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre fonctionnant avec le couple eau de mer/ammoniac, dans le contexte spécifique des unités de production d'ammoniac. L'objectif principal de ce travail est de développer une méthodologie rigoureuse d'analyse thermique permettant le dimensionnement, l'optimisation et l'évaluation des performances de ce type d'équipement.

Cette étude vise également à mieux comprendre les mécanismes de transfert de chaleur mis en jeu ainsi que l'influence des différents paramètres opératoires sur le rendement thermique de l'échangeur. Les résultats obtenus contribueront à l'amélioration de l'efficacité énergétique des installations industrielles et à l'optimisation des conditions d'exploitation.

Cette démarche a permis d'évaluer avec précision les performances thermiques de l'échangeur et d'identifier les principaux paramètres influençant son efficacité.

Mots-clés : échangeur de chaleur, faisceau tubulaire, calandre, ammoniac, eau de mer, transfert thermique, encrassement, coefficient global d'échange thermique, méthode ε -NTU.

Abstract

This thesis focuses on the thermal analysis of a shell-and-tube heat exchanger operating with the seawater/ammonia working pair, in the specific context of ammonia production units. The main objective is to develop a rigorous thermal analysis methodology for the design, optimization, and performance evaluation of this type of equipment.

First, the theoretical fundamentals of heat transfer are presented, reviewing the three basic modes of heat transfer: conduction, convection, and radiation. A classification of heat exchangers based on different design and operational criteria is also provided, allowing shell-and-tube exchangers to be positioned within their industrial context.

Finally, the developed methodology is applied to a representative industrial case. The results show that a heat exchanger with a heat transfer area of 442 m² can condense an ammonia mass flow rate of 5 kg/s with an overall heat transfer coefficient of 2150 W/m²·K under clean conditions. A parametric analysis is conducted to assess the influence of flow rates, temperatures, and fouling on the thermal performance of the exchanger.

Keywords: heat exchanger, shell-and-tube, ammonia, seawater, heat transfer, fouling, overall heat transfer coefficient, ϵ -NTU method.

المخلص

يركز هذا البحث على الدراسة الحرارية لمبادل حراري من نوع الأنابيب والقشرة يعمل بالزوج التشغيلي ماء البحر/الأمونيا، وذلك في السياق الخاص بوحدة إنتاج الأمونيا. يتمثل الهدف الرئيسي في تطوير منهجية صارمة للتحليل الحراري تسمح بعمليات التصميم والتحسين وتقييم أداء هذا النوع من المعدات.

في البداية، تم عرض الأسس النظرية لانتقال الحرارة من خلال استعراض آليات الانتقال الثلاث الأساسية: التوصيل، والحمل، والإشعاع. كما تم تقديم تصنيف لمبادلات الحرارة وفقاً لمعايير تصميمية وتشغيلية مختلفة، مما سمح بتحديد موقع مبادلات الأنابيب والقشرة ضمن السياق الصناعي.

بعد ذلك، تم تقديم وصف تفصيلي للمبادل الحراري المدروس من خلال تحليل وظيفة كل مكون من مكوناته. وقد أبرزت الحالة الصناعية لمزيج ماء البحر/الأمونيا أهم التحديات المرتبطة بهذه الموائع، خاصة من حيث انتقال الحرارة، والتآكل، والترسبات.

خصص الفصل الثالث لمنهجية الحسابات الحرارية، حيث تم إنشاء موازين الطاقة، وتطوير علاقات انتقال الحرارة للجهة الداخلية للأنابيب والجهة الخارجية (القشرة)، مع إدراج مقاومات الترسبات في حساب معامل الانتقال الحراري الكلي.

وأخيراً، تم تطبيق المنهجية المطورة على حالة صناعية ممثلة. وأظهرت النتائج أن مبادلاً حرارياً بمساحة تبادل حراري قدرها 442 م² يمكنه تكثيف تدفق كتلي للأمونيا مقداره 5 كغ/ثا بمعامل انتقال حراري كلي قدره 2150 واط/م²·ك في ظروف تشغيل نظيفة. كما سمح التحليل البارامترى بتحديد تأثير معدلات التدفق ودرجات الحرارة والترسبات على الأداء الحراري للمبادل.

مبادل حراري، أنابيب وقشرة، أمونيا، ماء البحر، انتقال الحرارة، الترسبات، معامل الانتقال :الكلمات المفتاحية ϵ -NTU. الحراري الكلي، طريقة.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES ECHANGES THERMIQUES	3
I.1 Introduction	3
I.2 Transfert de chaleur	3
I.3 Echangeurs de chaleur	7
I.4 Classification des échangeurs	9
I.5 Types principaux d'échangeurs.....	11
I.6 Normes et standards.....	14
I.7 Conclusion	15
CHAPITRE II : ETUDE DE L'ECHANGEUR.....	17
II.1 Introduction	17
II.2 Description de l'échangeur	18
II.3 Principe de fonctionnement.....	23
II.4 Cas industriel : Eau de mer / Ammoniac.....	25
II.5 Problemes techniques.....	28
II.6 Maintenance et nettoyage.....	32
II.7 Conclusion.....	34
CHAPITRE III : CALCUL THERMIQUE	36
III.1 Introduction.....	36
III.2 Bilan thermique.....	37
III.3 DTLM	39
III.4 Coefficient global d'échange U	40
III.5 Calcul cote tubes	43

III.6 Calcul cote calandre	46
III.7 Surface d'echange	49
III.8 Pertes de charge	50
III.9 Efficacite de l'echangeur	52
III.10 Impact de l'encrassement	54
III.11 Conclusion	56
CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION	58
IV.1 Introduction.....	58
IV.2 Donnees de base et hypotheses.....	59
IV.3 Resultats du calcul thermique	60
IV.4 Analyse parametrique	63
IV.5 Discussion.....	67
IV.6 Conclusion	70
CONCLUSION GENERALE	72
BIBLIOGRAPHIE.....	75

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 :Proprietes thermiques de quelques materiaux.....	N° de page
Tableau I.2 :Classification des echangeurs selon la norme TEMA	
Tableau I.3 :Comparaison des differents types d'echangeurs	
Tableau II.1 :Caracteristiques geometriques normalisees des tubes	
Tableau II.2 :Materiaux recommandes pour les applications eau de mer	
Tableau II.3 :Conditions operatoires typiques d'un condenseur d'ammoniac	
Tableau III.1 :Proprietes thermophysiques de l'ammoniac et de l'eau de mer	
Tableau III.2 :Correlations de Nusselt pour differentes configurations	
Tableau III.3 :Valeurs typiques de resistance d'encrassement (normes TEMA)	
Tableau IV.1 :Donnees de base du cas etudie	
Tableau IV.2 :Synthese des resultats de l'analyse parametrique	

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 :Les trois modes de transfert de chaleur.	N° de page
Figure I.2 :Schema de principe d'un echangeur a faisceau tubulaire et calandre	
Figure I.3 :Classification TEMA des echangeurs a faisceau tubulaire et calandre	
Figure II.1 :Echangeur a faisceau tubulaire - Circulation des fluides	
Figure III.1 :Distribution des resistances thermiques dans l'echangeur	
Figure III.2 :Evolution du coefficient global U en fonction du debit d'eau de mer	
Figure III.3 :Degradation du coefficient global U par l'encrassement	
Figure III.4 :Methode NTU-epsilon : Efficacite en fonction du nombre d'unites de transfert	

Figure III.5 : Pertes de charge en fonction de la vitesse d'écoulement

Figure IV.1 : Influence du débit d'eau de mer sur les performances

Figure IV.2 : Dégradation du coefficient global en fonction de l'encrassement

INTRODUCTION

L'optimisation énergétique des procédés industriels constitue aujourd'hui un enjeu stratégique majeur, tant sur les plans économique qu'environnemental. Dans ce contexte, les échangeurs de chaleur occupent une place centrale au sein des installations industrielles, leurs performances influençant directement l'efficacité énergétique et opérationnelle des unités de production. Leur rôle essentiel dans la récupération de chaleur, la maîtrise des températures de procédé et la condensation des fluides en fait des équipements incontournables de l'ingénierie thermique moderne.

L'industrie pétrochimique, et plus particulièrement les unités de production d'ammoniac, constitue un exemple représentatif de cette forte dépendance aux technologies d'échange thermique. Au sein de ces installations, les échangeurs de chaleur remplissent des fonctions stratégiques, telles que la condensation de l'ammoniac produit, le refroidissement des gaz de synthèse et la valorisation énergétique des courants de procédé. L'optimisation de leur conception et de leurs conditions d'exploitation représente un levier majeur pour l'amélioration des performances énergétiques, la réduction des coûts opérationnels et le renforcement de la durabilité environnementale des unités de production.

Le système eau de mer/ammoniac présente un intérêt particulier dans le domaine des échanges thermiques industriels. L'ammoniac se distingue par ses excellentes propriétés thermophysiques, telles qu'une chaleur latente de vaporisation élevée (environ $1180 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ à 40°C), une conductivité thermique relativement importante ($0,46 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) et une faible viscosité, lui conférant une efficacité élevée dans les opérations de condensation et de réfrigération industrielle. Parallèlement, l'eau de mer constitue un fluide de refroidissement particulièrement attractif en raison de son faible coût et de sa disponibilité abondante. Néanmoins, son emploi s'accompagne de défis techniques liés à la corrosion des matériaux et aux phénomènes d'encrassement biologique, qui peuvent entraîner une dégradation progressive des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

L'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre, objet de la présente étude, est considéré comme l'une des technologies les plus éprouvées et les plus fiables dans le domaine des échanges thermiques industriels. Particulièrement adapté aux environnements contraignants de l'industrie pétrochimique, il se distingue par sa conception modulaire, sa robustesse mécanique face aux hautes pressions et aux températures élevées, ainsi que par sa facilité d'inspection et

de maintenance. Ces caractéristiques en font un équipement de choix pour les procédés impliquant des fluides corrosifs, toxiques ou susceptibles de générer des phénomènes d'encrassement. En outre, les standards de la TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) en font une référence incontournable pour la conception et l'exploitation des échangeurs de chaleur dans les installations pétrochimiques à travers le monde.

Malgré leurs nombreux avantages, l'exploitation optimale des échangeurs de chaleur requiert une compréhension approfondie des mécanismes de transfert de chaleur, des phénomènes hydrodynamiques et des interactions physicochimiques qui se développent au sein de ces équipements. Parmi les problématiques les plus critiques figure l'encrassement, phénomène parasite résultant de l'accumulation progressive de dépôts à la surface des parois d'échange. Cette accumulation engendre une résistance thermique supplémentaire et une augmentation des pertes de charge, provoquant une diminution de l'efficacité énergétique de l'équipement. Les conséquences se traduisent par une hausse des coûts d'exploitation, une augmentation de la consommation énergétique et la nécessité d'interventions périodiques de maintenance pouvant entraîner des arrêts de production. À l'échelle mondiale, l'impact économique de l'encrassement est considérable et représente plusieurs milliards de dollars de pertes annuelles pour l'industrie des procédés.

Le présent travail de recherche s'inscrit dans cette dynamique d'amélioration des performances énergétiques des procédés industriels. Son objectif principal consiste à développer une méthodologie rigoureuse d'analyse thermique appliquée à un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre utilisant le couple eau de mer/ammoniac. Cette approche a pour ambition de fournir les bases théoriques, méthodologiques et pratiques nécessaires au dimensionnement, à l'optimisation et à l'évaluation des performances de ce type d'équipement. Elle vise également à mieux comprendre l'influence des paramètres opératoires et des phénomènes d'encrassement sur l'efficacité des échanges thermiques, dans le but de contribuer à l'amélioration de la fiabilité, de la rentabilité et de la durabilité des installations pétrochimiques.

Objectifs spécifiques

Afin d'atteindre l'objectif principal de cette recherche, plusieurs objectifs spécifiques ont été définis :

- Réaliser un bilan thermique détaillé de l'échangeur de chaleur en identifiant et en quantifiant l'ensemble des transferts énergétiques intervenant dans le procédé ;
- Élaborer une méthodologie rigoureuse de détermination du coefficient global d'échange thermique, en prenant en compte les résistances convectives, conductives ainsi que les effets de l'encrassement ;
- Étudier l'influence des principaux paramètres opératoires, notamment les débits, les températures et les propriétés thermophysiques des fluides, sur les performances de l'échangeur ;
- Quantifier l'impact de l'encrassement sur l'efficacité énergétique et hydraulique de l'équipement, et proposer des mesures permettant de réduire ses effets ;
- Valider l'approche développée par une comparaison entre les résultats théoriques obtenus et les données issues de l'exploitation industrielle.

Plan du mémoire

Le plan de ce memoire s'articule autour de quatre chapitres principaux :

Le premier chapitre est consacré aux notions fondamentales des échanges thermiques. Il présente les différents mécanismes de transfert de chaleur, à savoir la conduction, la convection et le rayonnement, ainsi que les principales catégories d'échangeurs de chaleur utilisées dans l'industrie. Ce chapitre fournit le cadre théorique nécessaire à l'analyse et à l'interprétation des phénomènes thermiques abordés dans la suite de ce travail.

Le deuxième chapitre est dédié à l'étude détaillée de l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre. Une attention particulière est accordée aux spécificités industrielles du système eau de mer/ammoniac, notamment aux aspects liés aux propriétés thermophysiques des fluides, aux mécanismes de transfert thermique, ainsi qu'aux phénomènes de corrosion et d'encrassement susceptibles d'affecter les performances de l'équipement. Ce chapitre permet ainsi de définir le cadre technique et opérationnel dans lequel s'inscrit l'étude.

Le troisième chapitre est consacré au développement de la méthodologie de calcul thermique appliquée à l'échangeur étudié. Il présente successivement l'établissement du bilan énergétique, la détermination des coefficients de transfert thermique, le calcul du coefficient global d'échange, ainsi que l'évaluation des pertes de charge et de l'efficacité thermique de l'équipement. Les modèles théoriques, les hypothèses retenues et les corrélations de calcul utilisées sont exposés afin de garantir la rigueur et la reproductibilité de l'approche adoptée.

Le quatrième chapitre est consacré à la présentation et à la discussion des résultats obtenus. Il met en évidence l'influence des paramètres opératoires sur les performances thermiques de l'échangeur étudié, en analysant les corrélations existantes et en interprétant les tendances observées à la lumière des modèles théoriques développés précédemment.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES ECHANGES THERMIQUES

I.1 Introduction

Les transferts de chaleur constituent un domaine fondamental de la thermodynamique et du génie des procédés, et occupent une place centrale dans un large éventail d'applications industrielles. La compréhension et la maîtrise de ces phénomènes représentent un enjeu stratégique majeur, tant pour l'optimisation énergétique des installations pétrochimiques que pour la réduction de l'empreinte environnementale des procédés industriels.

La science des transferts thermiques a connu un développement remarquable depuis les travaux fondateurs de Fourier, Newton et Stefan-Boltzmann. Elle s'appuie aujourd'hui sur des méthodes numériques avancées, notamment la mécanique des fluides numérique (CFD) et la méthode des éléments finis, qui permettent de simuler avec une grande précision des configurations complexes rencontrées dans les systèmes industriels.

I.2 Transfert de chaleur

Le transfert de chaleur désigne le transport d'énergie thermique entre deux régions d'un système sous l'effet d'un gradient de température. Phénomène irréversible et spontané, il est régi par le deuxième principe de la thermodynamique et s'effectue naturellement des zones de haute température vers les zones de basse température, jusqu'à l'établissement d'un équilibre thermodynamique.

La condition nécessaire et suffisante à l'existence d'un transfert de chaleur est la présence d'un gradient de température (ΔT) au sein du système. L'intensité du flux thermique est directement liée à ce gradient, conformément aux lois phénoménologiques fondamentales de la thermique, notamment celles établies par Fourier et les travaux ultérieurs en transferts thermiques.

Dans un système industriel, la puissance thermique échangée Q (exprimée en watts) correspond au débit d'énergie transférée par unité de temps. Le bilan énergétique fondamental peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

Où $\dot{m}$ désigne le débit massique (kg/s), C_p la capacité thermique massique à pression constante (J/kg.K), et ΔT l'écart de température entre l'entrée et la sortie du fluide.

I.2.1 Modes de transfert

Les transferts de chaleur se produisent selon trois mécanismes fondamentaux : la conduction, la convection et le rayonnement thermique. Dans les systèmes industriels, ces trois modes interviennent simultanément, bien que leur contribution respective dépende fortement des conditions opératoires, des propriétés des fluides et de la configuration des équipements.

I.2.1.1 Conduction - Loi de Fourier

La conduction thermique désigne le mode de transfert de chaleur au sein d'un milieu matériel, en l'absence de tout déplacement macroscopique de matière. Ce mécanisme est gouverné par des interactions microscopiques entre particules, notamment le transport d'énergie par les électrons libres et les vibrations du réseau cristallin dans les solides, ainsi que par les collisions moléculaires dans les fluides.

La loi de Fourier, formulée en 1822, constitue la relation fondamentale régissant le phénomène de conduction thermique. Elle établit une proportionnalité entre la densité de flux thermique et le gradient de température, traduisant ainsi le fait que le transfert de chaleur s'effectue dans le sens opposé à l'augmentation de la température :

$$q = -\lambda \times \text{grad}(T) = -\lambda \times (dT/dx)$$

Où q représente la densité de flux thermique (W/m²), λ la conductivité thermique du matériau (W/m.K), et $\text{grad}(T)$ le gradient de température (K/m). Le signe négatif indique que la chaleur se propage dans le sens des températures décroissantes.

I.2.1.2 Convection - Loi de Newton

La convection est un mode de transfert thermique résultant de l'interaction entre la conduction au voisinage des surfaces solides et le transport advectif de l'énergie au sein du fluide en mouvement. Elle se subdivise en convection naturelle, engendrée par les variations de masse volumique dues aux gradients de température, et en convection forcée, induite par l'action de dispositifs mécaniques tels que pompes ou ventilateurs.

$$q = h \times (T_p - T_{\text{infini}})$$

Où h représente le coefficient de transfert convectif (W/m².K), T_p la température de surface, et T_{infini} la température du fluide loin de la paroi.

I.2.1.3 Rayonnement - Loi de Stefan-Boltzmann

Le rayonnement thermique est un mode de transfert de chaleur résultant de l'émission d'ondes électromagnétiques par tout corps dont la température est supérieure au zéro absolu. Contrairement à la conduction et à la convection, ce mécanisme ne nécessite pas de milieu matériel et peut se propager dans le vide à la vitesse de la lumière, ce qui en fait un phénomène particulièrement important dans les échanges thermiques à haute température et dans les systèmes spatiaux.

$$q = \sigma \times T^4$$

Où $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2.\text{K}^4$ représente la constante de Stefan-Boltzmann. Pour un corps réel, cette relation s'écrit $q = \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4$, où ϵ désigne l'émissivité du matériau ($0 \leq \epsilon \leq 1$).

Tableau I.1 : Propriétés thermiques de quelques matériaux

Matériau	λ (W/m.K)	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kg.K)
Cuivre	400	8900	385
Acier inoxydable	16	8000	500
Cupronickel 90/10	45	8900	377
Titane	22	4510	523
Aluminium	237	2700	900
Inconel 625	9,8	8440	410

I.3 Echangeurs de chaleur

I.3.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif industriel permettant le transfert d'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides, maintenus séparés par une paroi solide afin d'éviter tout mélange. Le transfert de chaleur s'y réalise selon une succession de mécanismes physiques : la convection entre le fluide chaud et la paroi, la conduction à travers le matériau solide, puis la convection entre la paroi et le fluide froid. Cette description constitue la base fondamentale de l'analyse thermique des échangeurs de chaleur.

Les échangeurs de chaleur occupent une place centrale dans l'ensemble des secteurs industriels modernes, notamment les centrales électriques, les raffineries, les industries chimique et pétrochimique, l'industrie agroalimentaire, ainsi que les domaines du chauffage, de la climatisation, de l'aéronautique et de l'automobile. Dans le cas des raffineries, il est estimé qu'environ 60 % des investissements en équipements sont dédiés aux systèmes d'échange thermique, ce qui souligne leur importance stratégique dans les procédés industriels.

I.3.2 Principe de fonctionnement

L'exploitation optimale d'un échangeur de chaleur repose sur une compréhension approfondie des phénomènes thermiques et hydrodynamiques qui gouvernent son fonctionnement. Les performances de l'équipement sont étroitement liées aux caractéristiques géométriques de sa conception, aux propriétés physicochimiques des fluides, aux régimes d'écoulement ainsi qu'aux phénomènes d'encrassement, lesquels peuvent altérer significativement les capacités d'échange thermique et les performances globales du système.

$$Q = U \times S \times DTLM$$

Cette relation, connue sous le nom de loi de Newton généralisée, permet de déterminer la surface d'échange S nécessaire pour transférer une puissance thermique Q avec un coefficient global U et une différence de température moyenne logarithmique $DTLM$.

I.4 Classification des échangeurs

I.4.1 Selon l'écoulement

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon trois configurations d'écoulement principales : le co-courant, dans lequel les fluides circulent dans le même sens ; le contre-courant, où les fluides s'écoulent en sens opposés ; et les courants croisés, caractérisés par un écoulement perpendiculaire des fluides. Parmi ces configurations, le fonctionnement en contre-courant est généralement le plus performant sur le plan thermique, en raison d'un gradient de température plus uniforme et de la possibilité d'atteindre une température de sortie du fluide froid proche de celle du fluide chaud.

I.4.2 Selon le contact

Les échangeurs de chaleur se répartissent principalement en deux catégories : les échangeurs à surface, dans lesquels les fluides sont séparés par une paroi solide assurant le transfert thermique, et les échangeurs à contact direct, où les fluides sont mis en contact intime et peuvent se mélanger partiellement ou totalement. Dans l'industrie pétrochimique, les échangeurs à surface sont largement privilégiés en raison des exigences de sécurité, de la maîtrise des risques de contamination et de la compatibilité des fluides de procédé.

I.4.3 Selon la technologie

La géométrie de l'échangeur de chaleur constitue un critère fondamental de classification. On distingue principalement les échangeurs tubulaires, tels que les échangeurs à faisceau et calandre ou coaxiaux, les échangeurs à plaques, les échangeurs à ailettes, ainsi que les échangeurs compacts, ces derniers étant particulièrement utilisés lorsque les contraintes d'encombrement et de performance thermique sont élevées.

I.4.4 Selon la compacité

La compacité d'un échangeur de chaleur est définie comme le rapport entre la surface d'échange thermique et le volume occupé par l'équipement. Les échangeurs compacts se caractérisent par une densité de surface très élevée, généralement supérieure à $700 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$. Cette propriété les rend particulièrement adaptés aux applications où les contraintes

d'encombrement, de masse et de performance thermique sont critiques, notamment dans les secteurs aéronautique et cryogénique.

Tableau I.2 : Classification TEMA des échangeurs

Type	Description	Application typique
AEM	Echangeur fixe, calandre démontable	Applications générales
BEU	U-tube, calandre fixe	Grands écarts thermiques
AEP	Faisceau flottant, culot démontable	Nettoyage facile coté calandre
AES	Faisceau flottant, culot fixe	Hautes températures
BEM	Faisceau fixe, multipasses	Petits débits
DEU	U-tube double passe	Condensateurs

I.5 Types principaux d'échangeurs

I.5.1 Echangeurs tubulaires

Les échangeurs de chaleur tubulaires représentent la catégorie la plus largement utilisée dans l'industrie lourde. Ils se distinguent par leur conception robuste, leur facilité d'inspection et de maintenance, ainsi que leur grande adaptabilité aux conditions opératoires sévères, notamment les hautes pressions et les températures élevées. Ces caractéristiques expliquent leur utilisation prédominante dans les raffineries et les unités pétrochimiques.

L'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre est constitué d'un ensemble de tubes parallèles fixés à leurs extrémités sur des plaques tubulaires, l'ensemble étant contenu dans une enveloppe cylindrique appelée calandre. Afin d'améliorer les performances thermiques côté calandre, des chicanes sont disposées transversalement dans l'espace annulaire. Celles-ci induisent une augmentation de la turbulence et une meilleure homogénéisation de l'écoulement, ce qui contribue à l'amélioration du coefficient de transfert thermique global.

I.5.2 Echangeurs à plaques

Les échangeurs de chaleur à plaques sont constitués de plaques métalliques ondulées, assemblées en empilement et maintenues entre des châssis. Les espaces interplaques forment des canaux étroits dans lesquels les fluides circulent généralement en contre-courant, assurant ainsi un transfert thermique très efficace. Cette technologie se distingue par d'excellentes performances thermiques, une compacité élevée et une grande flexibilité d'exploitation. Toutefois, ses limitations en termes de pression et de température réduisent son utilisation dans les applications industrielles les plus sévères.

I.5.3 Echangeurs à changement de phase

Les échangeurs de chaleur à changement de phase, tels que les évaporateurs et les condenseurs, sont spécialement conçus pour assurer des transferts thermiques associés à des phénomènes de changement d'état. Dans les unités de production d'ammoniac, les condenseurs occupent une fonction essentielle en assurant la condensation de la vapeur d'ammoniac en phase liquide, processus au cours duquel est libérée une quantité significative de chaleur latente, contribuant ainsi à l'efficacité globale du procédé industriel.

I.6 Normes et standards

La conception et la fabrication des échangeurs de chaleur sont encadrées par plusieurs normes internationales visant à garantir leur sécurité, leur fiabilité et leur performance. La norme TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) constitue la référence principale pour les échangeurs à faisceau tubulaire et calandre. Elle définit notamment les classes de construction (R pour la pétrochimie lourde, C pour les applications générales et B pour les services chimiques), ainsi que les conventions de désignation et les tolérances de fabrication.

En complément, la norme ASME Section VIII Division 1 encadre la conception des équipements sous pression, tandis que le CODAP (Code de construction des appareils à pression) représente la réglementation de référence en Europe. La norme EN 13445 établit également les exigences de conception applicables aux équipements sous pression non soumis à l'action directe de la flamme.

Tableau I.3 : Comparaison des différents types d'échangeurs

Critère	Tubulaire	Plaques	Ailettes	Compact
Pression max (bar)	200	25	40	50
Température max (C)	600	200	400	300
Compacité (m²/m³)	70-150	200-1000	150-400	>700
Entretien	Facile	Moyen	Difficile	Difficile
Coat relatif	Moyen	Bas	Moyen	Eleve
Applications	Petrochimie	Agroalimentaire	Automobile	Aeronautique

Comparaison des différents types d'échangeurs de chaleur

Type d'échangeur	Pression max	Temp. max	Compacité	Maintenance	Coût
Faisceau & calandre	200 bar	600°C	70-150 m ² /m ³	Facile	Modéré
Plaques	25 bar	200°C	200-1000 m ² /m ³	Moyenne	Bas
Ailettes	40 bar	400°C	150-400 m ² /m ³	Difficile	Modéré
Coaxial	300 bar	700°C	50-100 m ² /m ³	Facile	Bas
Compact	50 bar	300°C	>700 m ² /m ³	Difficile	Élevé

Figure I.1 : Comparaison visuelle des différents types d'échangeurs de chaleur

I.7 Conclusion

Ce premier chapitre a permis d'établir les fondements théoriques essentiels à la compréhension des phénomènes de transfert thermique au sein des échangeurs de chaleur. Les trois modes fondamentaux de transfert — conduction, convection et rayonnement — y ont été exposés,

accompagnés de leurs lois physiques caractéristiques, constituant ainsi la base nécessaire à l'analyse des chapitres suivants.

La classification des échangeurs de chaleur selon différents critères permet de positionner chaque technologie dans son domaine d'application spécifique. L'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre, choisi dans le cadre de cette étude, présente des caractéristiques particulièrement adaptées aux conditions opératoires associées au couple eau de mer/ammoniac. Sa robustesse mécanique, ainsi que sa résistance à la corrosion, en font une solution privilégiée pour les applications maritimes et pétrochimiques, où les contraintes thermiques et chimiques sont particulièrement sévères.

Le chapitre suivant est consacré à l'étude détaillée de cet échangeur, en présentant sa description technique, son principe de fonctionnement, ainsi que les principales problématiques industrielles liées à son exploitation dans un contexte opérationnel réel.

CHAPITRE II

ETUDE DE L'ECHANGEUR A FAISCEAU TUBULAIRE ET CALANDRE

II.1 Introduction

L'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre constitue l'une des architectures les plus largement utilisées dans l'industrie pétrochimique. Il se distingue par sa conception robuste et sa grande polyvalence, ce qui en fait un équipement privilégié pour de nombreuses applications industrielles, notamment la condensation, l'évaporation, ainsi que le chauffage et le refroidissement des fluides de procédé.

Dans le contexte spécifique des unités de production d'ammoniac, cet échangeur de chaleur joue un rôle essentiel dans les étapes de condensation de la vapeur d'ammoniac et de refroidissement des gaz de synthèse. L'emploi de l'eau de mer comme fluide caloporteur, malgré ses avantages économiques et sa disponibilité, engendre toutefois des contraintes techniques importantes, notamment en matière de corrosion, d'encrassement biologique et de variations saisonnières de température, susceptibles d'affecter les performances thermiques et la durabilité des équipements.

II.2 Description de l'échangeur

L'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre est constitué de plusieurs éléments fonctionnels distincts, chacun assurant une fonction spécifique dans le processus d'échange thermique. La maîtrise de la géométrie et du rôle de chaque composant est indispensable pour mener une analyse thermique rigoureuse et assurer un dimensionnement optimal de l'équipement.

II.2.1 La calandre

La calandre constitue l'enveloppe cylindrique externe de l'échangeur de chaleur. Généralement réalisée en acier au carbone ou en acier inoxydable, en fonction des contraintes de corrosion, elle assure le confinement du fluide circulant dans l'espace annulaire. Ses dimensions, notamment son diamètre et son épaisseur, sont déterminées de manière à garantir la résistance aux pressions de service ainsi qu'aux contraintes mécaniques induites par les gradients et les cycles thermiques.

Dans les applications impliquant le couple eau de mer/ammoniac, la calandre est généralement réalisée en acier revêtu ou en alliage résistant à la corrosion, en raison de la forte agressivité du milieu. Les normes ASME Section VIII Division 1 et CODAP définissent les règles de calcul et de dimensionnement des enveloppes sous pression. L'épaisseur de la calandre est déterminée à partir des relations de conception mécanique établies par ces codes, selon la formule suivante :

$$e = (P \times D) / (2 \times f \times J - P) + c$$

Où P est la pression de service, D le diamètre intérieur, f la contrainte admissible du matériau, J le coefficient de soudure et c la surepaisseur de corrosion.

II.2.2 Le faisceau tubulaire

Le faisceau tubulaire est constitué d'un ensemble de tubes parallèles à travers lesquels circule le fluide côté tubes. Ces éléments, généralement de section circulaire, sont définis par plusieurs paramètres géométriques et mécaniques, notamment le diamètre extérieur, l'épaisseur de paroi, la longueur ainsi que la nature du matériau constitutif, lesquels influencent directement les performances thermiques et la résistance mécanique de l'échangeur.

Tableau II.1 : Caractéristiques géométriques normalisées des tubes

Diamètre extérieur (mm)	Epaisseur (mm)	Diamètre intérieur (mm)	Section (mm ²)
15,88 (5/8")	1,65	12,58	124,3
19,05 (3/4")	1,65	15,75	194,9
19,05 (3/4")	2,11	14,83	172,7
25,40 (1")	1,65	22,10	383,5
25,40 (1")	2,77	19,86	309,7
31,75 (1 1/4")	2,11	27,53	595,0

Le choix du matériau des tubes constitue un paramètre déterminant dans les applications mettant en œuvre de l'eau de mer, en raison de son agressivité corrosive. Les alliages cuivreux, tels que les laitons et les cupronickels, présentent une bonne résistance à la corrosion associée à une conductivité thermique élevée. Parmi eux, le cupronickel 90/10 (90 % Cu, 10 % Ni) constitue un compromis particulièrement intéressant entre résistance mécanique, tenue à la corrosion et coût, ce qui explique son utilisation fréquente dans les échangeurs de chaleur en milieu marin.

II.2.3 Les plaques tubulaires

Les plaques tubulaires sont des disques métalliques percés d'orifices destinés à recevoir les tubes, lesquels sont fixés par expansion mécanique ou par soudage. Elles assurent à la fois le maintien mécanique du faisceau tubulaire et l'étanchéité entre les compartiments fluides. Leur épaisseur est déterminée afin de garantir la résistance aux efforts de pression différentielle ainsi qu'aux contraintes thermiques induites par les conditions de service.

II.2.4 Les chicanes

Les chicanes sont des plaques partielles installées dans l'espace annulaire compris entre le faisceau tubulaire et la calandre. Elles ont pour fonction principale de modifier la direction de l'écoulement côté calandre, induisant ainsi une augmentation de la turbulence et une amélioration du coefficient de transfert thermique. Elles contribuent également à un meilleur balayage du faisceau tubulaire, limitant les zones mortes et améliorant l'homogénéité de l'échange thermique.

Le pas des chicanes, défini comme la distance séparant deux chicanes successives, constitue un paramètre de conception essentiel dans les échangeurs à faisceau tubulaire et calandre. Une diminution de ce pas conduit à une augmentation de la vitesse d'écoulement côté calandre et, par conséquent, à une amélioration du coefficient de transfert thermique. Toutefois, cette configuration s'accompagne également d'une augmentation significative des pertes de charge. En pratique, le pas des chicanes est généralement compris entre 0,2 et 1 fois le diamètre de la calandre, selon les contraintes thermiques et hydrauliques du procédé.

II.2.5 Les boîtes de distribution

Les boîtes de distribution, également désignées sous les termes de boîtes à eau ou *headers*, assurent les fonctions de distribution et de collecte du fluide circulant côté tubes. Leur conception revêt une importance particulière, car elle doit garantir une répartition homogène du débit entre les différents tubes du faisceau. Une mauvaise distribution peut en effet engendrer des zones de sous-alimentation ou de suralimentation, entraînant une diminution des performances thermiques et une dégradation de l'efficacité globale de l'échangeur.

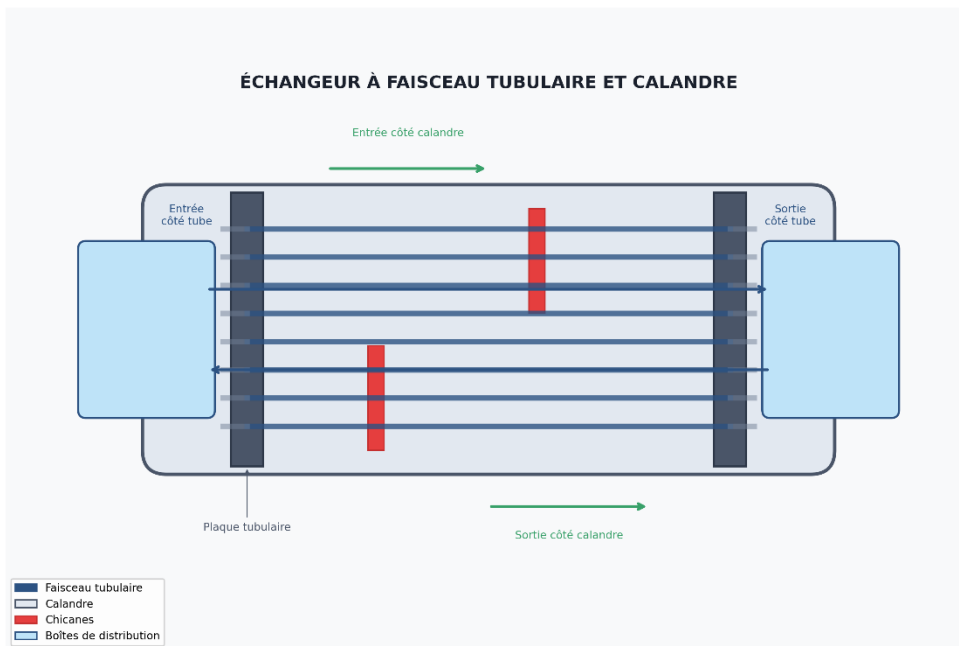


Figure II.1 : Schéma de principe d'un échangeur à faisceau tubulaire et calandre

II.3 Principe de fonctionnement

II.3.1 Circulation des fluides

Dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre, les deux fluides sont maintenus dans des compartiments distincts afin d'éviter tout mélange. Le fluide côté tubes circule à l'intérieur des tubes, tandis que le fluide côté calandre s'écoule dans l'espace annulaire situé entre le faisceau tubulaire et la calandre. Son écoulement est généralement structuré et orienté par la présence de chicanes, lesquelles améliorent les performances thermiques en augmentant la turbulence et en optimisant le contact thermique.

Dans l'application eau de mer/ammoniac considérée, l'ammoniac est généralement privilégié côté tubes en raison de plusieurs avantages techniques, notamment la facilité de nettoyage en cas d'encrassement, la capacité des tubes à mieux résister aux hautes pressions comparativement à la calandre, ainsi que la possibilité d'y utiliser des matériaux spécifiquement adaptés aux milieux corrosifs. L'eau de mer est, quant à elle, généralement dirigée côté calandre, où la gestion de son débit est plus aisée, permettant ainsi un meilleur contrôle des performances thermiques globales de l'échangeur.

II.3.2 Echange thermique réel

Le transfert thermique effectif dans un échangeur résulte de la succession de plusieurs résistances thermiques en série. La chaleur est ainsi transférée du fluide chaud vers le fluide froid en traversant successivement la couche limite convective côté fluide chaud, la paroi solide par conduction, puis la couche limite convective côté fluide froid, chacune de ces étapes contribuant à la résistance thermique globale du système.

Dans le cas de la condensation de l'ammoniac refroidi par l'eau de mer, le phénomène d'échange thermique est complexifié par la présence d'un changement de phase. La vapeur d'ammoniac se condense à la surface interne des tubes, libérant sa chaleur latente de vaporisation. Le condensat formé s'écoule ensuite sous l'effet de la gravité le long des parois, établissant un régime de condensation en film. Le coefficient de transfert thermique associé dépend fortement de l'épaisseur du film liquide et de ses propriétés thermophysiques, ainsi que des conditions d'écoulement et de la gravité.

II.4 Cas industriel : Eau de mer / Ammoniac

II.4.1 Rôle dans l'unité d'ammoniac

Dans une unité de synthèse d'ammoniac, les échangeurs de chaleur utilisant l'eau de mer jouent un rôle fondamental dans plusieurs étapes du procédé. Le condenseur principal traite le flux de vapeur d'ammoniac provenant du réacteur de synthèse et assure sa condensation grâce à l'eau de mer utilisée comme fluide de refroidissement. Cette opération constitue une étape clé dans la séparation de l'ammoniac liquide des gaz non condensables, principalement l'azote et l'hydrogène, qui sont ensuite recyclés vers le réacteur afin d'optimiser le rendement global du procédé.

Tableau II.2 : Conditions opératoires typiques d'un condenseur d'ammoniac

Paramètre	Côté tube (Ammoniac)	Côté calandre (Eau de mer)
Température entrée (C)	80-120 (vapeur)	15-30
Température sortie (C)	40-50 (liquide)	25-40
Pression (bar)	150-250	2-6
Débit massique (kg/s)	Variable	60-100
Chaleur latente (kJ/kg)	1180	-

II.5 Problèmes techniques

II.5.1 Encrassement

L'encrassement représente l'une des principales limitations des performances des échangeurs de chaleur utilisant l'eau de mer comme fluide de refroidissement. Il résulte de l'accumulation progressive de dépôts sur les surfaces d'échange, entraînant l'apparition d'une résistance thermique additionnelle. Cette dernière réduit progressivement le coefficient global d'échange thermique et conduit à une dégradation des performances globales de l'équipement, ainsi qu'à une augmentation des coûts d'exploitation et de maintenance.

Les différents types d'encrassement rencontrés dans les échangeurs de chaleur peuvent être classés en plusieurs catégories : l'encrassement biologique, lié au développement d'algues, de bactéries et de biofilms sur les surfaces d'échange ; l'encrassement particulaire, résultant de la déposition de sédiments et de particules en suspension ; l'encrassement cristallin, dû à la précipitation de sels minéraux ; et enfin l'encrassement chimique, associé aux phénomènes de corrosion et à la formation de produits de réaction à la surface des matériaux.

II.5.2 Corrosion

L'eau de mer, caractérisée par une forte concentration en ions chlorure (de l'ordre de 19 000 mg/L) et une conductivité électrique élevée, représente un milieu particulièrement agressif pour les matériaux métalliques. Dans ces conditions, les phénomènes de corrosion peuvent toucher l'ensemble des composants de l'échangeur de chaleur, selon divers mécanismes, notamment la corrosion uniforme, la piqûration, la corrosion sous contrainte, la corrosion-érosion ainsi que la corrosion galvanique, chacun contribuant de manière spécifique à la dégradation des performances et de la durabilité des équipements.

Tableau II.3 : Matériaux recommandés pour les applications eau de mer

Materiau	Resistance corrosion	Conductivite (W/m.K)	Coat relatif
Cupronickel 90/10	Excellente	45	Moyen
Cupronickel 70/30	Excellente	29	Eleve
Laiton Admiral	Bonne	110	Bas

Materiau	Resistance corrosion	Conductivite (W/m.K)	Coat relatif
Titane	Excellente	22	Tres eleve
Acier inoxydable 316L	Moyenne	15	Moyen

II.5.3 Vibrations

Les vibrations des tubes dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire représentent un phénomène critique susceptible d’affecter l’intégrité mécanique de l’équipement. Excitées par l’écoulement du fluide côté calandre, ces vibrations peuvent induire des phénomènes de contact intermittent entre les tubes eux-mêmes ou entre les tubes et les chicanes. Ces interactions engendrent une usure progressive par frottement, pouvant évoluer vers des dommages structurels, voire des ruptures de tubes, compromettant ainsi la fiabilité et la sécurité de l’installation.

II.5.4 Bouchage

L’obstruction des tubes par des débris marins, tels que les algues, les coquillages et divers détritrus, peut entraîner une réduction significative de la section de passage et une augmentation des pertes de charge. Ce phénomène est particulièrement critique pour les tubes de petit diamètre et peut nécessiter des opérations de nettoyage régulières, qu’elles soient mécaniques ou chimiques, afin de maintenir les performances hydrauliques et thermiques de l’échangeur.

II.6 Maintenance et nettoyage

Le nettoyage régulier des surfaces d’échange représente une opération indispensable pour le maintien des performances thermiques des échangeurs de chaleur. Plusieurs techniques peuvent être mises en œuvre, notamment le nettoyage mécanique par brossage ou par jet d’eau à haute pression, le nettoyage chimique par circulation de solutions acides ou de détergents adaptés, ainsi que le nettoyage en continu par système de balles éponges, permettant de limiter l’accumulation de dépôts et de préserver l’efficacité de l’échange thermique.

La prévention de l'encrassement et de la corrosion repose sur la mise en œuvre de plusieurs stratégies complémentaires. Le traitement de l'eau de mer, incluant la chloration, la filtration et l'ajout de biodispersants, permet de limiter le développement biologique ainsi que la teneur en particules en suspension. Par ailleurs, une conception optimisée de l'échangeur, assurant des vitesses d'écoulement suffisantes et l'élimination des zones de stagnation, contribue à réduire les conditions favorables à la formation de dépôts et, par conséquent, à améliorer la durabilité et les performances de l'équipement.

II.7 Conclusion

Ce deuxième chapitre a permis de présenter une description détaillée de l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre, en mettant en évidence la géométrie ainsi que la fonction de chacun de ses composants. L'analyse du principe de fonctionnement a mis en lumière la complexité des phénomènes thermiques et hydrodynamiques mis en jeu, notamment dans le cas de la condensation impliquant un changement de phase, qui constitue un aspect déterminant des performances de l'équipement.

Le chapitre suivant est consacré au développement de la méthodologie de calcul thermique, incluant l'établissement des bilans énergétiques, l'utilisation des corrélations de transfert thermique ainsi que les équations de dimensionnement nécessaires à l'analyse quantitative des performances de l'échangeur de chaleur.

CHAPITRE III

CALCUL THERMIQUE DE L'ECHANGEUR

III.1 Introduction

Le dimensionnement thermique d'un échangeur de chaleur constitue une étape fondamentale, déterminante pour les performances globales et l'efficacité énergétique de l'équipement. Cette démarche méthodologique s'appuie sur les principes fondamentaux de la thermodynamique et du transfert de chaleur, afin d'établir les relations et équations gouvernant les échanges énergétiques entre les fluides en interaction.

Le présent chapitre est consacré au développement de la méthodologie de calcul thermique appliquée à l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre opérant avec le couple eau de mer/ammoniac. Cette approche méthodologique comprend l'établissement du bilan énergétique, le calcul de la différence de température moyenne logarithmique, la détermination du coefficient global de transfert thermique, l'évaluation des coefficients de transfert convectif côté tubes et côté calandre, ainsi que le dimensionnement de la surface d'échange requise pour assurer le bon fonctionnement de l'équipement.

III.2 Bilan thermique

Le bilan thermique repose sur le principe fondamental de conservation de l'énergie appliqué au système formé par l'échangeur de chaleur. En régime permanent, la puissance thermique cédée par le fluide chaud est égale à celle absorbée par le fluide froid, en négligeant les pertes thermiques vers le milieu environnant.

Dans le cas idéal d'un échangeur adiabatique, on peut écrire :

$$Q = m_{\dot{c}} \times Cp_c \times (T_{ce} - T_{cs}) = m_{\dot{f}} \times Cp_f \times (T_{fs} - T_{fe})$$

Ou $m_{\dot{c}}$ et $m_{\dot{f}}$ représentent les débits massiques des fluides chaud et froid (kg/s), Cp_c et Cp_f leurs capacités thermiques massiques (J/kg.K), T_{ce} et T_{cs} les températures d'entrée et de sortie du fluide chaud, et T_{fe} et T_{fs} celles du fluide froid.

Dans le cas de la condensation de l'ammoniac, le bilan thermique doit intégrer la chaleur latente de vaporisation :

$$Q = m_{\dot{NH3}} \times \Delta H_{vap} = m_{\dot{eau}} \times Cp_{eau} \times (T_{sortie} - T_{entrée})$$

Ou ΔH_{vap} represente l'enthalpie de vaporisation de l'ammoniac a la température de condensation (environ 1180 kJ/kg a 40 C et 15 bar).

Tableau III.1 : Propriétés thermophysiques de l'ammoniac et de l'eau de mer

Propriete	Ammoniac (45 C)	Eau de mer (25 C)
Masse volumique (kg/m ³)	604	1025
Chaleur spécifique (kJ/kg.K)	4,86	3,90
Conductivité (W/m.K)	0,46	0,60
Viscosité(10 ⁻⁴ Pa.s)	1,40	9,10
Prandtl	1,48	5,92
Enthalpie de vaporisation (kJ/kg)	1180	-

III.3 Difference de température moyenne logarithmique (DTLM)

La différence de température moyenne logarithmique (DTLM ou LMTD, *Log Mean Temperature Difference*) constitue la grandeur moyenne appropriée pour l'évaluation du transfert de chaleur dans un échangeur, en prenant en considération la variation continue et non linéaire des températures des fluides le long de la surface d'échange.

$$DTLM = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

Le facteur de correction F, dont la valeur est toujours inférieure ou égale à 1, permet de tenir compte de l'écart entre la configuration réelle de l'échangeur de chaleur et le cas idéal en contre-courant pur. Pour un échangeur à un passage côté calandre et deux passages côté tubes, ce facteur est généralement déterminé à partir des abaques développés par Bowman, Mueller et Nagle, en fonction des rapports de températures caractéristiques du système considéré.

$$DTLM \text{ corrigee} = F \times DTLM$$

III.4 Coefficient global d'échange U

Le coefficient global de transfert thermique U, exprimé en $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$, constitue un paramètre essentiel caractérisant la performance d'un échangeur de chaleur en matière de transfert d'énergie entre deux fluides. Il représente une grandeur globale intégrant l'ensemble des résistances thermiques en série — convectives, conductives ainsi que celles liées aux phénomènes d'encrassement — qui s'opposent au transfert de chaleur à travers la paroi d'échange.

$$1/U_o = (d_o/d_i) \times (1/h_i) + (d_o/d_i) \times R_{fi} + (d_o \times \ln(d_o/d_i))/(2.\lambda) + R_{fe} + 1/h_e$$

Tableau III.2 : Valeurs typiques de résistance d'encrassement (normes TEMA)

Fluide	R _f (m ² .K/W)	Vitesse minimale (m/s)
Eau de mer traitée	1,0 x 10 ⁻⁴ a 2,0 x 10 ⁻⁴	1,5
Eau de mer non traitée	2,0 x 10 ⁻⁴ a 5,0 x 10 ⁻⁴	2,0
Ammoniac liquide	0,5 x 10 ⁻⁴ a 1,0 x 10 ⁻⁴	1,0
Huile lubrifiante	3,0 x 10 ⁻⁴ a 8,0 x 10 ⁻⁴	1,0
Vapeur d'eau	0,1 x 10 ⁻⁴ a 0,5 x 10 ⁻⁴	10,0

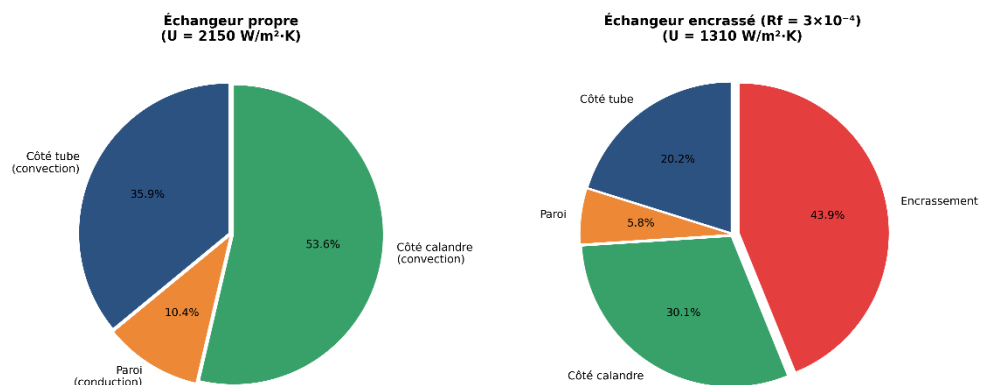


Figure III.1 : Distribution des résistances thermiques dans l'échangeur

III.5 Calcul coté tubes

Le coefficient convectif coté tube h_i depend du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et des propriétés thermophysiques du fluide. Son calcul fait appel aux nombres adimensionnels caractéristiques du transfert de chaleur.

III.5.1 Nombre de Reynolds

$$Re = (\rho \times v \times d_i) / \mu = (4 \times \dot{m}) / (\pi \times d_i \times \mu)$$

Pour les échangeurs industriels, on vise généralement un Re supérieur à 10 000 pour garantir un régime turbulent favorable au transfert thermique.

III.5.2 Nombre de Prandtl

$$Pr = (C_p \times \mu) / \lambda = \nu / \alpha$$

Ce nombre caractérise les propriétés thermophysiques du fluide. Pour l'ammoniac liquide à 40 C, $Pr = 1,5$, tandis que pour l'eau de mer à 25 C, $Pr = 6$.

III.5.3 Nombre de Nusselt

Pour un écoulement turbulent dans des tubes lisses ($Re > 10\,000$), la corrélation de Dittus-Boelter s'applique :

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^n$$

Où $n = 0,4$ pour le chauffage du fluide et $n = 0,3$ pour son refroidissement.

Une corrélation plus précise, celle de Gnielinski, couvre une plage étendue de Reynolds ($3000 < Re < 5 \times 10^6$) :

$$Nu = [(f/8) \times (Re - 1000) \times Pr] / [1 + 12,7 \times (f/8)^{0,5} \times (Pr^{2/3} - 1)]$$

Tableau III.3 : Correlations de Nusselt pour différentes configurations

Configuration	Correlations	Domaine de validité
Ecoulement turbulent (tubes lisses)	Dittus-Boelter : $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$	$Re > 10^4$, $0,7 < Pr < 160$
Ecoulement turbulent (tubes lisses)	Gnielinski : $Nu = [(f/8)(Re - 1000)Pr] / [1 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)]$	$3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$
Ecoulement laminaire (tubes)	Sieder-Tate : $Nu = 1,86 (Re.Pr.d_i/L)^{1/3}$	$Re < 2300$
Condensation en film (tubes horiz.)	Nusselt : $h = 0,725 [\lambda^3 \rho^2 g \Delta T_H / (\mu d_o \Delta T)]^{1/4}$	$Re < 1600$
Ecoulement croisé (faisceau)	Zhukauskas : $Nu = C.Re^n.Pr^{0,36}(Pr/Pr_p)^{0,25}$	$10 < Re < 2 \times 10^6$

III.6 Calcul coté calandre

Le calcul du coefficient de transfert convectif côté calandre h_e présente une complexité accrue, liée à la géométrie fortement non uniforme de l'écoulement entre les tubes ainsi qu'aux effets induits par la présence des chicanes. Pour ce type de configuration, plusieurs corrélations empiriques spécifiques ont été proposées afin de modéliser le transfert thermique de manière adéquate.

III.6.1 Correlation de Kern

La méthode de Kern (1950), couramment utilisée pour le dimensionnement préliminaire des échangeurs à faisceau tubulaire et calandre, assimile l'écoulement côté calandre à un écoulement dans un conduit équivalent, permettant ainsi une estimation simplifiée des paramètres de transfert thermique.

$$Nu = 0,36 \times Re^{0,55} \times Pr^{1/3} \times (\mu/\mu_p)^{0,14}$$

III.6.2 Correlation de Bell-Delaware

La méthode de Bell-Delaware permet une modélisation plus précise des phénomènes de transfert côté calandre en décomposant l'écoulement en plusieurs zones distinctes, notamment l'écoulement en *cross-flow* entre les tubes, l'écoulement dans la fenêtre des chicanes ainsi que l'écoulement de dérivation (*by-pass*) autour du faisceau tubulaire. Cette approche permet de mieux prendre en compte les non-idéalités hydrodynamiques et d'améliorer l'estimation des performances thermiques de l'échangeur.

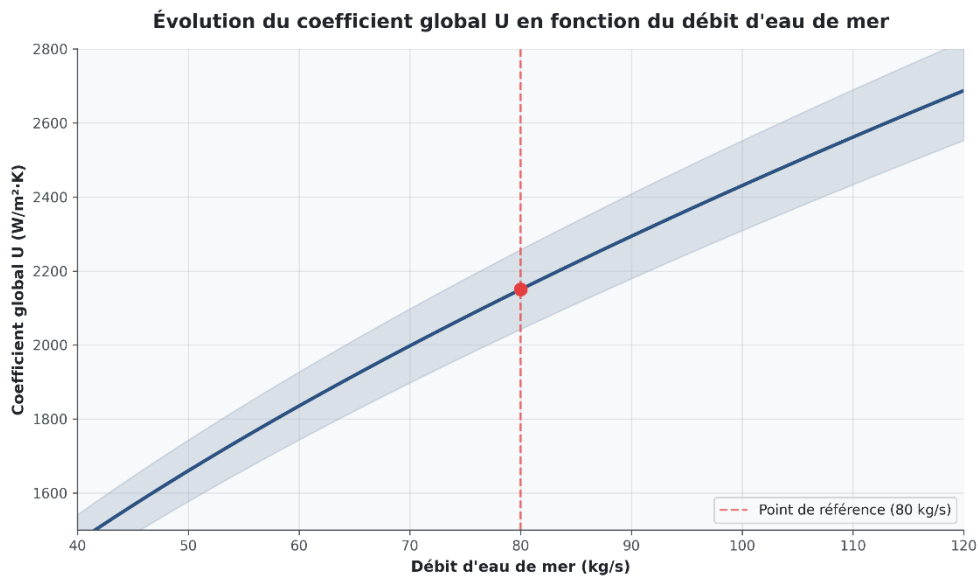


Figure III.2 : Evolution du coefficient global U en fonction du débit d'eau de mer

III.7 Surface d'échange

La surface d'échange requise pour assurer le transfert de la puissance thermique Q est déterminée en réarrangeant l'équation fondamentale de dimensionnement de l'échangeur de chaleur :

$$S = Q / (U \times DTLM \times F)$$

Le nombre de tubes N_t se déduit de la surface unitaire d'un tube :

$$N_t = S / (\pi \times d_o \times L)$$

III.8 Pertes de charge

Les pertes de charge dans un échangeur représentent l'énergie dissipée par frottement visqueux. Elles conditionnent la puissance de pompage nécessaire et donc les coûts d'exploitation.

$$\Delta P_{\text{tube}} = f \times (L/d_i) \times (\rho \times v^2/2)$$

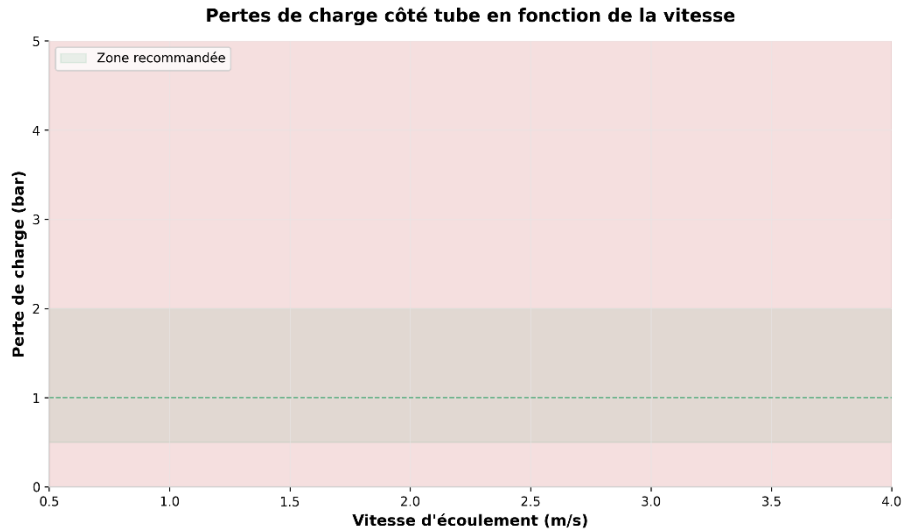


Figure III.3 : Pertes de charge en fonction de la vitesse d'écoulement

III.9 Efficacité de l'échangeur

L'efficacité thermique d'un échangeur de chaleur correspond au rapport entre le flux thermique effectivement échangé et le flux thermique maximal qui pourrait être transféré si l'échangeur fonctionnait dans des conditions idéales. Elle s'exprime par la relation :

$$\epsilon = [1 - \exp(-NTU \times (1 - C_r))] / [1 - C_r \times \exp(-NTU \times (1 - C_r))]$$

Où $NTU = U \times S / C_{\min}$ est le nombre d'unités de transfert et $C_r = C_{\min}/C_{\max}$ est le rapport des capacités thermiques.

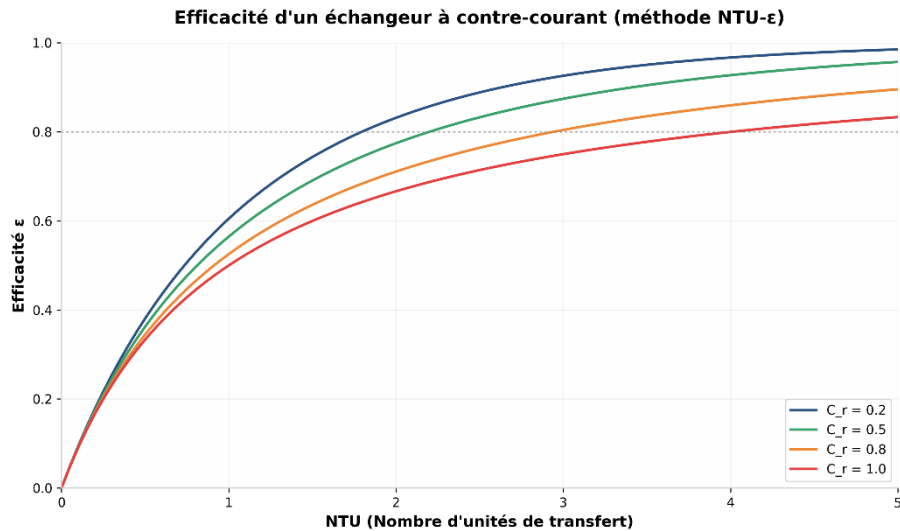


Figure III.4 : Méthode NTU-epsilon - Efficacite en fonction du nombre d'unités de transfert

III.10 Impact de l'encrassement sur les performances

L'encrassement représente l'une des principales causes de diminution des performances thermiques et hydrauliques des échangeurs de chaleur en exploitation. Son évolution temporelle est généralement décrite par une loi asymptotique, comportant une phase initiale de formation rapide des dépôts, suivie d'un ralentissement progressif du taux d'accumulation jusqu'à l'atteinte d'un état quasi stationnaire.

$$U_{\text{encrasse}} = U_{\text{propre}} / (1 + U_{\text{propre}} \times R_f)$$

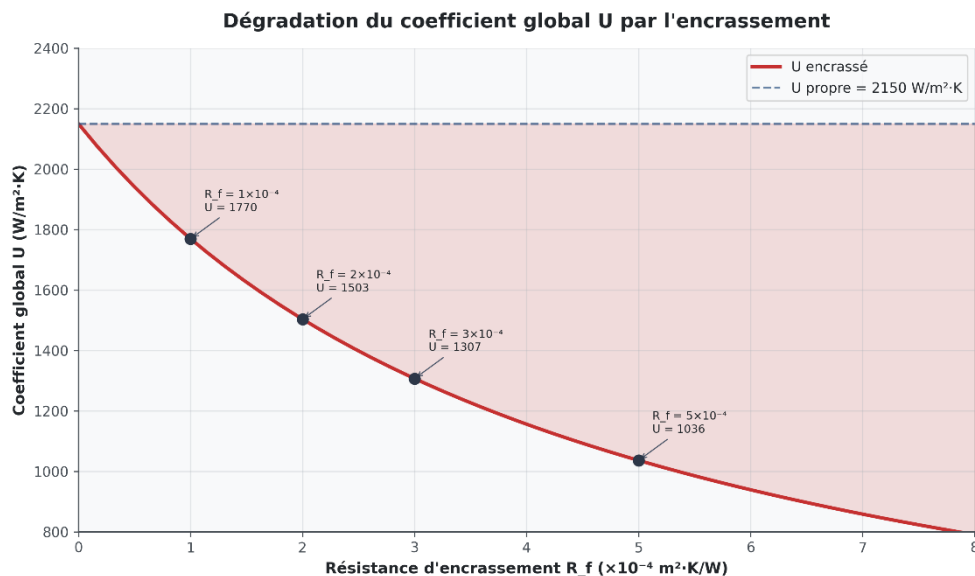


Figure III.5 : Dégradation du coefficient global U par l'encrassement

III.11 Conclusion

Ce troisième chapitre a permis de développer une méthodologie complète de calcul thermique appliquée à l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre. Depuis les bilans énergétiques jusqu'aux corrélations de transfert, en passant par l'évaluation des pertes de charge et de l'efficacité, l'ensemble des outils nécessaires au dimensionnement et à l'analyse des performances a été présenté.

Le chapitre suivant sera consacré à l'application de cette méthodologie à un cas industriel représentatif, à travers la présentation des résultats de calcul et l'analyse de l'influence des principaux paramètres sur les performances thermiques de l'échangeur.

CHAPITRE IV

RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'application de la méthodologie de calcul thermique développée précédemment à un cas industriel représentatif d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre fonctionnant avec le couple eau de mer/ammoniac. Les résultats obtenus sont analysés et discutés afin de mettre en évidence l'influence des principaux paramètres opératoires sur les performances thermiques de l'équipement.

L'analyse paramétrique effectuée permet de quantifier la sensibilité des performances aux variations des débits, des températures ainsi que de la résistance d'encrassement. Ces résultats constituent une base importante pour l'optimisation du fonctionnement et la planification des opérations de maintenance des équipements industriels.

IV.2 Données de base et hypothèses de calcul

Les calculs présentés dans ce chapitre reposent sur les données caractéristiques d'un condenseur d'ammoniac industriel de capacité moyenne. Les hypothèses retenues pour le développement du modèle sont les suivantes : régime permanent, négligence des pertes

thermiques vers le milieu extérieur, propriétés thermophysiques supposées constantes et évaluées aux températures moyennes de fonctionnement, répartition uniforme du débit dans l'ensemble des tubes, ainsi que condition de température de sortie de l'eau de mer inférieure à la température de condensation de l'ammoniac.

Tableau IV.1 : Données de base du cas étudié

Paramètre	Valeur	Unité
Débit d'ammoniac	5	kg/s
Température de condensation	45	C
Préssion de condensation	17,8	bar
Débit d'eau de mer	80	kg/s
Température entrée eau de mer	25	C
Diamètre extérieur du tubes	19,05	mm
Diamètre intérieur du tubes	15,75	mm
Longueur des tubes	6	m
Matériau des tubes	Cupronickel 90/10	-
Conductivité thermique	45	W/m.K
Pas triangulaire	24	mm
Nombre de chicanes	12	-

IV.3 Résultats du calcul thermique

IV.3.1 Bilan énergétique

Le bilan énergétique établi à partir des données de base permet de déterminer la puissance thermique échangée ainsi que les températures de sortie des fluides. Dans le cas d'un débit d'ammoniac de 5 kg/s se condensant à 45 °C, la puissance thermique à évacuer s'exprime comme suit :

$$Q = m_{\dot{NH3}} \times \Delta H_{vap} = 5 \times 1180 = 5900 \text{ kW}$$

Cette puissance doit être entièrement absorbée par l'eau de mer. Le débit d'eau de mer (80 kg/s) est dimensionné afin de garantir une température de sortie inférieure à la température de condensation de l'ammoniac, assurant ainsi la continuité du transfert thermique. La température de sortie du fluide caloporteur s'établit alors à :

$$T_{fs} = T_{fe} + Q / (m_{\dot{eau}} \times C_{p_{eau}}) = 25 + 5900 / (80 \times 3,9) = 43,9 \text{ C}$$

La différence de température moyenne logarithmique (DTLM), déterminée pour un échangeur fonctionnant en contre-courant avec condensation isotherme, est donnée par l'expression suivante :

$$DTLM = [(20 - 1,1) / \ln(20/1,1)] \times 0,92 = 6,2 \text{ K}$$

IV.3.2 Coefficients convectifs

Les coefficients de transfert thermique convectif ont été déterminés à partir des corrélations empiriques présentées au chapitre III. Pour la condensation de l'ammoniac à l'intérieur des tubes, la corrélation de Shah permet d'obtenir un coefficient de convection de **8 750 $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$** . Pour l'écoulement de l'eau de mer dans la calandre, la corrélation de Kern conduit à un coefficient de convection de **4 850 $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$** . Ces valeurs traduisent l'intensité des échanges thermiques de part et d'autre de la paroi d'échange.

Le coefficient global propre, rapporté à la surface extérieure des tubes, s'établit à :

$$U_{propre} = 2150 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

IV.3.3 Surface d'échange et configuration

La surface d'échange nécessaire pour transférer la puissance de 5900 kW avec le coefficient global calculé est :

$$S = Q / (U \times DTLM) = 5\,900\,000 / (2150 \times 6,2) = 442 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes de longueur 6 mètres requis est :

$$N_t = S / (\pi \times d_o \times L) = 442 / (\pi \times 0,01905 \times 6) = 1231 \text{ tubes}$$

Cette configuration correspond a un faisceau de diamètre environ 980 mm dans une calandre de 1100 mm de diamètre interieur, avec un pas triangulaire de 24 mm.

IV.4 Analyse paramétrique

L'analyse paramétrique constitue un outil essentiel pour évaluer l'influence des principales variables opératoires sur les performances thermiques de l'échangeur. L'étude de la sensibilité des paramètres de fonctionnement permet d'identifier les facteurs les plus déterminants dans le processus de transfert de chaleur, d'optimiser les conditions d'exploitation et d'anticiper les effets des situations de fonctionnement dégradé sur l'efficacité de l'équipement.

IV.4.1 Influence du débit d'eau de mer

Le débit d'eau de mer représente le principal levier d'ajustement des performances du condenseur. Son augmentation réduit la température de sortie du fluide de refroidissement et accroît la différence de température moyenne logarithmique (DTML), ce qui améliore le potentiel de transfert thermique et la capacité de condensation de l'équipement. Néanmoins, au-delà d'une certaine valeur, les gains thermiques deviennent progressivement moins significatifs, tandis que les pertes de charge augmentent sensiblement. Il en résulte une hausse de la puissance de pompage requise, mettant en évidence le compromis entre performance thermique et consommation énergétique.

L'analyse des résultats met en évidence une augmentation du coefficient global de transfert thermique (U) avec le débit d'eau de mer, suivant une loi de puissance d'exposant 0,55 telle que prédite par la corrélation de Kern. Parallèlement, la différence de température moyenne logarithmique (DTML) diminue légèrement en raison de la modification des conditions thermiques d'échange. L'évolution combinée de ces deux paramètres conduit à l'existence d'un optimum du produit ($U \times \text{DTML}$), indicateur de la performance globale du condenseur, pour un débit voisin de 60 kg/s. Au-delà de ce seuil, les améliorations du transfert thermique deviennent limitées et ne compensent plus l'augmentation de la puissance de pompage requise.

IV.4.2 Influence de la température d'entrée de l'eau de mer

La température de l'eau de mer, fortement influencée par les variations saisonnières et les conditions géographiques locales, constitue un paramètre déterminant du fonctionnement du

condenseur. Son augmentation entraîne une élévation de la température et de la pression de condensation de l'ammoniac. Les simulations réalisées indiquent qu'une hausse de 5 °C de la température d'entrée de l'eau de mer provoque une augmentation d'environ 1,5 bar de la pression de condensation, ce qui se traduit par une diminution du rendement du compresseur de synthèse de l'ordre de 3 %.

Pour compenser cet effet et maintenir une pression de condensation constante, il est nécessaire d'accroître le débit d'eau de refroidissement. Les résultats obtenus montrent qu'une augmentation de 5 °C de la température d'entrée de l'eau de mer nécessite une augmentation d'environ 25 % du débit afin de préserver la même puissance de condensation. Ces résultats soulignent l'importance du contrôle conjoint de la température et du débit de l'eau de refroidissement pour garantir le fonctionnement optimal de l'installation.

IV.4.3 Influence de l'encrassement

Parmi les différents paramètres affectant les performances du condenseur, l'encrassement apparaît comme le mécanisme de dégradation le plus pénalisant à long terme. L'accumulation progressive de dépôts sur les surfaces d'échange accroît la résistance thermique globale et réduit ainsi l'efficacité des transferts de chaleur. L'évolution de la résistance d'encrassement suit généralement une loi asymptotique, comprenant une phase initiale de croissance rapide des dépôts, suivie d'un ralentissement progressif jusqu'à l'établissement d'un régime quasi stationnaire.

Les calculs réalisés indiquent qu'une résistance d'encrassement de $(3 \times 10^{-4}) \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$, valeur couramment observée pour de l'eau de mer non traitée après six mois de service, provoque une diminution d'environ 39 % du coefficient global de transfert thermique. Cette baisse significative met en évidence l'importance des opérations de nettoyage et de maintenance préventive pour préserver les performances thermiques de l'échangeur.

$$U_{\text{encrasse}} = U_{\text{propre}} / (1 + U_{\text{propre}} \times R_f) = 2150 / (1 + 2150 \times 3 \times 10^{-4}) = 1310 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

IV.5 Discussion

IV.5.1 Comparaison théorie / pratique

La validation des résultats obtenus par comparaison avec les données industrielles disponibles montre une bonne concordance des ordres de grandeur. Les coefficients globaux de transfert thermique déterminés dans cette étude, variant de **1 300 à 2 150 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$** selon l'état d'encrassement de l'échangeur, s'inscrivent dans la plage de valeurs généralement rapportée pour les condenseurs d'ammoniac refroidis à l'eau de mer, comprise entre **1 000 et 2 500 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$** .

Les écarts observés peuvent s'expliquer par plusieurs phénomènes non pris en compte de manière exhaustive dans le modèle. Il s'agit notamment de la répartition non uniforme des débits entre les tubes du faisceau, de l'accumulation de gaz incondensables (principalement l'azote et l'hydrogène) dans les zones supérieures du condenseur, ainsi que des écarts entre les conditions hydrodynamiques réelles et les hypothèses sous-jacentes aux corrélations empiriques utilisées. Ces effets contribuent à modifier localement les coefficients de transfert thermique et peuvent engendrer des différences entre les performances prédites et celles observées en exploitation industrielle.

IV.5.2 Interprétation physique

L'étude de la répartition des résistances thermiques montre que, dans les conditions de fonctionnement d'un condenseur propre, la résistance dominante est localisée du côté calandre, où s'effectue le refroidissement par l'eau de mer. Cette contribution représente approximativement 55 % de la résistance thermique globale. Ce résultat souligne l'importance du dimensionnement hydraulique et thermique de la calandre ainsi que de l'optimisation de la géométrie des chicanes afin d'accroître la turbulence de l'écoulement et de maximiser le coefficient de transfert thermique.

L'introduction de l'encrassement modifie profondément cette répartition. Pour une résistance d'encrassement de ($R_f = 3 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$), les résistances dues aux dépôts atteignent près de 45 % de la résistance thermique totale et deviennent prépondérantes dans le bilan global des résistances. Cette situation réduit fortement le coefficient global de transfert thermique et explique l'influence majeure des programmes de

nettoyage et de maintenance sur la conservation des performances du condenseur au cours de son exploitation.

IV.5.3 Implications industrielles

Les résultats de cette étude ont des implications directes sur l'exploitation des unités de synthèse d'ammoniac. La sensibilité élevée des performances thermiques à la température de l'eau de mer justifie la mise en œuvre de systèmes de régulation du débit de refroidissement adaptés aux variations saisonnières. De plus, l'influence importante de l'encrassement sur la dégradation des performances souligne l'intérêt technico-économique d'un programme de maintenance préventive structuré et régulier.

Du point de vue de la conception, ces résultats indiquent la nécessité d'introduire une marge de sécurité sur la surface d'échange, de l'ordre de 20 à 30 %, afin de compenser la diminution progressive des performances liée à l'encrassement entre deux cycles de maintenance. En alternative, l'intégration de dispositifs de nettoyage en ligne, tels que des systèmes mécaniques à brosses ou des systèmes à balles d'éponge, constitue une solution efficace pour maintenir des performances proches des conditions de fonctionnement en échangeur propre.

Tableau IV.2 : Synthèse des résultats de l'analyse paramétrique

Paramètre	Variation	Impact sur U	Impact sur DTLM
Débit eau de mer	+20%	+10%	-5%
Température eau de mer	+5 C	Négligeable	-28%
Encrassement R _f	1x10 ⁻⁴ m ² .K/W	-18%	Négligeable
Encrassement R _f	2x10 ⁻⁴ m ² .K/W	-30%	Négligeable
Encrassement R _f	3x10 ⁻⁴ m ² .K/W	-39%	Négligeable
Encrassement R _f	5x10 ⁻⁴ m ² .K/W	-52%	Négligeable

IV.6 Conclusion

Ce quatrième chapitre a été consacré à l'application de la méthodologie de calcul thermique à un cas industriel représentatif d'un condenseur d'ammoniac utilisant l'eau de mer comme

fluide de refroidissement. Les résultats obtenus confirment la pertinence des corrélations retenues et mettent en évidence les principaux facteurs influençant les performances thermiques de l'échangeur.

L'analyse paramétrique a permis de quantifier l'influence des débits, des températures ainsi que de l'encrassement sur les performances thermiques. La dégradation notable induite par l'encrassement (réduction de 39 % du coefficient global pour $R_f = 3 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$) souligne l'importance cruciale de la maintenance préventive pour préserver l'efficacité énergétique des installations industrielles.

La comparaison entre les résultats théoriques et les données industrielles disponibles montre un accord satisfaisant en termes d'ordres de grandeur. Les écarts observés peuvent être attribués aux simplifications des modèles utilisés ainsi qu'aux complexités propres aux écoulements réels. Ces résultats constituent une base fiable pour le dimensionnement et l'optimisation des échangeurs de chaleur au sein des unités de production d'ammoniac.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Le présent travail de recherche a porté sur l'étude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre fonctionnant avec le couple eau de mer / ammoniac, dans le contexte des unités de production d'ammoniac. L'objectif principal était de développer une méthodologie d'analyse thermique permettant d'évaluer les performances de ce type d'équipement en conditions réelles d'exploitation, notamment en présence d'encrassement.

Les résultats obtenus montrent qu'un échangeur de 442 m² de surface d'échange, comportant 1 231 tubes de 6 mètres de longueur, permet d'assurer la condensation de 5 kg/s d'ammoniac avec un coefficient global de transfert thermique de 2 150 W·m⁻²·K⁻¹ en conditions propres, valeur cohérente avec les données industrielles disponibles.

L'analyse met en évidence une forte sensibilité des performances aux conditions opératoires, en particulier à la température de l'eau de mer et au débit de refroidissement. Une augmentation de la température d'entrée de l'eau de mer entraîne une élévation significative de la pression de condensation, ce qui dégrade les performances globales du procédé. À l'inverse, l'augmentation du débit d'eau de mer améliore le transfert thermique en augmentant la différence de température moyenne logarithmique, mais engendre simultanément une hausse des pertes de charge et de la consommation énergétique de pompage, mettant en évidence un compromis optimal de fonctionnement.

L'encrassement apparaît comme le facteur de dégradation le plus critique à long terme. Une résistance d'encrassement de l'ordre de

$$(3 \times 10^{-4}) \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1},$$

représentative d'un fonctionnement avec eau de mer non traitée après quelques mois de service, peut entraîner une diminution importante du coefficient global de transfert thermique, réduisant significativement les performances de l'échangeur.

La répartition des résistances thermiques montre que, en conditions propres, la résistance dominante est localisée du côté de l'eau de mer, tandis qu'en présence d'encrassement, les dépôts deviennent progressivement le facteur limitant du transfert thermique.

Enfin, Les résultats de cette étude soulignent de manière générale l'importance d'un compromis entre performance thermique et consommation énergétique. Ils mettent en évidence la nécessité d'une conception intégrant des marges de sécurité sur la surface d'échange, ainsi que l'intérêt des dispositifs de nettoyage en ligne et des stratégies de maintenance préventive afin de garantir des performances durables en exploitation industrielle.

1. La résistance thermique dominante dans un condenseur propre est localisée du côté de la calandre, où circule l'eau de mer, représentant environ 55 % de la résistance thermique totale. Ce résultat met en évidence l'importance particulière du dimensionnement et de l'optimisation du côté calandre.
2. L'encrassement constitue le facteur de dégradation le plus significatif sur le long terme. Dans le cas des eaux de mer non traitées, une résistance d'encrassement de l'ordre de $(3 \times 10^{-4}) \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$ peut se développer en 6 à 12 mois, entraînant une diminution du coefficient global de transfert thermique pouvant atteindre environ 40 %.
3. La température de l'eau de mer influence directement la pression de condensation de l'ammoniac et, par conséquent, le rendement du cycle de synthèse. Une variation de 5 °C se traduit par une variation d'environ 1,5 bar de la pression de condensation et une baisse du rendement de l'ordre de 3 %.
4. Le compromis entre performance thermique et pertes de charge conduit à l'existence d'un débit optimal d'eau de mer d'environ 60 kg/s pour le cas étudié. Au-delà de cette valeur, les gains thermiques deviennent marginaux et sont compensés par l'augmentation des coûts énergétiques liés au pompage.

PERSPECTIVES

Cette étude présente néanmoins certaines limites qui ouvrent la voie à plusieurs perspectives de recherche. Les corrélations de transfert utilisées, bien que largement validées, présentent des incertitudes de l'ordre de 20 à 30 % dans le cas de configurations hydrodynamiques complexes. L'intégration de simulations numériques de type CFD (Computational Fluid Dynamics) permettrait d'améliorer la prédiction des champs d'écoulement et des transferts thermiques dans les zones critiques, notamment au niveau des fenêtres de chicanes et des zones de by-pass.

L'étude de l'encrassement pourrait également être approfondie par le développement d'une modélisation cinétique prenant en compte les mécanismes de formation, d'adhésion et d'évolution temporelle des dépôts. L'intégration de tels modèles dans des outils de simulation dynamique permettrait d'optimiser la planification des opérations de maintenance en fonction des coûts énergétiques et des coûts d'intervention.

Enfin, l'application de la méthodologie développée à d'autres couples de fluides ainsi qu'à d'autres types d'échangeurs de chaleur permettrait d'élargir son domaine de validité et d'enrichir les bases de données de référence utilisées pour le dimensionnement industriel.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L. & Lavine, A.S., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition, John Wiley & Sons, New York, 2013.
- [2] Kern, D.Q., Process Heat Transfer, McGraw-Hill Education, New York, 1950.
- [3] Cengel, Y.A. & Ghajar, A.J., Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 5th Edition, McGraw-Hill, New York, 2015.
- [4] Shah, R.K. & Sekulic, D.P., Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Hoboken, 2003.
- [5] Bott, T.R., Fouling of Heat Exchangers, Elsevier Science, Amsterdam, 1995.
- [6] Holman, J.P., Heat Transfer, 10th Edition, McGraw-Hill, New York, 2009.
- [7] Collier, J.G. & Thome, J.R., Convective Boiling and Condensation, 3rd Edition, Oxford University Press, Oxford, 1994.
- [8] Bejan, A., Convection Heat Transfer, 4th Edition, John Wiley & Sons, Hoboken, 2013.

- [9] Gnielinski, V., New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [10] Taborek, J., Shell-and-Tube Heat Exchangers: Single-Phase Flow, Hewitt, G.F. (Ed.), *Heat Exchanger Design Handbook*, Begell House, New York, 1998.
- [11] LaQue, F.L., *Marine Corrosion: Causes and Prevention*, John Wiley & Sons, New York, 1975.
- [12] TEMA Standards, Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th Edition, TEMA, New York, 2007.
- [13] Appl, M., *Ammonia: Principles and Industrial Practice*, Wiley-VCH, Weinheim, 1999.
- [14] Epstein, N., Fouling in Heat Exchangers, *Proceedings of the 6th International Heat Transfer Conference*, Toronto, Vol. 6, pp. 235-253, 1978.
- [15] Bell, K.J., Approximate Sizing of Shell-and-Tube Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 25, No. 2, pp. 104-113, 2004.
- [16] Zubair, S.M. & Shah, R.K., Fouling in Plate-and-Frame Heat Exchangers and Cleaning Strategies, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 22, No. 3, pp. 3-14, 2001.
- [17] Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K., Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *Publications in Engineering*, University of California, Vol. 2, pp. 443-461, 1930.
- [18] Shah, M.M., A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, No. 4, pp. 547-556, 1979.
- [19] Bowman, R.A., Mueller, A.C. & Nagle, W.M., Mean Temperature Difference in Design, *Transactions of the ASME*, Vol. 62, pp. 283-294, 1940.
- [20] Towler, G. & Sinnott, R., *Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*, 2nd Edition, Elsevier, Oxford, 2012.

