



REPUBLIQUE DU NIGER
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR, DE LA
RECHERCHE ET DE L'INNOVATION
UNIVERSITÉ DAN DICKO DANKOULO DO DE
MARADI



Faculté des Sciences et Techniques
Département de Physique

MÉMOIRE

PRÉSENTÉ COMME EXIGENCE PARTIELLE POUR L'OBTENTION DE MASTER

**Spécialité : Système Énergétique Durable pour Société en Développement
(2SED)**

**Thème : Détermination de la surface d'échange convective et de
l'efficacité du condenseur de la centrale thermique de la société
nigérienne de charbon (SONICHAR).**

Présenté par :

Mamane abdou ABDOULAYE

Encadré par :

Dr Hamidou AROUNA SALEY,
Maître-Assistant, UDDM/Niger.
Encadreur de stage : Abdoukadro Halirou
(SONICHAR)

Supervisé par :

Dr, Boukar MAKINTA
Maitre de Conférences,
UAM/Niger.

Soutenu devant le jury composé de :

Laouali DUNGALL, Maître de Conférences, UAM/Niger, (Président)
Boukar MAKINTA, Maitre de Conférences, UAM/Niger (membre),
Hamidou AROUNA SALEY, Maitre-Assistant, UDDM/Niger (membre).

Année académique 2019-2020

Dédicace

Je dédie ce travail, tout particulièrement à mes parents, mes frères et sœurs et à tous ceux qui m'ont soutenu moralement dans l'accomplissement de mon mémoire.

Remerciements

En premier lieu je remercie DIEU Le Tout Puissant de m'avoir donné le temps, la patience et le courage afin de mener ce travail à terme.

Mes plus sincères remerciements vont à l'endroit de mon encadreur Dr. Arouna Saley Hamidou, UDDM/Niger pour son encadrement précieux, son aide et son encouragement continu et dans l'élaboration de ce travail.

Mes remerciements vont au Pr. Laouali DUNGALL, UAM/Niger qui a accepté d'examiner mon mémoire et de présider le jury de ma soutenance.

Je remercie Pr. Boukar MAKINTA, UAM/Niger d'avoir aussi accepté d'examiner mon mémoire afin d'apporter des corrections, remarques et suggestions pour améliorer le document.

Je remercie également tous les enseignants chercheurs du département de physique pour leurs patiences et la formation.

Je tiens à remercier tous les personnels de la centrale et en particulier les staffs de ma section d'accueil (Exploitation) pour leurs accueils, patiences, disponibilités et l'expérience enrichissante qu'ils m'ont fait vivre.

J'adresse enfin mes remerciements à mes amis, camarades et connaissances pour le soutien.

Sommaire

Dédicace	I
Remerciements	I
Sommaire.....	II
Liste des figures.....	V
Liste des tableaux	VI
Nomenclature	VI
Résumé	VIII
Abstract.....	IX
Introduction générale.....	10
Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs thermiques	12
Introduction	13
1.1 Principe de l'échangeur	13
1.2 Classification d'échangeurs	13
1.2.1 Classification selon la configuration géométrique	13
1.2.2 Classification selon le mode d'écoulement.....	16
1.2.3 Classification selon la compacité	18
1.2.4 Classification selon la nature de fluide	18
1.2.5 Classification par type de contact.....	18
1.2.6 Classification par changement de phase.....	18
1.3 Les modes de transfert de chaleur	18
1.4 Paramètres influençant les bons échanges de chaleur	20
1.4.1 L'encrassement.....	20
1.4.2 La corrosion.....	22
1.4.3 Les vibrations	25
Conclusion.....	26
Chapitre 2 : Etude théorique de l'échangeur (condenseur).....	27

Introduction	28
2.1 Transfert de chaleur lors de la condensation	28
2.2 Types de condensation.....	29
2.3 Condensation d'une vapeur à l'extérieur d'un faisceau de tubes parcourus par un liquide froid.....	31
2.3.1 Géométrie complexe.....	31
2.4 Expressions du coefficient de transfert selon les auteurs	33
2.4.1 Condensation à l'extérieur d'un tube horizontal :.....	33
2.5 Régimes d'écoulement du condensat	34
2.6 Ecoulement monophasique dans un tube	34
2.6.1 Caractérisation de l'écoulement	34
2.6.2 Coefficient de transfert dans un écoulement forcé d'un liquide à l'intérieur d'un tube.....	35
2.7 Perte de charge dans les conduits	36
Conclusion :.....	38
Chapitre 3 : Présentation et dimensionnement du condenseur de la centrale thermique de la SONICHAR.....	39
Introduction	40
3.1 Présentation du condenseur	40
3.1.1 Constitution	40
3.1.2 Importance du vide au condenseur.....	42
3.1.3 Fonctionnement du condenseur.....	42
3.1.4 Paramètres réduisant l'efficacité du condenseur.....	43
3.2 Dimensionnement du condenseur.....	46
3.2.1 Etude théorique (méthodologie) :.....	46
3.2.2 Présentation de ANSYS fluent.....	52
Conclusion.....	59
Chapitre 4 : Résultats et Discussions	60
Introduction	61
4.1 Calculs de la Surface d'échange, efficacité et pertes de charges	61

4.1.1	Présentation des données du condenseur	61
4.1.2	Estimation de la surface d'échange	62
4.1.3	Evaluation de la performance du condenseur	65
4.1.4	Calcul de perte de charge	66
4.2	Résultats de la simulation du profil de la température à l'intérieur du tube de la paroi	67
	Conclusion :	69
	Conclusion générale et perspectives	70
	Bibliographie	72
	Annexe	75

Liste des figures

Figure 1.1 : Echangeur tubes et calandre.....	15
Figure 1.2 : Tubes à ailettes.....	15
Figure 1.3 : Echangeur à plaques et joint.....	16
Figure 1.4 : Echangeur à plaques spirale.....	16
Figure 1.5 : Echangeur à plaques brassée.....	16
Figure 1.6 : Echangeur à plaques circulaire.....	17
Figure 1.7 : Profil de température qualitatif dans un échangeur à co-courants	17
Figure 1.8 : Profil de température qualitatif dans un échangeur à contre-courants.....	18
Figure 1.9 : Exemple d'échangeur à courants croisés	18
Figure 2.1 : Condensation en gouttes.....	31
Figure 2.2 : Condensation en film.....	31
Figure 2.3 : (a) régime à gouttes, (b) régimes en colonnes, (c) régime en nappes.....	35
Figure 3.1 : Schémas du condenseur.....	42
Figure 3.2 : Schéma de la paroi du tube.....	52
Figure 3.3: Interface Workbench.....	54
Figure 3.4 : Interface Workbench, les étapes nécessaires pour la thermique stationnaire.....	55
Figure 3.5 : Choix du matériau	56
Figure 3.6 : Géométrie du tube	57
Figure 3.7 : Maillage du tube	58
Figure 3.8 : Visualisation de la résolution de la pièce	59
Figure 3.9 : Affichage des contours, lignes et volume de la pièce.....	60
Figure 3.10 : Courbe d'évolution de la température.....	60
Figure 4.1 : Evolution de la température à travers la paroi du tube.....	68
Figure 4.2 : Profil de la température.....	69
Figure 4.3 : Profil de température sur un élément de surface d'une paroi.....	70

Liste des tableaux

Tableau 4.1 : Les caractéristiques techniques de la vapeur, de l'eau et du tube.....62

Tableau 4.2 : Les caractéristiques thermo physiques de la vapeur, de l'eau et tube.....63

Nomenclature

Symboles	noms	Unités
APDL	Ansys Parametric Design Language	
BP	Basse pression	
CAO	Conception Assistée par Ordinateur	
CO2	Dioxyde de carbone	
Cl ⁻	Ion chlorure	
C	Capacité thermique	kJ/(kg K)
C _{p_c}	Chaleur spécifique du fluide chaud (vapeur)	kJ/kg
C _{p_f}	Chaleur spécifique du fluide froid (eau)	kJ/kg
d _e	Diamètre extérieur	mm
d _i	Diamètre intérieur	mm
DTLM	Différence de température moyenne logarithmique	°C
E	Efficacité	
e	Epaisseur du tube	mm
f	Coefficient de frottement	
g	L'intensité de la pesanteur	m ² /s
h	Coefficient de convection	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
h _v	Coefficient d'échange côté vapeur	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
h _l	Coefficient d'échange côté liquide (eau)	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
h ₁	Coefficient d'échange du 1 ^{er} tube (le plus haut)	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
h _N ,h _m	Coefficient d'échange moyen des N (ou n) tubes successifs	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
h _i	Coefficient d'échange intérieur	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
h _z	Coefficient d'échange local	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
h _{v1}	Enthalpie de vaporisation	kJ/kg
L	Longueur des tubes ou plaques	m
L _v	Chaleur latente de vaporisation	kJ/kg
N, n	Nombre de tubes	
P	Puissance thermique totale	kW
P _{chaud}	Puissance thermique côté vapeur	kW
P _{froid}	Puissance thermique côté eau	kW
P _v	Pression de vapeur	Bar
P _{sat}	Pression de saturation	Bar
PH	Potentiel d'Hydrogène	

q	Flux de chaleur	W
q_{maxi}	Densité de flux de chaleur maximale	W/m ²
$q_{\text{réel}}$	Flux de chaleur maximale réelle	W
q_{net}	Flux net	W
q_c	Débit thermique du fluide chaud (vapeur)	Kg/s
q_f	Débit thermique du fluide froid (eau)	m ³ /h
r	Rayon du tube	mm
r_1 et r_2	Rayon intérieur et rayon extérieur	mm
R_v	Résistance d'encrassement côté vapeur	m ² .K. W ⁻¹ .
R_f	Résistance d'encrassement côté eau	m ² .K. W ⁻¹ .
S	Surface d'échange	m ²
T_{sat}	Température de saturation	°C
T_{fs}	Température de sortie de l'eau	°C
T_{fe}	Température d'entrée de l'eau	°C
T_{cs}	Température de sortie de vapeur	°C
T_{ce}	Température d'entrée de vapeur	°C
T_p	Température de la paroi	°C
T_{mf}	Température moyenne côté eau	°C
T_F	Température moyenne de film	°C
T_s	Température de la surface	°C
T_f	Température du fluide	°C
T_{ENVIR}	Température de l'environnement	°C
T	Température	°C
U	Coefficient d'échange global	W/(m ² .K)
U_m	Vitesse moyenne d'eau	m/s
v	Vitesse d'eau dans les tubes	m/s
Y	Variable fonction de la température	
z	Hauteur de la plaque ou du tube	m
λ_v	Conductivité thermique vapeur	W/(m.K)
λ_l	Conductivité thermique liquide	W/(m.k)
ρ_v	Masse volumique vapeur	kg/m ³
ρ_l	Masse volumique liquide (eau)	kg/m ³
μ_v	Viscosité dynamique vapeur	Pa.s
μ_l	Viscosité dynamique liquide (eau)	Pa.s
ν_f	Viscosité cinématique du fluide (eau)	m ² .s ⁻¹
ε	Rugosité de surface	
ΔP	Perte de charge	Pa
ΔT	Différence de température	K
R	Rapport de déséquilibre	
Nu	Nombre de Nusselt	
Pr	Nombre de Prandtl	
Re	Nombre de Reynolds	
NUT	Nombre d'unité de transfert	

Résumé

La préoccupation majeure de toute entreprise industrielle est d'avoir une production la plus optimale possible. D'où la nécessité de pouvoir maîtriser les différents processus de production d'énergie. Notre travail est axé sur l'étude thermique d'un élément essentiel au fonctionnement de l'usine SONICCHAR : le condenseur thermique. Ce dernier a pour rôle de transformer la vapeur issue de la turbine en liquide (eau) pour être renvoyé dans la chaudière.

La première partie de ce travail a mis l'accent sur les théories relatives au phénomène de condensation à l'extérieur des tubes de l'échangeur de chaleur.

La seconde partie est consacrée à l'estimation de la surface d'échange du condenseur par la méthode DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne), à la détermination du profil de température et à sa visualisation en régime permanent à l'intérieur de la paroi d'un tube du condenseur à l'aide du logiciel Ansys fluent.

Dans la troisième partie nous présentons résultats obtenus pour le dimensionnement thermique du condenseur. Enfin la conclusion fait état des difficultés rencontrées et les perspectives.

Les corrélations utilisées dans ce travail ont permis d'obtenir des résultats pour la surface d'échange du condenseur avec une valeur de 1783,611 m², pour l'efficacité une valeur 0,99 et pour les pertes de charges une valeur de 1,12 mCE. Ces résultats entrent dans la gamme de valeur admise par le constructeur.

Les résultats obtenus avec le logiciel Fluent sont en concordance avec les théories énoncées dans la littérature.

Mots clés : condenseur thermique, dimensionnement, surface d'échange, température, régime permanent.

Abstract

The main concern of any industrial enterprise is to have the most optimal production possible. Hence the need to be able to master the different energy production processes. Our work is focused on the thermal study of an essential element for the operation of the SONICHAR factory: the thermal condenser. The latter has the role of transforming the steam from the turbine into liquid (water) to be returned to the boiler.

The first part of this work focused on theories relating to the phenomenon of condensation inside the tubes of the heat exchanger.

The second part is devoted to the estimation of the exchange surface of the condenser by the DTLM method (Average Logarithmic Temperature Difference), to the determination of the temperature profile and to its visualization in steady state inside the wall of a condenser tube using ansys fluent software.

The third part makes we present results obtained for the thermal dimensioning of the condenser. Finally, the conclusion describes the difficulties encountered and the prospects.

The correlations used in this work made it possible to obtain results for the condenser exchange surface with a value of 1783.611 m², for the efficiency a value of 0.99 and for the pressure drops a value of 1,12 mCE. These results are within the range of values accepted by the manufacturer.

The results obtained with the Fluent software are in agreement with the theories stated in the literature.

Keywords: thermal condenser, sizing, exchange surface, temperature, steady state.

Introduction générale

L'énergie occupe une place prépondérante dans la vie de l'être humain. Les sciences et les progrès techniques ont permis à l'homme de découvrir de nouvelles ressources énergétiques comme le charbon minéral, sans oublier le pétrole et le gaz naturel qui jouent un rôle très important dans le développement économique des pays du monde.

Le Niger quant à lui dispose d'une quantité très importante de réserve en charbon minéral (houille) dans le nord et la société, SONICHAR, reste la seule autorisée à exploiter cette ressource.

Pour donner au charbon les spécifications requises à son utilisation dans la chaîne de production électrique, il doit subir une combustion, la plus complète possible, dans une chaudière afin de produire la chaleur nécessaire et suffisante à la production de l'énergie électrique. Dans ce processus des échangeurs de chaleur sont utilisés. Les problèmes de transmission de l'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement des échangeurs de chaleur.

La maîtrise de la production d'énergie, aujourd'hui, est devenue une inquiétude majeure. Cependant, les systèmes de production par lesquels transite l'énergie doivent être optimisés pour une meilleure performance. Le processus industriel de production d'énergie passe nécessairement par l'utilisation d'un échangeur de chaleur d'où l'obligation de maîtriser le fonctionnement de ce dispositif pour une meilleure efficacité. Ainsi, les échangeurs de chaleur s'avèrent être plus que jamais indispensables pour une optimisation d'un système de production d'énergie.

Un échangeur de chaleur est un appareil indispensable au bon fonctionnement d'une installation industrielle. Cependant de nombreux paramètres (encrassement, corrosion, vibration, environnement etc.) influent à son bon fonctionnement de l'échangeur et diminuent considérablement son efficacité. Ce qui conduit éventuellement à des arrêts de production pour la maintenance de l'équipement. Pour cela, il devient important d'étudier ces échangeurs afin d'élaborer des méthodes permettant de diminuer les pertes d'énergies et de favoriser des meilleurs échanges de chaleur.

Dans ce travail, nous nous intéresserons à un condenseur de l'usine de SONICHAR dont le changement de phase (condensation) s'effectue à l'extérieur des tubes horizontaux.

Nous effectuerons l'étude thermique du condenseur à savoir l'évaluation des échanges thermiques au sein de l'échangeur, la détermination du profil de température à l'intérieur des parois des tubes, la vérification de la surface d'échange et l'évaluation de la performance de l'échangeur.

Pour y parvenir nous nous sommes fixés les objectifs spécifiques suivants :

- Vérifier la surface d'échange de l'échangeur par la méthode de différence moyenne logarithmique (DTLM) ;
- Evaluer les différents transferts de chaleur afin de connaître la performance énergétique de l'échangeur ;
- Modéliser et simuler l'évolution (distribution) de température à l'intérieur d'un tube de l'échangeur à l'aide du logiciel ANSYS fluent.

Ainsi, le travail a été divisé en 4 chapitres :

- Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les échangeurs de chaleur et aux problèmes liés à leur fonctionnement.
- Dans le second chapitre nous nous intéresserons à l'étude des phénomènes et types d'écoulements qui caractérisent un condenseur.
- Le troisième chapitre est consacré à la présentation du condenseur d'étude, à son fonctionnement et aux méthodes utilisées pour estimer sa surface d'échange, la détermination du profil de température (avec le logiciel ANSYS fluent) et l'évaluation de sa performance.
- Le quatrième chapitre porte sur la présentation des résultats obtenus et à leurs interprétations.

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs thermiques

Introduction

L'échangeur de chaleur est un appareil qui permet le transfert de chaleur d'un fluide à un autre à des températures différentes. Le but de ce chapitre est de présenter les divers types et fonctionnement des échangeurs thermiques ainsi que les problèmes qui perturbent leurs bons fonctionnements.

1.1 Principe de l'échangeur

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. En d'autres termes, le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide chaud. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'échangeur de chaleur. [4]

1.2 Classification d'échangeurs

Plusieurs classifications d'échangeurs de chaleur existent selon leurs configurations géométriques, modes d'écoulements, compacité, nature des fluides.

1.2.1 Classification selon la configuration géométrique

On distingue principalement deux grandes catégories d'échangeurs de chaleur à savoir : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques :

1.2.1.1 Les échangeurs tubulaires

❖ Echangeurs tubulaires coaxiaux

Un des fluides circulent dans l'espace annulaire entre les deux tandis que l'autre circule dans le tube central.

❖ Echangeurs à tubes et calandre

Il est toutefois difficile avec l'échangeur tubulaire simple d'obtenir des surfaces d'échange importantes sans aboutir à des appareils très encombrants. C'est l'une des raisons qui a conduit à développer d'autres géométries d'échanges. Pour ces échangeurs, l'un des fluides circule dans la calandre autour des tubes et l'autre circule dans les tubes. Il est constitué souvent d'un faisceau de tubes de manière longitudinale appelé échangeurs multitubulaires.

Caractéristiques [5] :

- Bon condenseur/évaporateur
- Robuste
- Écoulement laminaire (H bas)
- Possibilité d'encrassement
- Volumineux
- Entretien difficile

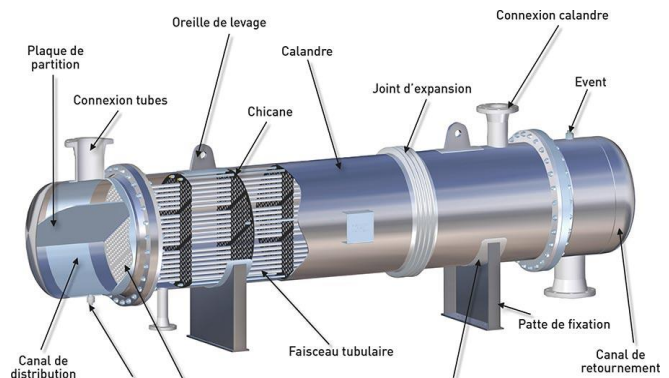


Figure 1.1 : Echangeur tubes et calandre [6]

❖ Tubulaires à ailettes

Caractéristiques :

- Multiples formes et de matériaux
- Robuste
- Écoulement turbulent côté ailettes
- Possibilité d'encrassement
- Volumineux
- Entretien difficile (souffleur de suie)
- Efficace

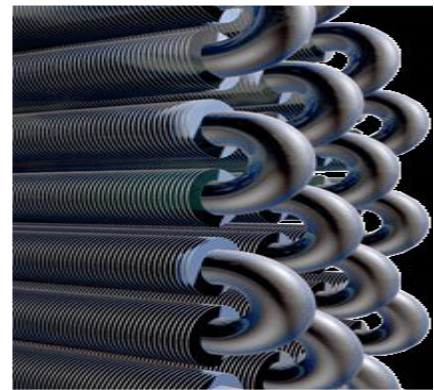


Figure 1.2 : Tubes à ailettes [5]

1.2.1.2 Echangeurs à plaques

Ces échangeurs offrent l'avantage d'être plus compact que les échangeurs tubulaires donc plus grande surface d'échange dans un volume moindre. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles.

❖ Echangeur à plaques et joints :

La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques.

Caractéristiques :

- Échangeur compact
- Démontable
- Excellent H
- Différents matériaux pour joints et plaques
- Joints fragiles avec l'utilisation de la vapeur
- Ajout de plaques dans le futur

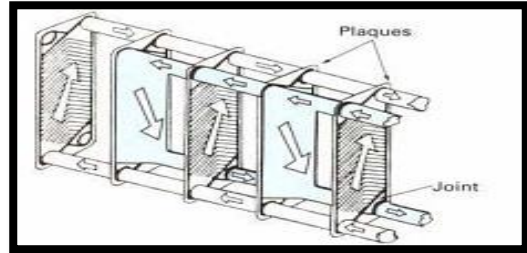


Figure 1.3 : échangeur à plaques et joint [5]

❖ Les échangeurs à plaques spirales

Caractéristiques :

- Échangeur durable
- Entretien facile
- Application pour liquide visqueux et avec particules
- Compact
- Conception coûteuse
- Pas de contrainte pour l'expansion thermique
- Auto-nettoyant

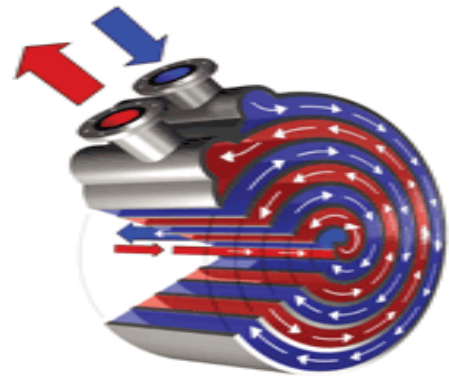


Figure 1.4 : échangeur à plaques spirale [5]

❖ Les échangeurs à plaques brassées

Caractéristiques :

- Échangeur compact
- Brasure en cuivre ou en nickel
- Sans joint d'étanchéité
- Non démontable
- Peu coûteux
- Excellent H
- Fragile avec l'utilisation de la vapeur

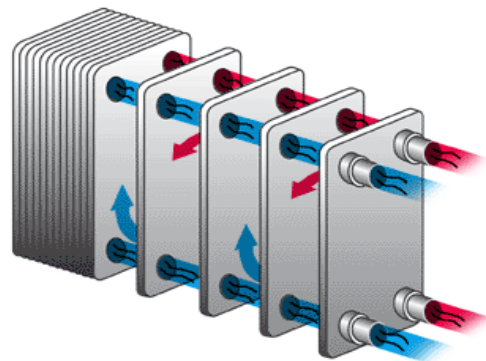


Figure 1.5 : échangeur à plaques brassée [5]

❖ Les échangeurs à plaques circulaires

Caractéristiques :

- Échangeur très robuste
- Compact
- Joint d'étanchéité
- Facile d'entretien
- Application possible pour liquide visqueux
- Pas de contrainte pour l'expansion thermique
- Haute température, Haute pression

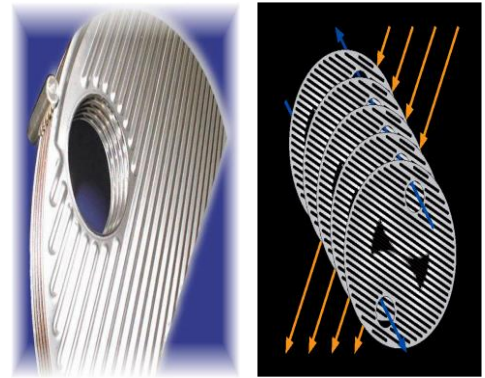


Figure 1.6 : échangeur à plaques circulaires [5]

1.2.2 Classification selon le mode d'écoulement

Il existe principalement trois modes d'écoulement dans un échangeur de chaleur :

➤ **Écoulement co-courant** (anti-méthodique) :

Les deux fluides circulent dans le même sens. La température de sortie du fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Ces échangeurs sont utilisés pour de très faibles puissances échangées.

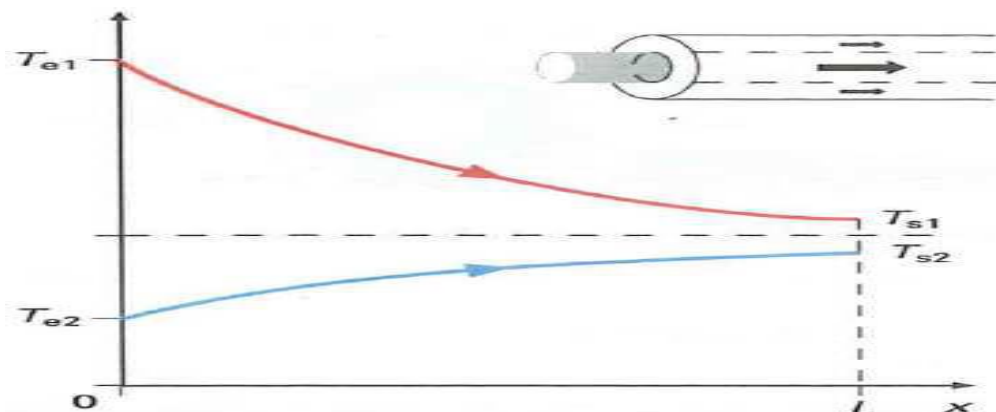


Figure 1.7 : Profil de température qualitatif dans un échangeur à co-courant [7]

➤ **Écoulement contre-courant** (méthodique) : les deux fluides circulent en sens opposés. La température de sortie du fluide froid peut être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique. De plus,

un échangeur à contre-courants nécessite, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles qu'un échangeur à co-courants. En revanche, la paroi qui sépare les deux fluides subit des contraintes mécaniques plus importantes dues à une plus grande variation de température.

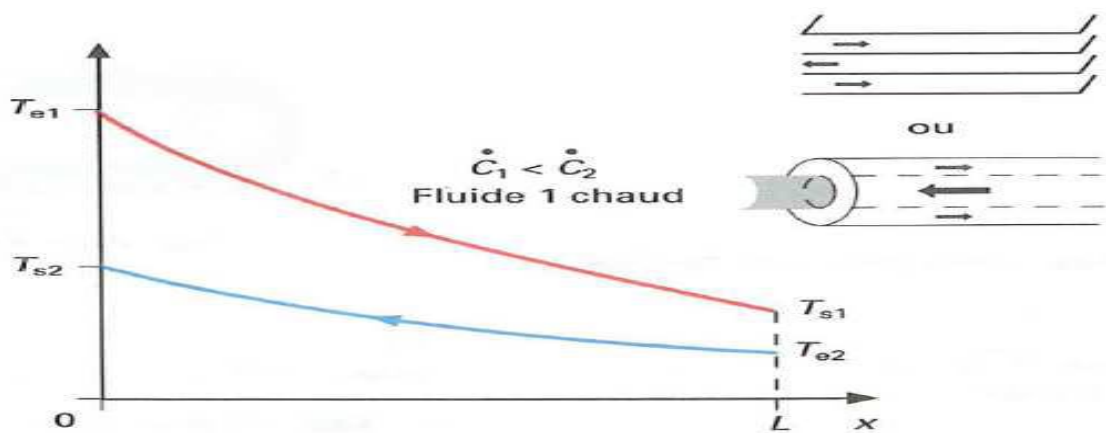


Figure 1.8 : Profil de température qualitatif dans un échangeur à contre-courant [7]

- **Ecoulement à courant croisés** : circulation perpendiculaire entre les deux fluides. Un fluide est dit non brassé s'il s'écoule dans une veine divisée en plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section, il est dit brassé dans le cas contraire. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de la veine. Les échangeurs à courants croisés sont surtout utilisés pour des échangeurs entre un gaz circulant en calandre et un liquide circulant dans les tubes. [8]

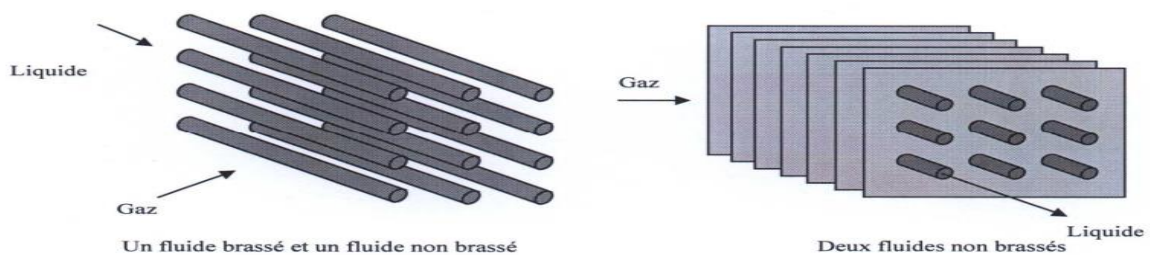


Figure 1.9 : Exemple d'échangeur à courants croisés [8]

1.2.3 Classification selon la compacité

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur (R.K. Salah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$). [9]

1.2.4 Classification selon la nature de fluide

- Lorsque les caractéristiques des deux fluides sont voisines par exemple : liquide/liquide, gaz/gaz... ;
- Lorsque les caractéristiques des deux fluides sont différentes par exemple : liquide/gaz.

1.2.5 Classification par type de contact

- Les échangeurs par surface : ce sont des échangeurs dans lesquels l'échange de chaleur se fait à travers une paroi métallique (surface de contact).
- Les échangeurs par mélange : l'échange de chaleur se fait par mélange des deux fluides.

1.2.6 Classification par changement de phase

Les échangeurs de chaleur par changement de phase sont des échangeurs par lesquels l'un des fluides change de phase soit par condensation de la vapeur en liquide par un condenseur soit par évaporation du liquide en vapeur par un évaporateur par exemple.

1.3 Les modes de transfert de chaleur

On définit le transfert de chaleur comme de l'énergie thermique en transit à cause d'une différence de température. On peut observer les phénomènes de transfert de chaleur aussi bien dans des situations industrielles (fours, réacteurs, échangeurs de chaleur, ...) que dans notre vie quotidienne (le chauffage et l'isolation de la maison, la cuisson des aliments). [10]

❖ La conduction

C'est le transfert calorifique qui s'effectue naturellement à travers les parois, les plaques et les tubes. Ce phénomène repose sur le principe d'agitation thermique sans qu'il y ait déplacement de matière. [11]

La conduction de la chaleur est liée à la loi phénoménologique de Fourier postulée dès 1822 qui stipule : lorsqu'il apparait une différence de température dans un matériau, un transfert de chaleur en résultera de la zone à plus forte température à la zone de plus basse température et s'exprime par :

$$\varphi_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.1)$$

φ_x est la composante du flux sur l'axe Ox et T la température au point considéré.

λ est une caractéristique physico-chimique du point matériel désignée sous le nom de conductivité ou conductibilité thermique.

❖ La convection

La convection est la transmission calorifique entre une paroi et un fluide en déplacement, tous deux ayant des températures différentes. Dans le cas des échangeurs thermiques, on parle de convection forcée puisqu'elle est provoquée par circulation artificielle (pompes, turbines, ventilateurs...). [11]

Sur une surface, le phénomène global de transfert de chaleur s'exprime d'une façon pratique par la loi de refroidissement de Newton :

$$q = h(Ts - Tf) \quad (1.2)$$

❖ Le rayonnement

Le rayonnement est un mode de transmission de la chaleur qui ne nécessite aucun support matériel. L'échange se fait par onde électromagnétique. La chaleur passe d'un corps à haute température vers un corps à basse température sous forme d'un rayonnement électromagnétique (photon) ; les deux corps devant être dans un milieu transparent (comme l'air ou le vide).

La densité de flux maximale émise par une surface est donnée par la loi de Stephan-Boltzmann :

(1.3)

$$q_{maxi} = \sigma * T_s^4$$

Où la constante de Stephan-Boltzmann (σ) vaut $5,669.10^{-8}$ W/ (m². K⁴)

Le flux maximum est obtenu pour une surface idéale (corps noir). Cependant, les surfaces réelles (corps gris) ont une certaine émissivité (ε) qui vient réduire le flux émis par la surface :

$$q_{réel} = \varepsilon * \sigma * T_s^4 \quad (1.4)$$

Dans le cas où cette surface est environnée d'une autre surface à une température T_{ENVIR} , l'échange net de chaleur est alors :

$$q_{net} = \varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_{ENVIR}^4) \quad (1.5)$$

1.4 Paramètres influençant les bons échanges de chaleur

1.4.1 L'encrassement

1.4.1.1 Le facteur d'encrassement

Les échangeurs thermiques sont soumis aux problèmes d'encrassement causés par des suspensions insolubles, de la rouille causée par la corrosion et pour finir d'un dépôt (du tartre). Toutes ces matières indésirables réduisent considérablement les transferts thermiques et constituent une couche supplémentaire sur les parois des échangeurs de chaleur. Cette couche représente une résistance additionnelle au transfert thermique. Le produit de cette résistance thermique par la surface d'échange thermique est appelé facteur d'encrassement. Le facteur d'encrassement pour un nouvel échangeur thermique sera égal à 0 et augmentera avec le temps lorsque les dépôts solides s'accumuleront sur les parois de l'échangeur, et ce, jusqu'au nettoyage de l'échangeur. L'encrassement s'accroîtra d'autant plus si la température augmente et la vitesse des fluides diminue.

Cette accumulation de dépôt produit une réduction des performances thermo hydrauliques de l'échangeur telles que [12] :

- Une diminution de la valeur du coefficient d'échange de chaleur par l'augmentation de la résistance thermique de l'interface.
- Une augmentation de la perte de pression par la réduction de la section de passage du fluide et par la formation de rugosités.

1.4.1.2 Types d'encrassements

Il existe plusieurs types d'encrassement : [12]

- Encrassement particulaire : accumulation des fines particules qui sont en suspension dans un fluide sur la surface d'un échangeur de chaleur
- Entartrage : formation d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide sur la surface de l'échangeur de chaleur.
- Encrassement par une réaction chimique : formation de dépôt du produit d'une réaction chimique.
- Encrassement par la corrosion : accumulation du produit de corrosion sur la surface de l'échangeur de chaleur. La corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface et le fluide.
- Encrassement biologique : adhésion des micro-organismes créant un film sur la surface de l'échangeur de chaleur.

1.4.1.3 Les effets de l'encrassement

L'encrassement des échangeurs thermiques induit un certain nombre d'effets indésirables ayant un coût économique ou environnemental non négligeable, ainsi : [13]

- L'encrassement diminuant le coefficient de transfert thermique, le coût pour obtenir un coefficient de transfert thermique voulu augmente.
- L'encrassement peut provoquer un écart de température supérieur à la normale et ainsi augmenter les consommations énergétiques. Ceci peut aussi engendrer des pannes des équipements (surchauffe des compresseurs).
- Les coûts d'entretiens sont plus élevés afin de supprimer les dépôts d'encrassement avec des produits chimiques et des dispositifs antisalissure ou mécanique ou encore le remplacement des équipements corrodés.
- Les coûts de consommation d'eau, d'électricité et de carburant augmentent pour compenser les effets de l'encrassement.
- Des pertes de production liées aux arrêts d'exploitation (planifiés ou non) causés par l'encrassement entraînent une augmentation des coûts d'exploitation.
- L'encrassement apporte aussi un risque environnemental.

1.4.1.4 Méthodes de limitation

Différentes méthodes existent afin de limiter l'encrassement des échangeurs. On peut citer, à titre d'exemple,

- Le traitement des fluides (filtrage, traitement chimique, ...) ou également
- Le nettoyage des parois pendant les phases de fonctionnement par procédé mécanique (brossage, injection de boules en caoutchouc spongieux, ...) ou par traitement chimique (détartrant, ...).

Ces méthodes ne font que ralentir l'encrassement et un nettoyage complet des installations reste indispensable. Cela nécessite bien souvent l'arrêt complet de la production entraînant un coût non négligeable. Afin de réduire ces coûts de maintenance, il est intéressant de pouvoir détecter en temps réel l'état d'encrassement des dispositifs. Les méthodes classiques de détection sont basées sur :

- Le pesage de l'échangeur ou d'une de ses parties,
- L'examen du coefficient d'échange thermique ou de l'efficacité,
- L'observation simultanée des chutes de pression et du taux de débit massique,
- La mesure de la variation de température en entrée et en sortie d'un des deux fluides,
- L'utilisation d'outils de mesure à ultrasons ou électriques. [13]

1.4.2 La corrosion

La corrosion est le phénomène d'interaction entre un métal ou alliage métallique et son environnement et qui entraîne une détérioration des propriétés utiles du métal permettant ainsi un retour à la situation stable de sulfure, d'oxyde qui était la sienne avant les opérations d'élaboration et d'extraction. [14]

D'une façon générale, la corrosion peut être de deux types : corrosion sèche et corrosion électrochimique.

- La corrosion sèche est le résultat de l'attaque d'un métal par un gaz à des températures élevées.
- La corrosion électrochimique est le résultat de l'attaque d'un métal par un électrolyte. Elle a lieu dans des solutions aqueuses ou dans des sels fondus. [14]

Elle diffère de la corrosion sèche par le fait que le milieu corrosif participe au déplacement d'ions de la solution vers le métal. [14]

1.4.2.1 Principales formes de corrosion

❖ Corrosion généralisée ou uniforme

La corrosion uniforme est la conséquence de l'oxydation sous forme d'ions, de tous les atomes constitutifs de la surface du matériau qui sont attaqués sensiblement à la même vitesse par le milieu corrosif. Ceci se traduit, à l'échelle macroscopique, par une diminution régulière de l'épaisseur de métal, par opposition à la corrosion localisée. [15]

❖ Corrosion localisée

Elle apparaît dans le cas où la vitesse de corrosion diffère d'un endroit à l'autre de la surface de métal exposé à l'agent corrosif. [9]

1.4.2.2 Vitesse de corrosion

La vitesse de corrosion, soit la vitesse à laquelle un matériau se dissout par suite d'une action chimique, constitue un important paramètre à cet égard. Elle renvoie à la perte d'épaisseur d'un matériau par unité de temps et de surface. La formule de la vitesse de corrosion est : [14]

$$V_c = \frac{KM}{St\rho} \quad (1.6)$$

Où M est la perte de masse et K est une constante.

La vitesse s'exprime en millimètres par an (mm/an), M en milligrammes, ρ (masse volumique) en grammes par centimètre cube, S (surface) en centimètre carrés, t (temps) en heure, et $K = 87,6$. Dans la plupart des applications, une vitesse de corrosion inférieure à environ 0,50 mm/an est acceptable. [14]

1.4.2.3 Mesures préventives

Des mesures préventives prises au bon moment permettent d'éviter de nombreux problèmes de corrosion et cela sans frais supplémentaires.

❖ Choix des matériaux

Le choix d'un matériau nécessite la prise en compte de nombreux facteurs :

- Domaine d'utilisation avec ses spécificités,
- Nature et niveau des sollicitations mécaniques et thermiques auxquelles le matériau peut être soumis,
- Prix et disponibilité des matériaux et traitements sélectionnés.

❖ Amélioration de la conception

Lors de la conception des pièces les ingénieurs doivent tenir compte des :

- **Formes des pièces :** En donnant une forme adaptée aux objets, le concepteur peut diminuer les risques de corrosion. En effet, la forme d'un objet peut influencer sa durée de vie de façon déterminante.
- **Zones humides :** La corrosion nécessite la présence d'humidité. Le concepteur fera donc en sorte d'éliminer l'humidité ou, l'empêcher de s'accumuler dans des endroits parfois inaccessibles. [14]
- **Contraintes :** La distribution des contraintes dans une pièce influence sa sensibilité à la corrosion sous contrainte. Elle dépend donc de la géométrie. L'usinage introduit souvent des contraintes résiduelles dans les pièces. Un traitement thermique adéquat permet alors de les réduire, indépendamment de la forme. [12]
- **Écoulement des fluides :** Une conception judicieuse de l'écoulement des fluides réduit le risque de corrosion par érosion, entre autre, il faut éviter les changements brusques de direction. Le rayon de coude d'une conduite d'eau, par exemple, devrait être égal ou supérieur à trois fois le diamètre de celle-ci.
- **Contact des métaux :** Un contact électrique et électrolytique entre différents métaux permet la formation de piles galvaniques, causant une corrosion accélérée du métal moins noble. Par choix adapté des matériaux ou en séparant différents métaux par un isolant, on évite ce type de corrosion.

1.4.2.4 Moyens de protection

Etant donné que la corrosion résulte de l'action de deux partenaires, le métal ou l'alliage d'une part, le milieu agressif d'autre part, il sera possible de lutter contre ces effets en agissant sur l'un ou l'autre des deux partenaires.

❖ Inhibiteurs de corrosion

Substances chimiques qui, introduites en très petite quantité dans l'électrolyte, diminuent considérablement la vitesse de la réaction de corrosion. Ils sont dits :

- Anodiques quand ils forment sur les anodes des composés insolubles protecteurs.
- Cathodiques quand ils forment sur les cathodes des hydroxydes insolubles.
- Ils peuvent être de caractère mixte. [14]

❖ Traitement de surface

Si on choisit le métal comme paramètre sur lequel on doit agir pour minimiser le processus de corrosion, on peut procéder par protection électrochimique qui peut être cathodique ou anodique, selon la nature du métal et les conditions de corrosion :

- La protection cathodique consiste à placer le métal dans son domaine d'immunité.
- La protection anodique est réservée aux métaux passivables que l'on porte alors dans leur domaine de passivité.

La passivation constitue une méthode de protection contre la corrosion. [14]

1.4.3 Les vibrations

Les vibrations constituent un paramètre à prendre en compte dans la conception d'un échangeur, au même titre que les transferts de chaleur ou les pertes de charge. Outre les aspects classiques (choc, spectre de vibrations) issus du milieu extérieur, les échangeurs induisent leurs propres vibrations sous l'effet du fluide qui les parcourt. Suivant la vitesse de l'écoulement du fluide côté calandre, tubes qui vibrent à leurs fréquences propres peuvent se déplacer suffisamment pour entrer en collision. Il s'ensuit un phénomène de fatigue pouvant aller jusqu'à la fuite ou la

rupture. Il y a également des possibilités d'interactions des tubes avec les chicanes, et au niveau des jonctions avec les plaques tubulaires. [16]

Les vitesses des fluides qui dépassent 1,2 m/s pourraient causer des dommages dans les tubes. La vitesse des vibrations peut aussi causer des ruptures de fatigue par durcissement des tubes aux points de contact les chicanes ou dans les segments en U, conduisant finalement à des fissures et des fractionnements. [9]

Conclusion

Ce chapitre a permis de faire le point sur les échangeurs thermiques en général à savoir leurs classifications, mode de fonctionnement ainsi que les paramètres qui réduisent leurs efficacités.

Chapitre 2 : Etude théorique de l'échangeur (condenseur)

Introduction

Un condenseur est un échangeur thermique dont la fonction principale est de condenser la vapeur. A la surface d'échange du condenseur, un film liquide se forme entraînant une résistance supplémentaire au transfert de flux de chaleur. Aussi beaucoup de paramètres (géométrie de la surface, rugosité de surface, disposition des tubes, etc...) affectent considérablement le bon fonctionnement de transfert de chaleur. Il y aura donc un optimum à trouver en ce qui concerne les effets de ces derniers dans un condenseur, et il faudra autant que possible les minimiser. Des études théoriques et expérimentales ont été menées par beaucoup de chercheurs en ce qui concerne les paramètres cités ci haut et des propositions de solution ont été formulées dans ce sens. Nous tenterons, dans le cadre de cette étude, de mettre en application des solutions proposées par certains chercheurs, surtout celles relatives au coefficient d'échange thermique qui constitue un bon paramètre quantitatif d'échange de chaleur.

La condensation de la vapeur est assurée par deux grandes familles de condenseurs à savoir :

- Les condenseurs par surfaces, sans contact entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant, une surface d'échange s'interposant entre eux ;
- Les condenseurs par mélange avec, comme leur nom l'indique, mélange total entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant. [16]

Ce chapitre se focalise essentiellement sur l'étude des phénomènes physiques qui caractérisent les condenseurs à savoir la condensation de la vapeur à l'extérieur des tubes cylindriques disposé horizontalement en principe, un écoulement monophasique dans un tube cylindrique ainsi que la notion de perte d'énergie dans un conduit. L'étude de ces phénomènes physiques va nous permettre de nous outiller à mieux aborder le prochain chapitre qui nécessite l'utilisation des formules.

2.1 Transfert de chaleur lors de la condensation

Une vapeur pure est en équilibre avec sa phase liquide si sa pression et sa température correspondent aux conditions de saturation P_{sat} et T_{sat} . Si une vapeur à l'état (P_v, T) vient en contact avec une paroi dont la température T_p est inférieure à celle de saturation T_{sat} correspondant à P_v , une certaine masse de liquide se dépose sur la paroi froide. [17]

Si le liquide mouille cette surface, le condensât forme un film continu. Ce type de condensation est le plus fréquent. Si, au contraire, le liquide ne mouille pas la surface, il se produit une condensation en gouttes.

Le changement de phase s'accompagne de la libération d'une certaine quantité de chaleur qui transite vers la paroi froide à travers l'épaisseur du condensât déjà formé. Le coefficient d'échange à la surface de la paroi froide est donc d'autant plus élevé que cette épaisseur est plus réduite. Deux modèles sont souvent étudiés comme modèles théoriques fondamentales : La condensation en film sur une paroi verticale et celle à l'extérieur de tubes horizontaux.

2.2 Types de condensation

La condensation de la vapeur sur une paroi refroidie donne naissance à deux types de phénomènes.

Dans le cas où le condensât recouvre la surface sous la forme d'un film continu et on parle de « **condensation en film** ».

Dans le cas où les gouttelettes liquides se forment sur la surface et on parle de « **condensation en gouttes** ».

❖ **Condensation en gouttes :**

La condensation en gouttes est caractérisée par la formation de gouttes sur la paroi en contact avec la vapeur ou lorsque le liquide n'adhère pas à la surface. Ce phénomène de la condensation en gouttes est dû aux impuretés organiques adhérant à la surface qui influence l'angle de contact. Du point de vue thermique, ce type de condensation augmente considérablement l'échange de chaleur avec la paroi, puisqu'une partie de la surface froide reste en contact direct avec la vapeur et conduisant ainsi à des coefficients d'échanges thermiques de l'ordre de 9 à 12 MW/m². [18]

La condensation en gouttes ne se produit qu'en présence d'une surface hydrophobe (c'est à dire qui ne se laisse pas mouiller par l'eau). En général, ce type de condensation doit être provoqué à l'aide d'un promoteur. [18]

Plusieurs méthodes sont utilisées dans ce but :

- Introduction dans la phase vapeur d'un produit organique hydrophobe.

- Dépôt sur le tube de condensation d'un produit de même type sous forme liquide ou pâteuse.
- Revêtement de la surface par un matériau hydrophobe solide doué d'une bonne adhérence sur le métal support.

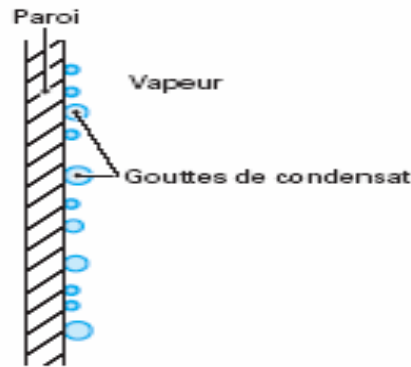


Figure 2.1 : Condensation en gouttes [19]

❖ **Condensation en film :**

Lors de la condensation, sur une paroi, un film liquide se forme sur la surface refroidie. L'épaisseur du film liquide résulte de l'interaction entre l'écoulement du liquide et celui de la vapeur, en fonction de la géométrie de la surface solide. Dans la pratique industrielle, les surfaces d'échanges utilisées sont souvent très complexes et ne se prêtent pas facilement à l'analyse théorique du phénomène de la condensation. Les phénomènes tels que les vagues sur la surface de film de condensat ou l'arrachement des gouttelettes et l'inondation compliquent davantage l'analyse. [16]

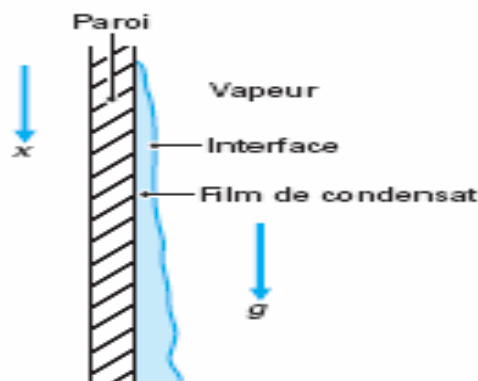


Figure 2.2 : Condensation en film [19]

2.3 Condensation d'une vapeur à l'extérieur d'un faisceau de tubes parcourus par un liquide froid

La vapeur se condense sur la paroi froide et un film liquide se forme et mouille la paroi. La condensation se poursuit alors mais le transfert s'effectue à travers une couche liquide qui constitue une résistance thermique importante. Si on assiste à la formation de gouttes, celles-ci en grossissant finissent par se détacher des parois et laissent ainsi à nu la paroi des tubes. Ces phénomènes sont d'ordinaire locaux et le coefficient de transfert est alors excellent. Néanmoins par sécurité on ne doit pas surestimer le coefficient et on utilise pour le dimensionnement d'un échangeur la valeur d'un coefficient de convection correspondant à une condensation en film.

On en déduit que le phénomène de condensation se déroulera différemment suivant si les tubes sont verticaux ou horizontaux. Dans le premier cas on assistera à un ruissellement du film sur la paroi des tubes ce qui constitue une couche isolante. Si les tubes sont horizontaux un film ne peut se former autour des tubes et des gouttes apparaissent : elles finissent par tomber sur les tubes inférieurs et se rassemblent au fond du condenseur. Les tubes horizontaux présentent donc des parties importantes sans film où le coefficient de convection prend une valeur très élevée. [20]

2.3.1 Géométrie complexe

L'étude théorique de la condensation, c'est-à-dire un développement mathématique amenant à la détermination du coefficient d'échange de condensation, ne peut être conduit avec un certain succès que pour des cas bien limités : petite plaque verticale ou inclinée, tube horizontal, tube vertical de faible hauteur. Parmi les principales hypothèses prises en compte pour ce développement mathématique on considère toujours, pour le condensât, un régime d'écoulement laminaire et pour la surface une température uniforme. [21]

❖ L'effet de géométrie

L'effet de géométrie a une très grande importance dans les phénomènes de condensation et, en dehors de la plaque plane de faibles dimensions, verticale ou inclinée, toutes les autres géométries peuvent être considérées comme complexes. Il en découle que dans la pratique la

plupart des surfaces d'échange utilisées pour la condensation, sont telles qu'il est difficile d'obtenir par le calcul, en particulier par la résolution des équations de Navier Stokes, des résultats satisfaisants dans la connaissance des valeurs des coefficients d'échanges.

Il est assez révélateur, à ce propos, de noter que pour le cas de la condensation sur un tube horizontal cylindrique lisse la corrélation encore souvent utilisée aujourd'hui est celle de Nusselt, or cette corrélation pour plusieurs expérimentateurs, s'est révélée imprécise par défaut de quelque 20 à 30 % pour de la vapeur d'eau... [21]

❖ Faisceau de tubes horizontaux

Un faisceau de tubes horizontaux est également une géométrie complexe vis-à-vis de la condensation, même si nous faisons abstraction des problèmes importants des pertes de charges qui abaissent la température de saturation, ainsi que les effets de contraintes superficielles qui s'exercent sur le film de condensât, du fait des grandes vitesses que peut atteindre la vapeur dans la pénétration d'un très gros faisceau. Si l'on s'en tient donc uniquement à l'effet de géométrie de la surface sur le coefficient d'échange de condensation, on constate que lors d'une condensation en film sur plusieurs tubes horizontaux dans un même plan vertical, le coefficient d'échange de condensation moyen d'un tube va en diminuant dans le sens de la gravité. [21]

C'est Nusselt le premier qui, analytiquement a donné une corrélation pour traduire cet effet : [21]

$$h_N = h_1 * N^{-1/4} \quad (2.1)$$

En ce qui concerne h (de N tubes), pour la vapeur d'eau la corrélation de Nusselt est très sous-estimée. La diminution en N donnée par Nusselt est également pessimiste. Généralement on apporte donc à cette formule la correction suivante :

$$h_N = k * \varphi(N) * h_1 * N^{-1/4} \quad (2.2)$$

k, étant une constante et $\varphi(N)$ une fonction de N qui minimise la diminution en $N^{-1/4}$. [21]

2.4 Expressions du coefficient de transfert selon les auteurs

2.4.1 Condensation à l'extérieur d'un tube horizontal :

Nusselt fut le premier, depuis 1916, a apporté une étude théorique, dans le cas de la condensation en film laminaire d'une vapeur pure stagnante sur une plaque verticale. Il a considéré une vapeur pure saturée en contact avec une paroi plane verticale froide. [19]

Ainsi, pour une plaque verticale isotherme de longueur L, le nombre de Nusselt local et moyen sont donnés respectivement par : [19]

$$Nu_z = \frac{h_z * z}{\lambda_l} = \frac{h_f * g * \rho_l^2 * z^3}{4 * \mu_l * \lambda_l * (T_{sat} - T_p) * L} \quad (2.3)$$

$$Nu_m = 0,943 \left[\frac{h_f * g * \rho_l^2 * z^3}{4 * \mu_l * \lambda_l * (T_{sat} - T_p) * L} \right]^{1/4} \quad (2.4)$$

Cependant beaucoup d'autres chercheurs ont apportés une modification à la formule proposée par Nusselt comme l'étude de Rohsenow en 1956 qui a apporté une modification pour un tube horizontal :

$$h = 0.725 \left[\frac{\lambda_l^3 g \rho_l^2 L_v}{\mu_l (T_{sat} - T_p) d_i} \right]^{1/4} \quad (2.5)$$

Lorsque la vapeur se condense en film le long des tubes, Fujii a établi aussi une formule pour calculer le coefficient d'échange par : [22]

$$h = 0,728 \left[\frac{\rho_l * (\rho_l - \rho_v) * g * Lv * \lambda_l^3}{\mu_l * (T_{sat} - T_p) * d_e} \right]^{1/4} \quad (2.6)$$

La valeur du coefficient moyen d'échange de chaleur pour (n) tubes horizontaux est alors donnée par la formule : [19]

$$hm = 0.728 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g L v \lambda_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_p) n d_i} \right]^{1/4} \quad (2.7)$$

2.5 Régimes d'écoulement du condensat

D'une façon générale, l'écoulement du condensat sur la surface est considéré comme laminaire jusqu'à des Nombres $Re = 4\tau/\mu$ de l'ordre de 300 à 800, selon les cas et les auteurs :

μ étant la viscosité dynamique du condensat (à la température de saturation).

τ étant le débit du film de condensat par unité de largeur de surface perpendiculairement à la direction de l'écoulement.

Des nombres de Reynold supérieurs à ces valeurs ne se rencontrent dans la pratique que pour des tubes verticaux de grande longueur. [21]

Des condenseurs à faisceaux de tubes horizontaux sont souvent utilisés dans l'industrie. Selon la disposition des tubes (en quinconce ou alignés), le condensat formé sur les tubes supérieurs tombe sur les tubes inférieurs sous forme de gouttes, colonnes ou nappes

- L'écoulement en gouttes est réalisé avec des débits faibles (Figure a).
- L'écoulement en colonnes statiques est réalisé lorsqu'en augmente le débit (Figure b).
- L'écoulement en nappe liquide continue celle-ci remplace les colonnes statiques, lorsque le débit augmente d'avantage (Figure c). [19]

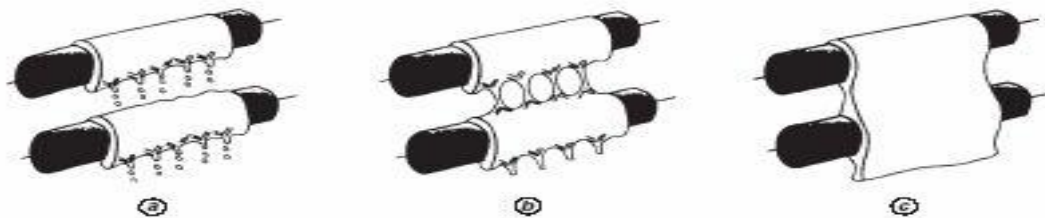


Figure 2.3 : (a) régime à gouttes, (b) régimes en colonnes, (c) régime en nappes. [19]

2.6 Ecoulement monophasique dans un tube

2.6.1 Caractérisation de l'écoulement

En 1883 Osborne Reynolds a mis en évidence un nombre sans dimension caractéristique de la nature de l'écoulement d'un fluide. [23]

L'écoulement dans un tube cylindrique est accompagné par des frottements sur la paroi du tube induisant des pertes d'énergies. Ce phénomène est caractérisé par le nombre adimensionnel de

Reynolds qui quantifie le rapport entre les forces d'inerties et les forces de frottements. Le nombre de Reynolds permet aussi de distinguer deux régimes d'écoulements qui sont :

- Laminaire (Re faible) : C'est un écoulement dans lequel le fluide se déplace en formant des lames ou couches parallèles. [24]
- Turbulent (Re élevé) : écoulement désordonné du fluide.

Pour les écoulements dans les conduites, le seuil entre les deux régimes se situe approximativement à $Re = 2300$.

Ces écoulements (laminaires et turbulents) sont conditionnés par un équilibre entre les forces visqueuses, qui essaient de dissiper les perturbations, et l'accélération du fluide (inertie), qui favorise leur propagation.

2.6.2 Coefficient de transfert dans un écoulement forcé d'un liquide à l'intérieur d'un tube

La détermination du coefficient h_i par l'expérience est impossible à réaliser à cause du trop grand nombre d'analyses nécessaires. L'analyse dimensionnelle permet de simplifier notablement ce problème. Elle montre qu'il existe une fonction F à 3 variables vérifiant la relation : [20]

$$\frac{h_i d_i}{\lambda} = F \left(\frac{\rho U_m d_i}{\mu}, \frac{c_p \mu}{\lambda}, \frac{L}{d_i} \right) \quad (2.8)$$

On définit donc 4 nombres sans dimension (il faut toujours veiller à écrire les paramètres de ces nombres dans un système d'unité cohérent, par exemple le système SI) : [20]

- Nombre de Nusselt : $Nu = \frac{h_i d_i}{\lambda}$ (2.9)
- Nombre de Reynolds : $Re = \frac{\rho U_m d_i}{\mu}$ (2.10)
- Nombre de Prandtl : $Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$ (2.11)
- Le nombre $\frac{L}{d_i}$ (2.12)

Les nombres de Nusselt, Prandtl et Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques du liquide et le régime d'écoulement du liquide. Le nombre L/d_i est

le terme représentatif des effets de bord : il n'intervient donc plus quand on est suffisamment loin d'une des extrémités du tube.

L'expérience est alors utilisée pour déterminer la fonction F , c'est à dire une corrélation mathématique liant ces nombres. Cette relation est bien entendu empirique et on détermine les paramètres des nombres à une température moyenne entre l'entrée et la sortie du tube.

Si on se trouve dans le cas d'un tube lisse avec écoulement turbulent, on utilise la relation de Dittus-Boelter : [22]

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

2.13

La relation est valable si : $10000 < Re < 100000$

$$0,6 < Pr < 160$$

$$L / d_i > 10 \text{ (L est la longueur du tube)}$$

Le calcul de Nu rend alors évident le calcul de h_i .

2.7 Perte de charge dans les conduits

La perte de charge désigne la perte irréversible d'énergie de pression que subit un liquide ou un gaz lors de son passage dans un conduit, un tuyau ou un autre élément de réseau de fluide.

Cette perte d'énergie, liée à la vitesse du fluide (faible vitesse = faible perte de charge), est causée par la transformation en chaleur, des frottements internes provoqués par la viscosité du fluide (un fluide parfait sans viscosité ne génère pas de perte de charge), la rugosité des parois, les variations de vitesses et les variations de direction du fluide. L'unité de la perte de charge est une pression (pascals, bars...) ou une hauteur de colonne d'eau qui produirait une charge hydrostatique (pression hydrostatique) équivalente. Le terme "perte de charge" signifie donc "perte de charge hydrostatique". D'après cette définition nous pouvons déjà dire que les pertes de charges dans les réseaux sont importantes si : [25]

- La vitesse du fluide est élevée et que la rugosité est importante
- La variation de vitesse liée au changement de section est importante et brusque
- Le changement de direction est important et brusque

Ces pertes d'énergie seront donc minimum si :

- La vitesse est faible et les surfaces sont lisses

- La variation de vitesse liée au changement de section est faible et progressive
- Le changement de direction est faible et progressif

On distingue 2 Types de pertes de charges :

Les pertes de charge régulières, qui représentent les pertes de charge par frottements dans les conduites. Elles sont provoquées par la viscosité du fluide. Elles sont fonction du degré de turbulence (décrit par le nombre de Reynolds). [25]

Les pertes de charge singulières, sont le résultat des variations de vitesses et des changements de directions du fluide provoqués par les formes et obstacles que rencontre le fluide en traversant un objet : Cônes, coudes, grilles, raccords, jonctions... [25]

❖ Le coefficient de perte de charge :

Le coefficient de perte de charge est une valeur sans unité qui permet de calculer la perte de charge en fonction de la pression dynamique du fluide. [25]

Pour le besoin de notre étude, nous allons nous intéresser aux pertes de charges linéaires.

➤ Coefficient de perte de charges régulières :

On rencontre ces pertes de charges dans les conduits lisses et même rugueux. Dans un conduit cylindrique de longueur L et de diamètre intérieur d_i apparaît une perte de charge linéaire : [26]

$$\Delta P = f * \frac{L}{d_i} * \rho \frac{v^2}{2} \quad (2.14)$$

Avec :

V vitesse du fluide dans les tubes,

L longueur des tubes,

d_i diamètre intérieur des tubes,

f : Coefficient de frottement ou friction

On utilise souvent la perte de charge en équivalent de hauteur de fluide, avec [26]

$$\Delta P = \rho g h \quad (2.15)$$

$$h = f * \frac{L}{d_i} * \rho \frac{v^2}{2g} \quad (2.16)$$

Le coefficient de perte de charge f sera calculé en fonction de types d'écoulements dans un tube :

- Pour un écoulement laminaire dans une conduite cylindrique horizontale, le coefficient de friction s'écrit :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.17)$$

- Pour un écoulement transitoire et turbulent :

Si le nombre de Reynold est tel que $2000 < Re < 3000$ l'écoulement est transitoire et on prend la formule de Blasius pour déterminer f : [24]

$$f = 0,316 * Re^{-0,25} \quad (2.18)$$

Si $Re > 3000$ le régime est turbulent et l'équation empirique de Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[\frac{\varepsilon/d_i}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (2.19)$$

Permet le calcul du coefficient f ; cette équation est une équation implicite peu facile à manipuler ; nous utiliserons plutôt le diagramme de Moody (voir annexe), tracé à partir de l'équation précédente. [26]

Conclusion :

L'étude théorique présentée dans ce chapitre servira à mieux faire comprendre le travail qui sera présenté au chapitre suivant. Les formules qui s'y trouvent serviront aussi comme formules de références dans la description des méthodes de calcul utilisées.

**Chapitre 3 : Présentation et
dimensionnement du
condenseur de la centrale
thermique de la
SONICHAR**

Introduction

Un condenseur est un appareil chargé de condenser de la vapeur ou du gaz pour les récupérer sous forme liquide. Il fut inventé par James watt.

Les condensats de la vapeur sont renvoyés dans le générateur de vapeur où ils se vaporisent à nouveau. La quantité de chaleur perdue au cours de la condensation est récupérée par une eau de circulation.

Cette partie du travail s'intéresse au dispositif d'étude (le condenseur) à savoir sa présentation, à son mode de fonctionnement, aux méthodes de dimensionnement, à l'évaluation de sa performance et à la simulation du profil de température à l'intérieure des parois des tubes avec le logiciel fluent Ansys.

3.1 Présentation du condenseur

Le condenseur assure le dégazage complet de la vapeur, de l'appoint d'eau et des condensats. Le puits situé à la partie inférieure du condenseur servant à récupérer les condensats, est réalisé de façon à maintenir la température de l'eau à la température de saturation pour éviter son regazage.

3.1.1 Constitution

Le condenseur est raccordé à la turbine par un soufflet de dilatation et repose sur le massif par quatre platines, deux fixes, deux glissantes sur les plaques d'assise maintenues par des tiges d'encrage. [27]

- ❖ **Le puits** situé à la partie inférieure du corps du condenseur pour la récupération de la vapeur condensée. Il est muni également de deux sorties d'eau condensée équipées d'un anti-vortex, d'un trou d'homme pour visite, des piquages pour la bouteille de niveau, et d'une vidange.
- ❖ **Le corps**, de forme parallélépipédique, est renforcé extérieurement par des fers HE et est raccordé par soudure au puits et à la manchette.

Il comporte à chaque extrémité un manchon cylindrique fermé par soudure par la plaque tubulaire correspondante.

- ❖ **La manchette** raccorde le corps du condenseur à la bride d'échappement de la turbine.
- ❖ **Les boîtes à eau**, de forme cylindrique, sont fermées par soudure par les plaques tubulaires et munies d'une bride sur laquelle sont boulonnées les deux demi-portes pivotantes.

Chaque boîte est divisée en deux par une cloison verticale, la boîte d'entrée/sortie d'eau comportant en plus une cloison horizontale séparant les compartiments d'entrée d'eau de ceux de sortie. Les deux entrées d'eau se font par le bas, les deux sorties par des tubulures coudées de façon à sortir horizontalement de part et d'autre du condenseur.

- ❖ **Le faisceau tubulaire** est constitué de demi-faisceaux de tubes ondulés dudgeonnés à leurs deux extrémités dans les plaques tubulaires et supportés par quatre plaques intermédiaires convenablement espacées. Il est conçu de sorte que les pertes de charge des flux de vapeur soient aussi faibles que possible. Pour ce faire, les tubes sont disposés en paquets délimitant de larges saignées (espaces dépourvus de tubes) pour l'accès de la vapeur à toutes les parties du faisceau.

La figure 3.1 montre le type du condenseur et ses différents partis constitutifs.

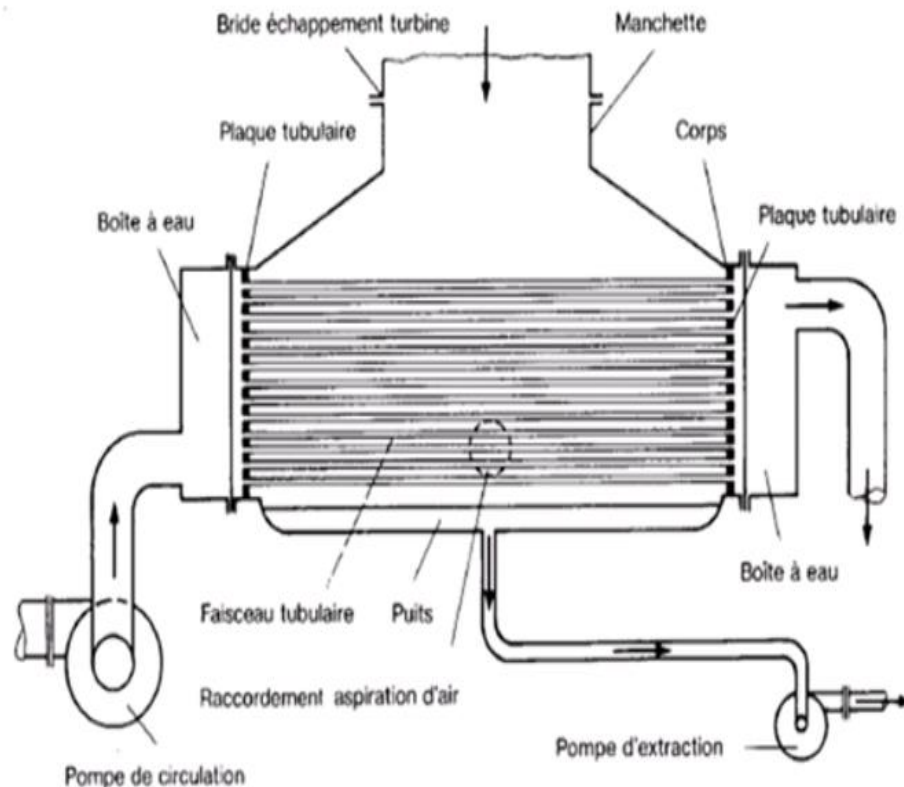


Figure 3.1 : Schéma du condenseur [28]

3.1.2 Importance du vide au condenseur

Le maintien d'un bon vide au condenseur est important pour le rendement de l'installation. Un bon rendement n'est pas seulement source d'économie mais évite également une production indue de CO₂.

La pression et la température à l'échappement turbine sont déterminés par le fonctionnement du condenseur. C'est la température de l'eau de circulation principale qui va fixer le vide atteignable.

Si on ne fait pas le vide, la température de condensation de la vapeur d'eau sera de 100°C pour 1,013 bar.

Si on fait le vide, la température de condensation dépendra de la pression, par exemple une température de 30°C correspond à une pression de 43 mbar.

Calcul du gain apporté par l'abaissement de la pression du condenseur :

Chaleur latente de condensation à 100 °C = 2256 kJ/kg

Chaleur latente de condensation à 30 °C = 2431 kJ/kg

Ce qui donne un gain de 175 kJ/kg.

3.1.3 Fonctionnement du condenseur

La vapeur d'échappement de la turbine arrive, perpendiculairement, au faisceau tubulaire disposé horizontalement et parcouru intérieurement par l'eau de refroidissement. La vapeur se condense ainsi au contact extérieur des tubes froids. La vapeur condensée recueillie dans le puits est aspirée par les pompes d'extraction en vue de son utilisation à nouveau pour l'alimentation de la chaudière. [28]

L'eau de circulation d'un débit suffisant pour la condensation de la vapeur est prise à partir d'une bache de 50000 m³ par l'intermédiaire de deux pompes de circulation qui la refoulent à l'intérieur des tubes du faisceau par l'intermédiaire des deux boîtes à eau d'entrée. Sa température augmente pendant sa traversée du faisceau tubulaire jusqu'à atteindre les deux boîtes à eau de sortie. L'eau retourne ensuite aux tours de refroidissement où elle sera refroidie puis renvoyée au condenseur.

3.1.4 Paramètres réduisant l'efficacité du condenseur**3.1.4.1 Corrosion :****❖ Sur le côté de refroidissement du condenseur**

Les tubes, les plaques tubulaires et les boîtes à eau peuvent être constitués de matériaux ayant des compositions différentes et sont toujours en contact avec l'eau de circulation. Cette eau, servira d'électrolyte entre la composition métallique des tubes et les boîtes à eau. Cela provoquera une corrosion électrolytique qui commencera par un plus grand nombre des matériaux anodiques.

❖ Du côté de la vapeur du condenseur :

La concentration des gaz non dissous est élevée par le rapport aux tubes de la zone d'air. Par conséquent, ces tubes sont exposés à des taux de corrosion plus élevés. Quelques fois, ces tubes sont affectés par des fissurations par corrosion sous contrainte, si la contrainte d'origine n'est pas complètement soulagée pendant la fabrication. Pour surmonter ces effets de corrosion, certains fabricants proposent des tubes plus résistants à la corrosion dans cette zone.

❖ Effets de la corrosion sur le condenseur

Dans le cas où la corrosion attaque les extrémités des tubes, les condensats de la vapeur peuvent être contaminés par une pénétration d'eau de la circulation principale. Sur le long terme les parties des boîtes à eau peuvent être affectées nécessitant des réparations ou des remplacements.

❖ Protection contre la corrosion

La protection cathodique est généralement utilisée pour résoudre ce problème. Les anodes sacrificielles en zinc sont montées à des endroits appropriés dans les boîtes à eau. Ces plaques en zinc seront d'abord corrodées en étant dans la gamme d'anodes la plus basse. Par conséquent, ces anodes en zinc doivent être inspectées et remplacées périodiquement. Cela implique relativement moins de temps d'arrêt.

3.1.4.2 Effet d'encrassement

L'encrassement côté tube du condenseur se divise en cinq catégories principales ; un encrassement particulaire comme le limon et les sédiments, encrassement biologique comme boue et biofilms (agrégat très fin de micro-organismes), entartage et cristallisation tels que le carbonate de calcium qui peut inclure beaucoup de dépôts.

En fonction de l'étendue de l'encrassement, l'impact sur le condenseur peut être très important pour condenser la vapeur d'échappement provenant de la turbine à vapeur. Au fur et à mesure que l'encrassement s'accumule dans la tubulure, un effet isolant se crée et les caractéristiques de transfert de chaleur des tubes diminuent. Cela peut coûter très cher sous formes de réduction de production, d'augmentation de la consommation de charbon et d'augmentation des émissions de CO₂.

❖ Méthodes de protection contre l'encrassement

L'eau de circulation principale est une eau douce provenant de forage. Cette eau est réfrigérée par les tours de refroidissement où une partie s'évapore dans l'air et s'accompagne d'une accumulation des sels minéraux dans l'eau. La circulation de l'eau contenant ces sels minéraux dans le condenseur forme de dépôt des cristaux solides sur les parois des tubes.

Pour minimiser ces dépôts de tartres sur les parois métalliques, une méthode préventive est effectuée à savoir l'injection des produits chimiques comme le Nalco 77400 à base de phosphate au niveau des tours de refroidissement.

La conductivité de l'eau en circulation ne doit pas dépasser 1000 $\mu\text{s}/\text{cm}$, dans le cas contraire (présence élevée de sels minéraux dans l'eau) faudrait ouvrir les purges pour évacuer l'eau et la remplacer par l'eau douce provenant du forage. Aussi la mesure du taux de chlorure (Cl^- , ion inerte) permet de savoir si l'eau est de bonne qualité ou pas.

Néanmoins une méthode systématique est réalisée presque tous les 5 ans dans les conditions normales. Elle consiste, lors des arrêts, à nettoyer les tubes par l'introduction d'acide sulfurique. Là aussi, une valeur constante de PH permet de savoir si le nettoyage des tubes est bon ou non. Pour éviter le dépôt des gouttelettes d'eau dans les tubes, un nettoyage mécanique est effectué par l'eau sous haute pression afin d'évacuer ces dépôts.

3.1.4.3 Augmentation de la pression des incondensables

- Entrées d'air : un mauvais fonctionnement des dispositifs d'étanchéité des parties basse pression de la turbine, des joints non étanches au niveau des brides de robinetteries du poste d'eau voire des trous dans les parties basse pression du contournement de démarrage de la turbine peuvent produire un débit des gaz incondensables supérieur à celui que les éjecteurs d'entretien peuvent évacuer. Cet air formé empêche la condensation sur une partie des tubes d'eau, ce qui revient à diminuer la surface d'échange. Il en résulte une augmentation de la température de condensation et donc de la pression de vapeur.
- Entraînement de vapeur supplémentaire vers les éjecteurs d'entretien : les éjecteurs d'entretien extraient du condenseur un mélange d'air et de vapeur. Afin de limiter la quantité de vapeur, le refroidisseur d'air est muni de tôles (ce qui fait qu'on nomme cette partie 'niche à chien'). Une perforation de ces tôles provoque une augmentation de la proportion air/vapeur vers l'aspiration des éjecteurs diminue leur efficacité.

3.1.4.4 Apport de vapeur parasite

- Purges : le condenseur reçoit l'eau en provenance de purges utilisées lors du démarrage. En régime établie ces purges sont fermées. Si la robinetterie n'est pas étanche, de l'eau chaude ou de la vapeur pénètre dans le condenseur. L'apport d'énergie et de masse provoque une augmentation de la pression de vapeur et de la température de condensation.

3.1.4.5 Défaillances du circuit d'eau de refroidissement [27]

Toutes les causes suivantes vont provoquer une augmentation de la température de condensation et donc de la pression de vapeur.

- Dégradation de la pompe de circulation principale : une usure des pompes de circulation va provoquer une diminution du débit d'eau de refroidissement.
- Les salissures dans les tubes provoquent une augmentation des pertes de charge et donc une diminution du débit d'eau de refroidissement.

- Désamorçage partiel du condenseur : le condenseur est la partie haute du circuit hydraulique. Il constitue un siphon. S'il y a présence d'air en partie haute des boîtes à eau, une partie des tubes n'est pas parcourue par l'eau de refroidissement.

3.2 Dimensionnement du condenseur

3.2.1 Etude théorique (méthodologie) :

3.2.1.1 Procédure de calcul par la méthode de Différence de Température

Logarithmique Moyenne (DTLM)

❖ Hypothèses simplificatrices [9]

Pour le calcul thermique de l'échangeur différentes hypothèses doivent être considérées :

- Régime de fonctionnement permanent ;
- Les caractéristiques des fluides (λ , μ , ρ , C) sont constantes ;
- Deux modes de transfert thermiques sont considérés qui sont la conduction et la convection. Le mode par rayonnement est négligé ;
- Pas de pertes d'énergie avec l'extérieur.

❖ Calcul de la puissance thermique

La puissance thermique cédée par le fluide chaud à savoir la vapeur est reçue par le fluide froid (eau de circulation principale) et s'exprime par l'expression : [29]

$$P_{chaud} = P_{froid} \quad (3.1)$$

Avec :

$$P_{chaud} = q_c \cdot h_{vl} \quad \text{et} \quad P_{froid} = q_f \cdot C_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3.2)$$

❖ Calcul de DTLM

Le **DTLM** (Différence de Température Logarithmique Moyenne) est la moyenne logarithmique de température à chaque extrémité de l'échangeur. Nous avons, pour notre échangeur, un écoulement à courants croisés. Pour ce cas on utilise les équations relatives à la circulation à contre-courant par : [30]

$$\left. \begin{aligned} \Delta T_s &= T_{ce} - T_{fs} \\ \Delta T_e &= T_{cs} - T_{fe} \end{aligned} \right\} DTLM = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\text{Ln} \left[\frac{(\Delta T_s)}{(\Delta T_e)} \right]} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Ln} \left[\frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})} \right]} \quad (3.3)$$

❖ Calcul du coefficient d'échange global :

✓ Côté vapeur

Pour la détermination du coefficient d'échange, l'équation (2.6) proposée par Fujii sera mise en application : [22]

$$h_v = 0,728 \left[\frac{\rho_l * (\rho_l - \rho_v) * g * Lv * \lambda_l^3}{\mu_l * (T_{sat} - T_p) * d_e} \right]^{1/4} \quad (3.4)$$

Avec

$$T_{mf} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} \quad \text{La température moyenne du fluide (eau)} \quad (3.5)$$

$$T_p = \frac{(T_{sat} + T_{mf})}{2} \quad \text{La température de la paroi} \quad (3.6)$$

La température moyenne du film liquide a pour expression :

$$T_F = \frac{(T_{sat} + T_p)}{2} \quad (3.7)$$

A cette température, nous avons relevé dans un tableau [31] les caractéristiques de la vapeur saturante, les données sur les propriétés thermo-physiques de la vapeur saturante et de l'eau condensée.

✓ Côté liquide

Dans cette configuration, l'eau de circulation principale est monophasique, on calcule le coefficient d'échange par l'équation (2.13) donné par colburn : [22]

$$Nu = 0,023 . Re^{0,8} . Pr^{0,33} \quad \text{et} \quad Nu = \frac{h * L}{\lambda} \quad (L : \text{longueur caractéristique}) \quad (3.8)$$

Les caractéristiques thermo physiques d'eau dans les tubes permettant de calculer le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl sont évalués à la température moyenne de mélange de l'eau T_{mf}

➤ **Expression du nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds est déterminé afin de pouvoir caractériser l'écoulement dans les tubes et nous allons nous servir de l'équation (2.10) pour trouver sa valeur.

➤ **Calculons le nombre Prandtl :**

A la température moyenne du fluide dans les tubes et d'après la table donnant les caractéristiques thermo physiques de l'eau on cherchera après extrapolation la valeur du nombre de Prandtl ;

Ensuite nous allons évaluer la valeur de L/d_i (L étant la longueur de tube et d_i le diamètre intérieur du tube) afin de valider la formule de Dittus-Boelter.

➤ **Le coefficient d'échange**

Pour calculer h on passe par l'intermédiaire du nombre de Stanton (St), qui s'exprime en fonction de Re et Pr . on calculera donc St avec la formule de Dittus-Boelter (2.13) pour le fluide froid : [29]

$$St = 0,023 . Re^{-0,2} . Pr^{-0,6} \quad (3.9)$$

L'expression du coefficient d'échange est tirée à partir de la formule de Nusselt, donnée par : [29]

$$St = \frac{h_l}{\rho * Cp * v} \quad (3.10)$$

Ce qui nous donne pour expression de h_l :

$$h_l = St * \rho * Cp * v \quad (3.11)$$

❖ **Les résistances encrassement**

Les résistances d'encrassements sont données par des abaques (voir annexe) en tenant compte du type de fluide utilisé.

❖ **Expression du coefficient d'échange global :**

Nous avons pour notre cas un tube cylindrique de diamètre intérieur et extérieur et dont l'expression du coefficient d'échange thermique a pour expression : [10]

(3.12)

$$\frac{1}{U} = \frac{d_e}{d_i} * R_v + \frac{1}{h_v} + \frac{1}{h_l} * \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2 * \lambda} * \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + R_f$$

❖ **Expression de la surface d'échange du condenseur**

La surface d'échange est déterminée à partir de la puissance thermique donnée par l'expression suivante : [10]

$$P = F * U * S * DTLM \quad (3.13)$$

F est un terme correctif issu d'abaques (voir annexe) qui permet de corriger la valeur du flux thermique.

Ce facteur est tiré en fonction de deux grandeurs caractéristiques de l'échangeur qui sont : [10]

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad \text{et} \quad P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \quad (3.14)$$

Et donc l'expression de la surface d'échange :

$$S = \frac{P}{F * U * DTLM} \quad (3.15)$$

3.2.1.2 Evaluation de la performance du condenseur

Pour l'évaluation de la performance du condenseur, nous allons procéder comme suit :

❖ **Calcul du NUT :**

Le NUT (nombre d'unité de transfert) est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur.

Ce nombre adimensionnel a pour expression : [10]

$$NUT = \frac{U * S}{(q * C_p)_{min}} \quad (3.16)$$

✓ **Détermination de $(q * C_p)_{min}$**

La détermination de $(q * C_p)_{min}$ nous permet de connaître le fluide qui commande le transfert thermique.

Pour le fluide froid (eau de circulation) : on détermine la valeur de $q_f * Cp_f$

Pour le fluide chaud (vapeur saturée) : on calcule la valeur de $q_c * Cp_c$

Ainsi le fluide dont la valeur de son $q * Cp$ est le plus petit commande le transfert de chaleur.

❖ Calcul du rapport R :

Le rapport R est un facteur de déséquilibre et est aussi un nombre sans dimension. Il est exprimé par : [10]

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.17)$$

Avec :

$$C_{min} = q_c * Cp_c \quad \text{et} \quad C_{max} = q_f * Cp_f \quad (3.18)$$

❖ Détermination de la valeur l'efficacité du condenseur :

Nous allons déterminer la valeur de l'efficacité du condenseur en tenant compte de la valeur du rapport R trouvée. Pour cela nous allons utiliser des abaques (voir annexe) qui donnent les expressions de l'efficacité en fonction du type d'échangeur.

3.2.1.3 Estimation de la perte de charges

Le calcul de perte de charges de l'échangeur se fera grâce à différentes corrélations déterminées en fonction des caractéristiques des surfaces d'échange.

Pour ce type d'échangeurs, nous allons considérer uniquement les pertes de charges linéaires dans les tubes dont l'expression est : [26]

$$\Delta P = f * \frac{L}{di} * \rho \frac{v^2}{2} \quad (3.19)$$

L'expression de f est donnée suivant que le fluide est en écoulement turbulent ou laminaire :

- Pour un écoulement turbulent nous utiliserons le diagramme de Moody (voir annexe) pour déterminer le coefficient de friction ;

(3.20)

➤ Pour un écoulement transitoire : $f = 0,3164 * Re^{-1/4}$

➤ Pour un écoulement laminaire : $f = \frac{64}{Re}$ 3.21

3.2.1.4 Détermination de la répartition de température à travers la paroi du tube en régime permanent

❖ Expression analytique

Le problème consiste à déterminer la distribution de température de paroi au sein du condenseur. Nous avons un cylindre creux, de rayons intérieur r_1 et extérieur r_2 , de longueur L , de températures des faces internes T_1 et externes T_2 , représenter sur la figure 3.2.

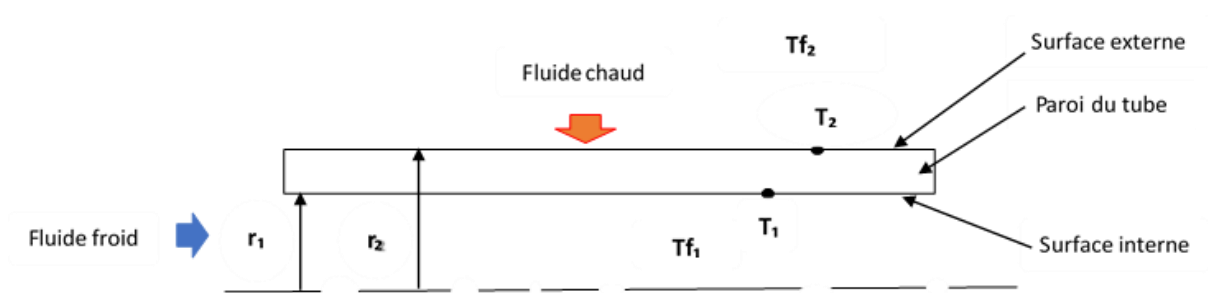


Figure 3.2 : Schémas de la paroi du tube

L'équation de chaleur en régime permanent et sans apport de chaleur d'une autre source est donnée par : [20]

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \left(\frac{1}{r} * \frac{dT(r)}{dr}\right) = 0$$
 3.22

Procédons par un changement de variable : $Y = \frac{dT}{dr}$

Nous aurons donc

$$\frac{dY}{dr} + \frac{1}{r} * Y = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{dY}{Y} = -\frac{dr}{r}$$

Par intégration nous obtenons :

$$\ln Y = -\ln r + c \quad \Rightarrow \quad Y = C1 * \frac{1}{r}$$

En remplaçant la variable U par son expression et en intégrant une deuxième fois nous aurons :

$$T(r) = C1 * \ln r + C2$$

Conditions aux limites

$$T(r = r_2) = C1 * \ln r_2 + C2 = T_2 \quad \text{et} \quad T(r = r_1) = C1 * \ln r_1 + C2 = T_1$$

Qui donne pour expression de C1 et C2

$$C1 = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad \text{et} \quad C2 = T_2 - \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} * \ln r_2$$

D'où l'expression de la température en fonction de r :

$$T(r) = T_2 + \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} * \ln \frac{r}{r_2}$$

3.23

3.2.2 Présentation de ANSYS fluent

ANSYS est un logiciel de simulation numérique, leader de son marché, utilisé dans le développement de produits industriels. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la résolution, le traitement de résultats et l'optimisation. ANSYS offre une plateforme de calcul multi-physique intégrant la mécanique des fluides et des structures, l'électromagnétisme, la thermique ainsi que la simulation de systèmes et de circuits. [32]

ANSYS Workbench est au centre de l'environnement de simulation ANSYS. Il facilite la saisie des entrées pour la résolution de calculs. Grâce aux commandes APDL, les fonctions classiques d'ANSYS peuvent aussi être utilisées dans logiciel Mechanical. Des scripts automatisent des tâches et les procédures de contrôle. [33]

Le Workbench permet de gérer les fichiers et le lancement des différents logiciels à partir d'une même fenêtre.

3.2.2.1 Les procédures de simulation dans ANSYS Workbench

❖ Domaine étudié

C'est l'interface d'entrée ANSYS Workbench. Elle nous permet de choisir le domaine dans lequel l'étude se portera (figure 3.3). Notre analyse concerne la thermique stationnaire. Elle se trouve dans la boîte à outils à gauche et doit être ajoutée au schéma de projet en double-cliquant dessus ou en le faisant glisser dans le volet.

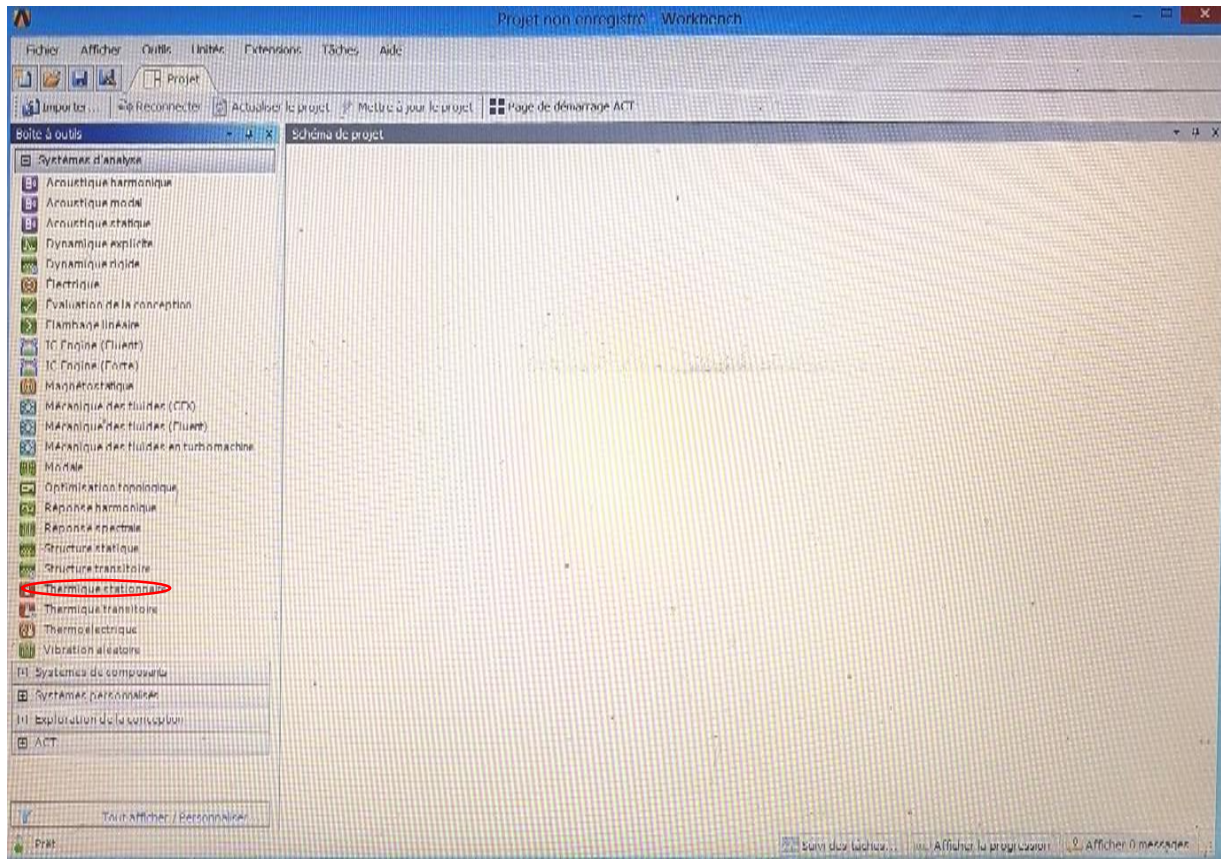


Figure 3.3 : Interface Workbench

C'est à partir de là que vont être créés les fichiers, lancés les logiciels et gérées les interactions entre les différents logiciels utilisés pour la géométrie, le maillage, la simulation proprement dite et le post-traitement.

Pour notre cas, le domaine étudié est celui de la thermique stationnaire. On fait un double cliqué là-dessus et la fenêtre suivante s'affiche montrée par la figure 3.4 :

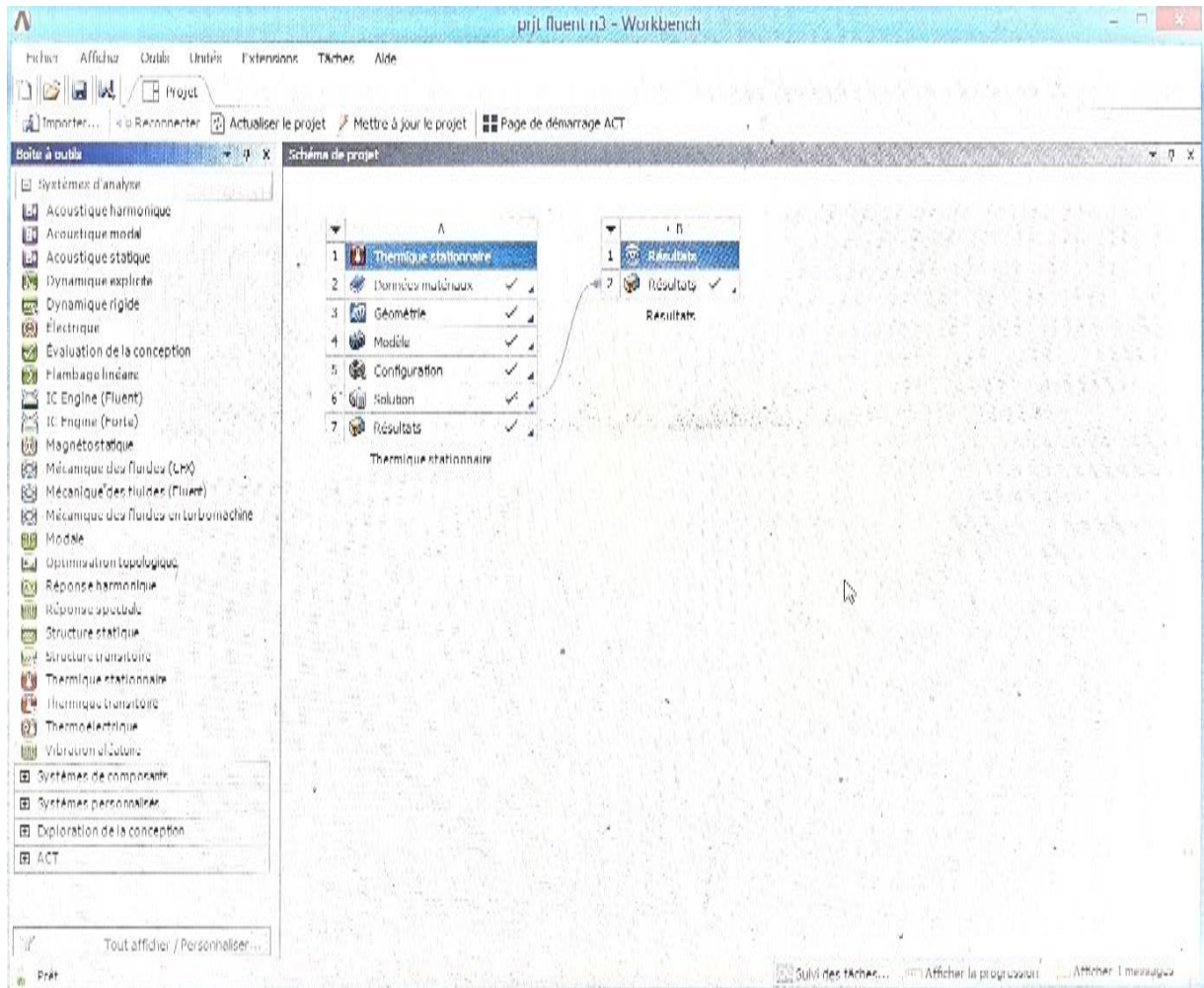


Figure 3.4 : Interface Workbench, montrant les étapes nécessaires de l'étude thermique stationnaire.

Le composant thermique statique et tous ses modules seront créés. Ils décrivent les étapes nécessaires pour effectuer une analyse par éléments finis.

- Le module Données d'ingénierie permet de définir les propriétés du matériau.
- Le module Géométrie ouvre l'application DesignModeler, qui peut être utilisée pour importer des modèles CAO depuis d'autres logiciels tels que SolidWorks ou d'esquisser une nouvelle Géométrie 2D ou 3D.
- Les modules Modèle, Configuration, Solution et Résultats ouvrent le dossier Mécanique application, qui peut être utilisée pour configurer et résoudre la simulation (inclut applications de maillage, de charge et de conditions aux limites, résolution et résultats).

[33]

❖ **Données matériaux**

Double-cliquez sur Données d'ingénierie. Ici, on peut définir un nouveau matériau. Nous avons comme le montre la figure 3.5 ajouté le laiton qui constitue le matériau de notre tube.

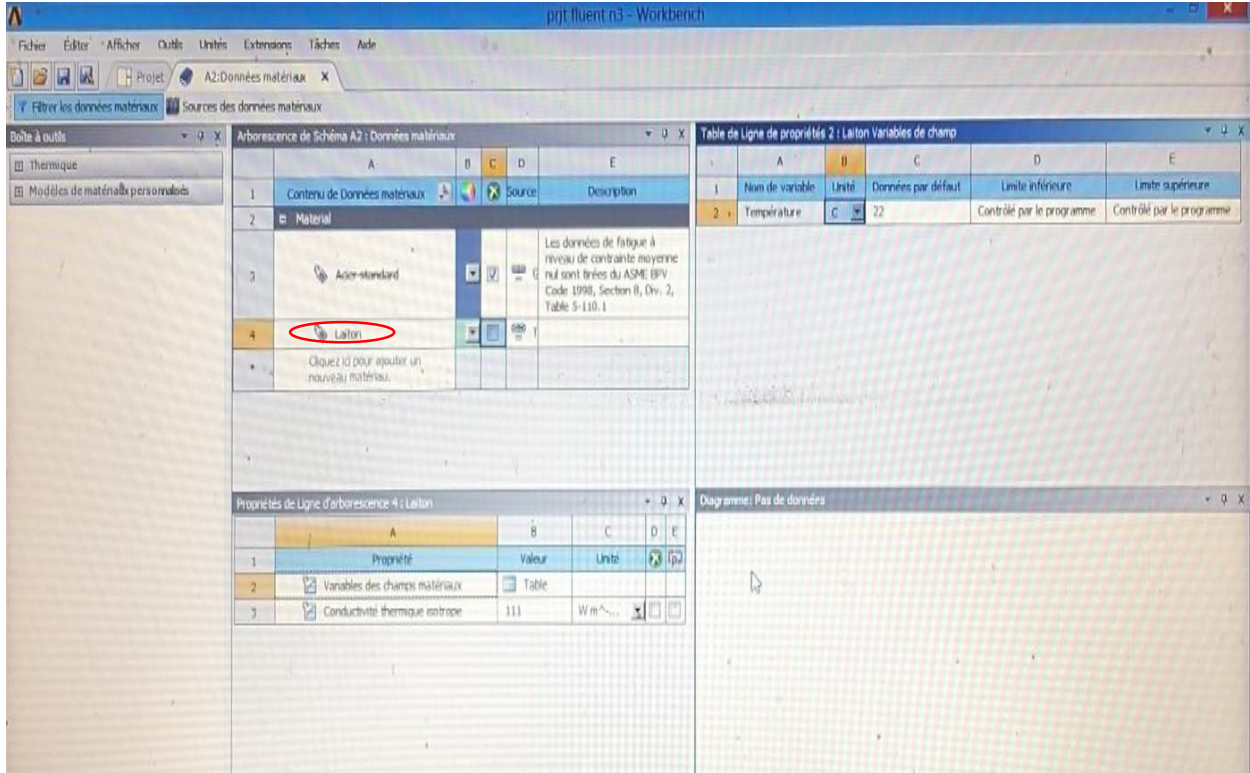


Figure 3.5 : Choix du matériau

❖ **Le traitement géométrique**

Cette étape permet de dessiner la géométrie du problème ou même d'importer la pièce à partir d'une autre source comme CAO.

Nous avons dessiné dans l'image (figure 3.6) suivante un tube cylindrique avec les données dont nous disposons.

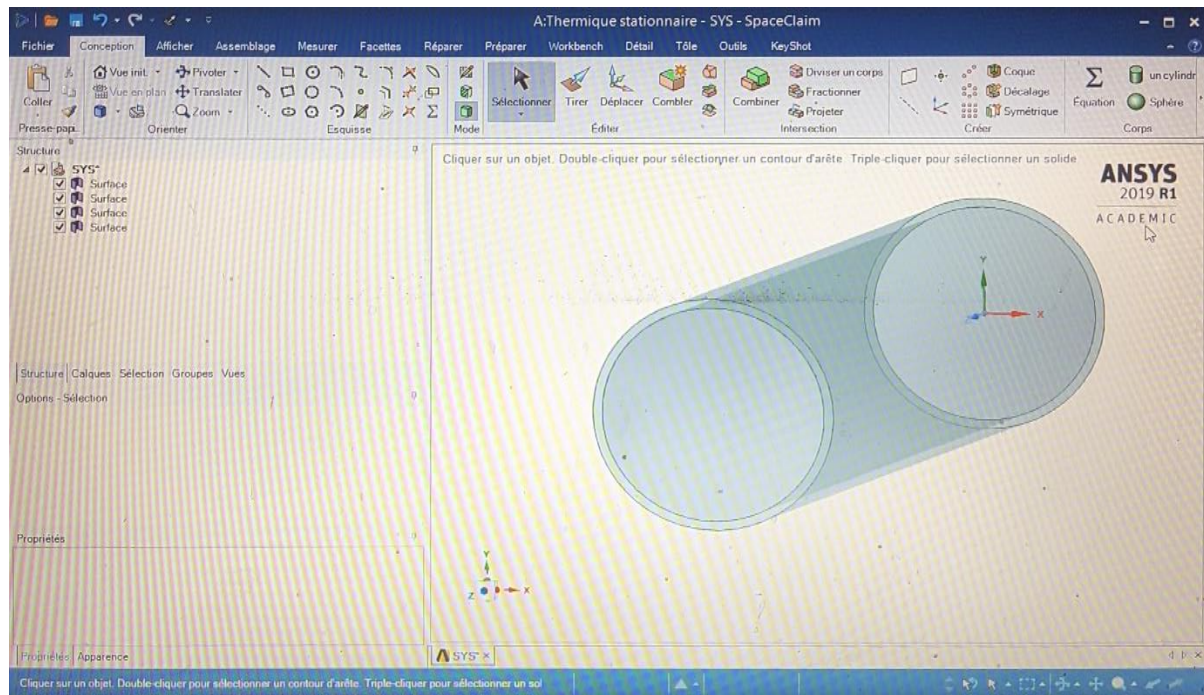


Figure 3.6 : Géométrie du tube

❖ Modèle

À ce niveau, Workbench doit joindre la géométrie qui a été faite dans DesignModeler et le rendre disponible dans l'application Mécanique, où nous allons compléter la configuration de cette simulation.

Notez également que l'application Mechanical a deux volets à gauche : « Contour » et « Détails ». Le contour volet contient un arbre avec tous les paramètres qu'on ajoute au modèle. Le volet Détails fournit des options pour chacun de ses éléments. [33]

❖ Le maillage

Il s'agit de discrétiser le domaine étudié, c'est-à-dire le découper en mailles de calcul.

Comme l'étape précédente est validée, cela ouvre directement le logiciel de maillage ANSYS Meshing et charge la géométrie créée.

A l'ouverture, des options de maillages sont disponibles dans le panneau droit. On gardera ici les options par défaut puis on clique sur ok.

Ensuite pour générer le maillage on fait :

- Sélectionner Mesh dans l'arborescence (Fenêtre Outline)
- Faire un clic droit et choisir Generate Mesh. [34]

La figure 3.7 montre la génération du maillage du tube.

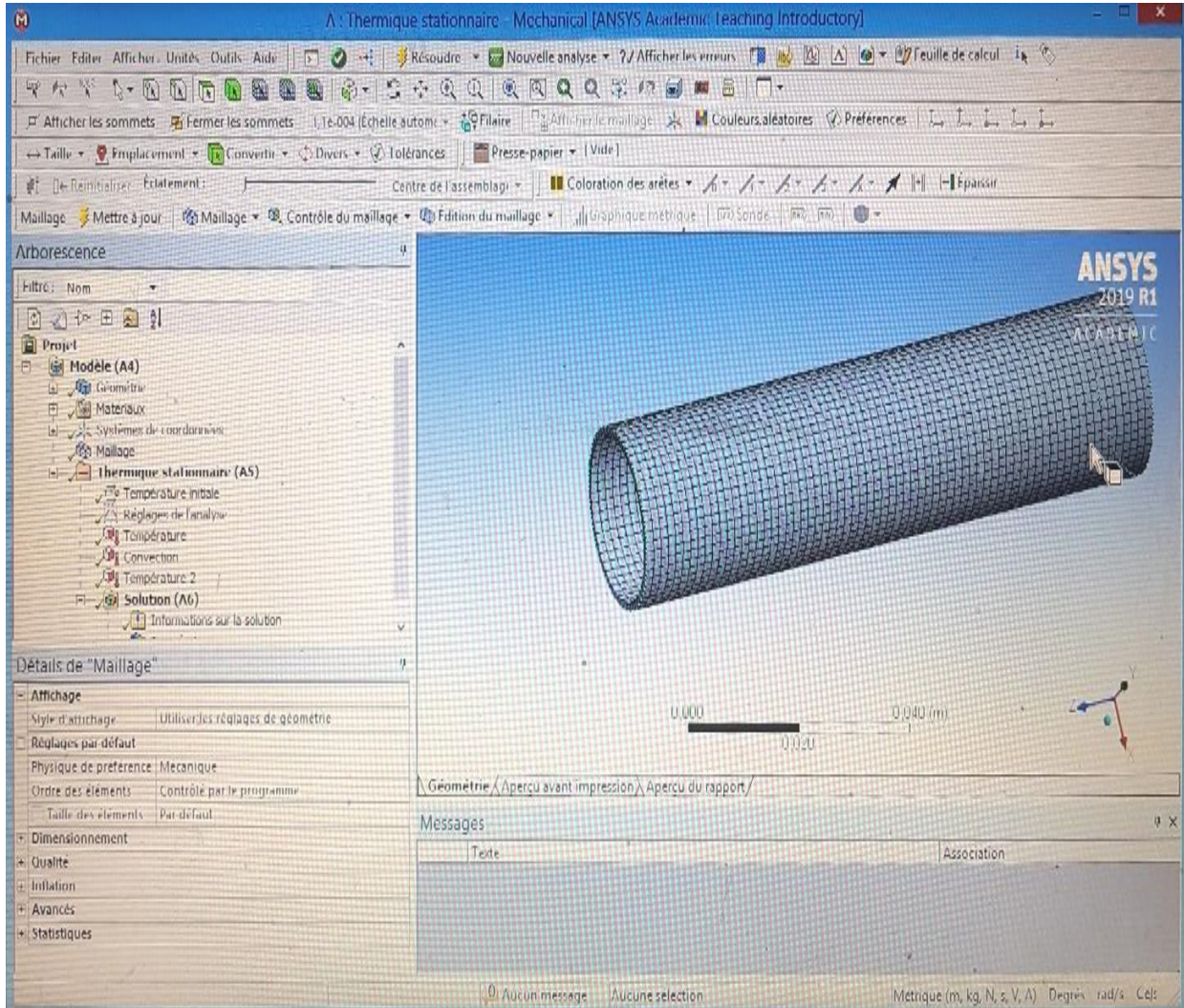


Figure 3.7 : Maillage du tube

Nous avons sur l'image ci-dessus le maillage de l'ensemble de la géométrie.

Après avoir générer le maillage, on définit la température de la surface interne et externe et on passe à l'étape suivante qui permet la résolution du problème.

❖ Solution

Cette section permet de visualiser et d'interpréter les résultats. Ainsi la figure 3.8 nous montre l'affichage de la visualisation du tube.

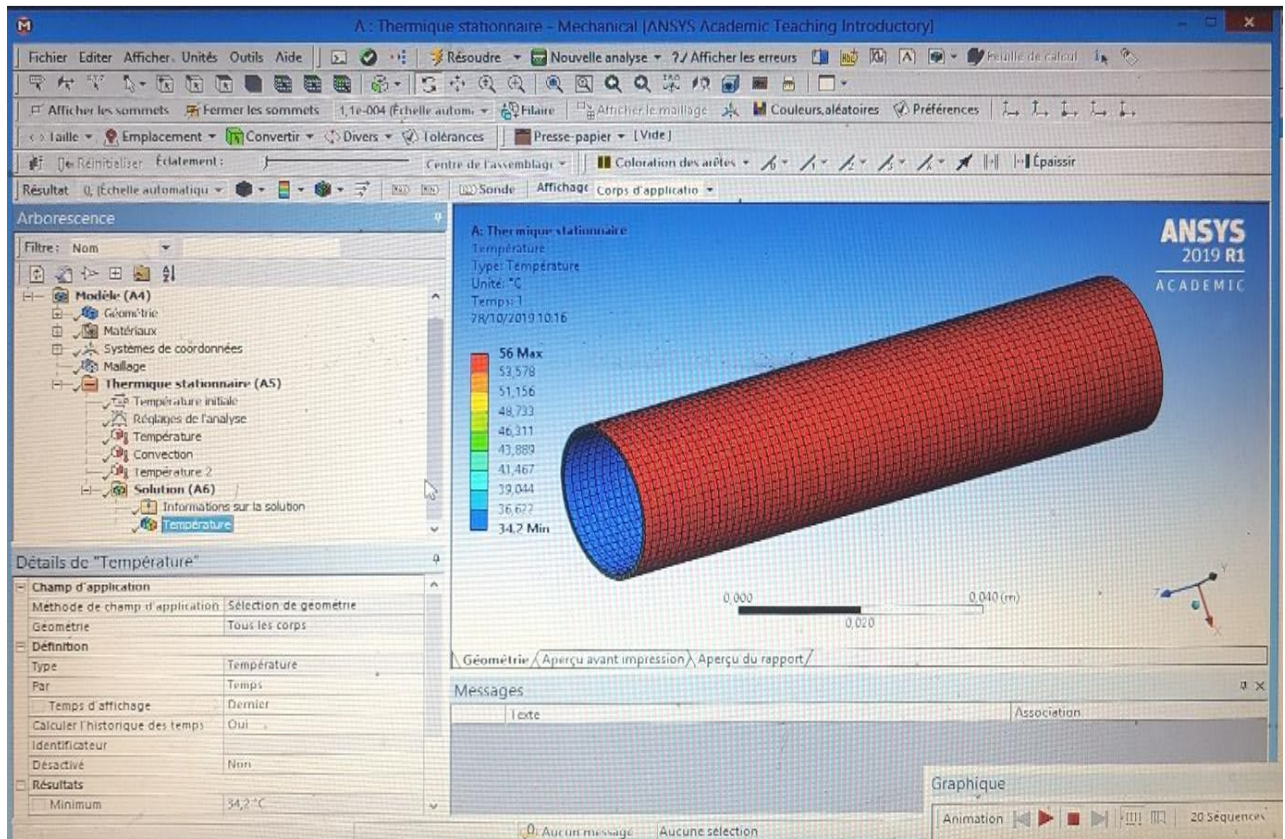


Figure 3.8 : Visualisation de la résolution de la pièce

❖ Résultats

Cette étape permet d'afficher les résultats de la simulation. Elle affiche le graphe avec lignes et contours délimitant la géométrie du tube tout en montrant l'évolution de la température (figure 3.9).

Elle peut aussi permettre d'afficher le graphe du profil de température comme le montre l'image de la figure 3.10.

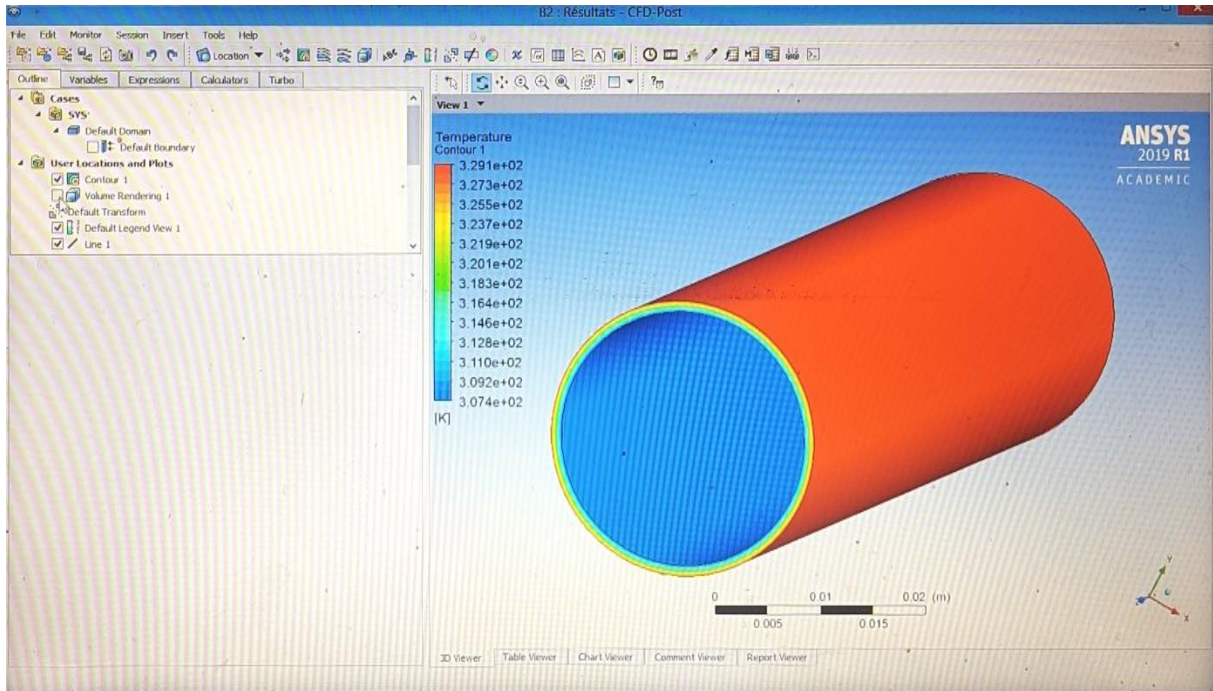


Figure 3.9 : Affichage des contours, lignes et volume de la pièce

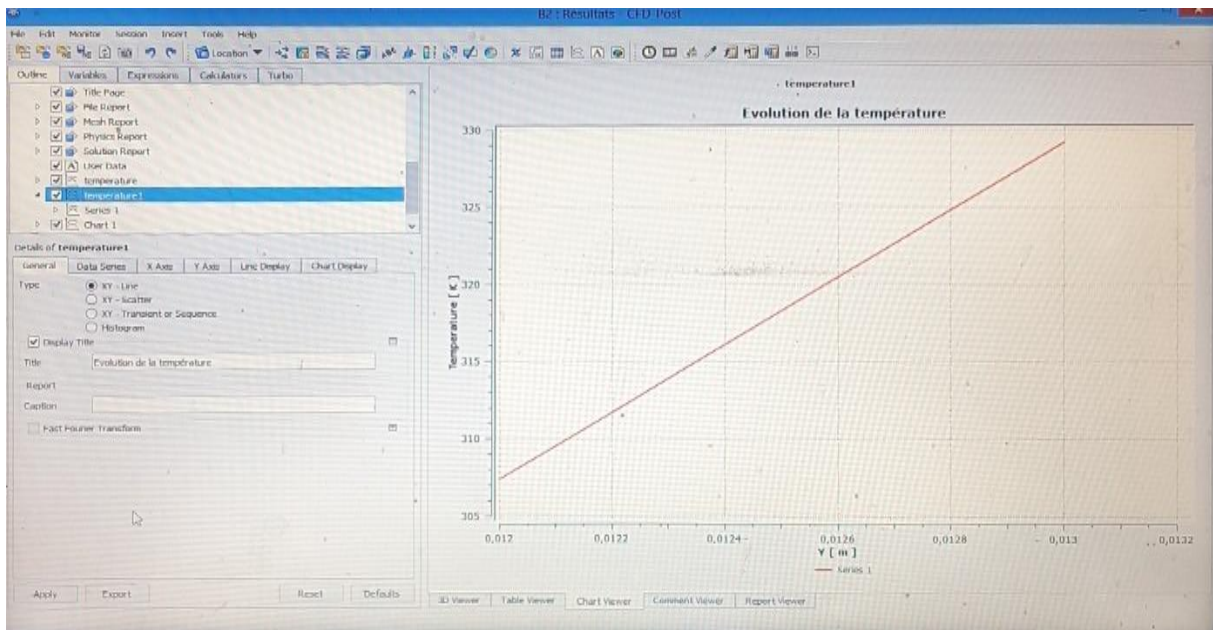


Figure 3.10 : Courbe d'évolution de la température

Conclusion

Ce chapitre a permis de faire une brève description et utilisation du logiciel utilisé.

Grâce à ce logiciel, le profil de la température à l'intérieur du tube du condenseur a pu être tracé.

Chapitre 4 : Résultats et Discussions

Introduction

Dans cette dernière partie du travail nous présentons les différents résultats obtenus ainsi que leurs interprétations.

4.1 Calculs de la Surface d'échange, efficacité et pertes de charges

4.1.1 Présentation des données du condenseur

Nous avons sur le tableau 4.1 suivant, les données sur les caractéristiques techniques de la vapeur, de l'eau et du tube du condenseur.

Tableau 4.1 : Les Caractéristiques techniques de la vapeur, de l'eau et du tube

Caractéristiques techniques	Vapeur d'eau	Eau	Tube
Pression (mbar)	90		
Enthalpie (kJ/kg)	2381,8		
Température de saturation (°C)	43,8		
Température d'entrée (°C)	56	30	
Température de sortie (°C)	46	38,4	
Débit	16,613 kg/s	3550 m ³ /h	
Vitesse (m/s)		1,87	
Nombres			240
Longueur (m)			6,066
Diamètre intérieur (mm)			24
Diamètre extérieur (mm)			26,8
Epaisseur (mm)			1,4
Matière			Laiton

Nous avons les caractéristiques thermo physiques de la vapeur d'eau, de l'eau et du tube dans le tableau 4.2 suivant :

Tableau 4.2 : Caractéristiques thermo physiques de la vapeur d'eau, de l'eau et du tube

Caractéristiques thermo physiques	Vapeur d'eau	Eau	Tube
Conductivité thermique (W/mK)	0,0198	0,630	111
Masse volumique (kg/m ³)	0,055	991.65	
Chaleur spécifique (kJ/kg)	1,8899	4,180	
Viscosité dynamique (Pa/s)	1.10^{-5}	609.10^{-6}	
Viscosité cinématique (m ² .s ⁻¹)	168,90	$0,0760.10^{-5}$	

4.1.2 Estimation de la surface d'échange

❖ Calcul de la puissance thermique

D'après l'équation (3.2) on a :

$$P_{chaud} = 16,613 * 2381,8 = 39568,8434 \text{ kW}$$

$$P_{froid} = 986,11 * 4,180 * 8,4 = 34624,333 \text{ kW}$$

❖ Calcul de DTLM :

La valeur de DTLM est d'après l'équation (3.3) :

$$DTLM = \frac{(56 - 38,4) - (46 - 30)}{\ln \left[\frac{(56 - 38,4)}{(46 - 30)} \right]} = 16,787$$

$$DTLM = 16,787 \text{ °C}$$

❖ **Calcul du coefficient d'échange global :**✓ **Côté vapeur**

En utilisant les équations (3.5) et (3.6) on calcule :

$$T_{mf} = \frac{38,4 + 30}{2} = 34,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Et

$$T_p = \frac{43,8 + 34,2}{2} = 39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Nous aurons comme température moyenne de film d'après l'équation (3.7) :

$$T_F = \frac{43,8 + 39}{2} = 41,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donc l'équation (3.4) nous donne :

$$h_v = 0,728 * \left[\frac{991,65 * (991,65 - 0,055) * 9,81 * 2381,8 * 0,630^3}{609 * 10^{-6} * (43,8 - 41,4) * 26,8 * 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{4}} = 2533,452$$

$$h_v = 2533,452 \text{ } \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

✓ **Côté liquide**

Avec la température moyenne de mélange de l'eau on calcule :

➤ **Calculons le nombre de Reynolds**

Pour calculer le nombre de Reynolds on utilise l'équation (2.10) donnant :

$$Re = \frac{1,87 * 24. 10^{-3}}{0,0760. 10^{-5}} = 59053$$

$Re < 100000$; Nous avons un écoulement turbulent lisse.

➤ **Calculons le nombre Prandtl :**

A 34,2 °C, d'après la table donnant les caractéristiques thermo physiques de l'eau on trouve après extrapolation un nombre de Prandtl égale à : [31]

$Pr = 5,11 > 0,6$, valide de l'équation (2.13).

➤ **Calcul de la valeur de L/di**

A partir de l'équation (2.12) on calcule :

$$\frac{L}{di} = \frac{6066}{24} = 252,75 > 10, \text{ conforme à la condition de l'équation (2.13).}$$

➤ **Calcul de Stanton**

La valeur de Stanton est calculée par l'équation (3.9) :

$$St = 0,023 \cdot 59053^{-0,2} \cdot 5,11^{-0,6} = 9,60 * 10^{-4}$$

D'après l'équation (3.11) on a pour le coefficient côté liquide (eau) :

$$h_l = 9,60 * 10^{-4} * 1000 * 4180 * 1,87 = 7503,936$$

$$h_l = 7503,936 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$$

❖ **Résistance d'encrassement**

Les valeurs des résistances d'encrassement intérieur et extérieur sont données par les abaques :

$$R_{int} = 0,000176 \text{ m}^2 \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

$$R_{ext} = 0,000088 \text{ m}^2 \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

Enfin, d'après l'équation (3.12), la valeur du coefficient global d'échange est :

$$\frac{1}{U} = \frac{26,8}{24} * 176 * 10^{-6} + \frac{1}{2533,452} + \frac{26,8 * 10^{-3}}{2 * 111} * \ln\left(\frac{26,8}{24}\right) + \frac{26,8}{24} * \frac{1}{7503,936} + 88$$

$$* 10^{-6}$$

$$\frac{1}{U} = 0,000841 \text{ m}^2 \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

$$U = 1189,06 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$$

Cette valeur trouvée est comprise dans la gamme de valeur des coefficients d'échanges globaux indiqués dans un tableau donné par Weber Christophe et André Manificat [35], pour le cas de la condensation de la vapeur.

❖ **Calcul de la surface d'échange du condenseur**

D'après l'abaque (voir annexe) on tire **F= 0,98**

Donc d'après l'équation (3.15) :

$$S = \frac{34624,333}{0,98 * 1,18 * 16,787}$$

$$S = 1783,611 \text{ m}^2$$

Cette valeur (1783,611 m²) trouvée est supérieure à celle donnée par le constructeur (1350m²). Ce surdimensionné s'explique par l'usage des formules empiriques proposées dans la littérature qui ne sont pas établies dans des conditions expérimentales rigoureusement identiques à celles de notre étude, mais la valeur calculée est dans l'ordre de grandeur de la valeur donnée par le constructeur.

4.1.3 Evaluation de la performance du condenseur

❖ Calcul du nombre d'unité de transfert (NUT) :

➤ Calcul de $(q * C_p)_{min}$

L'équation (3.18) est utilisée afin de calculer la valeur de $(q * C_p)_{min}$ par :

Pour le fluide froid (eau de circulation) :

$$q_f * Cp_f = \left(\frac{3809 * 1000}{3600} \right) \frac{kg}{s} * 4,18 \frac{kJ}{kg.k} = 4422,672 \frac{kJ}{s.k}$$

Pour le fluide chaud (vapeur saturée) :

$$q_c * Cp_c = 16,613 \frac{kg}{s} * 1,889 \frac{kJ}{kg.k} = 31,381 \frac{kJ}{s.k}$$

On a : $q_f * Cp_f > q_c * Cp_c$ donc le fluide chaud a le $(q * C_p)_{min}$

On aura par l'application de l'équation (3.16) :

$$NUT = \frac{1189,06 * 1783,611}{31381} = 67,07$$

$$NUT = 67,58$$

❖ Calcul du facteur de déséquilibre R :

Le facteur de déséquilibre R est calculé par l'application de l'équation (3.17) :

$$R = \frac{31,381}{4422,672} = 0,0070$$

$$R = 0,007$$

❖ **Calcul l'efficacité du condenseur :**

En fonction de la valeur de R, NUT et du type d'écoulement (courant croisés) les abaques (voir annexe) nous fournissent l'expression de l'efficacité du condenseur :

$$E = \frac{1}{R} [1 - \exp(-R * \Gamma)] \quad \text{Avec} \quad \Gamma = 1 - \exp(-NUT)$$

Donc la valeur de l'efficacité est :

$$E = \frac{1}{0,007} [1 - \exp(-0,007 * 0,995)] = 0,99$$

$$E = 0,99$$

D'après l'expression de l'efficacité, on remarque qu'elle est liée au Nombre d'Unités de Transfert (NUT) et d'après aussi l'étude de dimensionnement sur un échangeur mené par HANI Mohamed et KADRI Tania [36], qui ont constaté que l'augmentation du nombre d'unités de transfert NUT entraîne une augmentation de l'efficacité d'échange de chaleur.

- Si l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit ($NUT < 1$), l'échange est peu efficace.
- Si le nombre d'unités de transfert NUT est assez grand ($NUT > 1$), l'échange est très efficace et l'échangeur est largement dimensionné pour le débit de produit.

Au vu de la valeur du NUT trouvée dans notre cas (67,58), on peut dire que le condenseur a un pouvoir d'échange assez important ($NUT > 1$) et donc une bonne efficacité.

4.1.4 Calcul de perte de charge

L'écoulement étant turbulent, le coefficient de frottement est d'après le diagramme de Moody :

$$f = 0,025$$

Donc en utilisant l'équation (3.19) :

$$\Delta P = 0,025 * \frac{6000}{0,024} * 1000 * \frac{1,87^2}{2} = 11048 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 11048 \text{ Pa} = 1,12 \text{ mCE}$$

Cette valeur trouvée de perte de charge exprimée en mètre colonne d'eau est inférieure à la valeur admise par le constructeur (3,2 mCE). Ce qui valide l'utilisation des formules empiriques en évitant le surdimensionnement du condenseur. Cette faible perte de charges nous permet de

dire que le condenseur possède moins d'obstacles dans les tubes (étant lisses) et surtout à cause des maintenances qui se font régulièrement.

4.2 Résultats de la simulation du profil de la température à l'intérieur du tube de la paroi

❖ Expression numérique

Nous avons procédé à une simulation de la répartition de température à travers la paroi du tube sous le logiciel Ansys fluent et avons obtenu comme le montre la figure 4.1 les résultats comme suit :

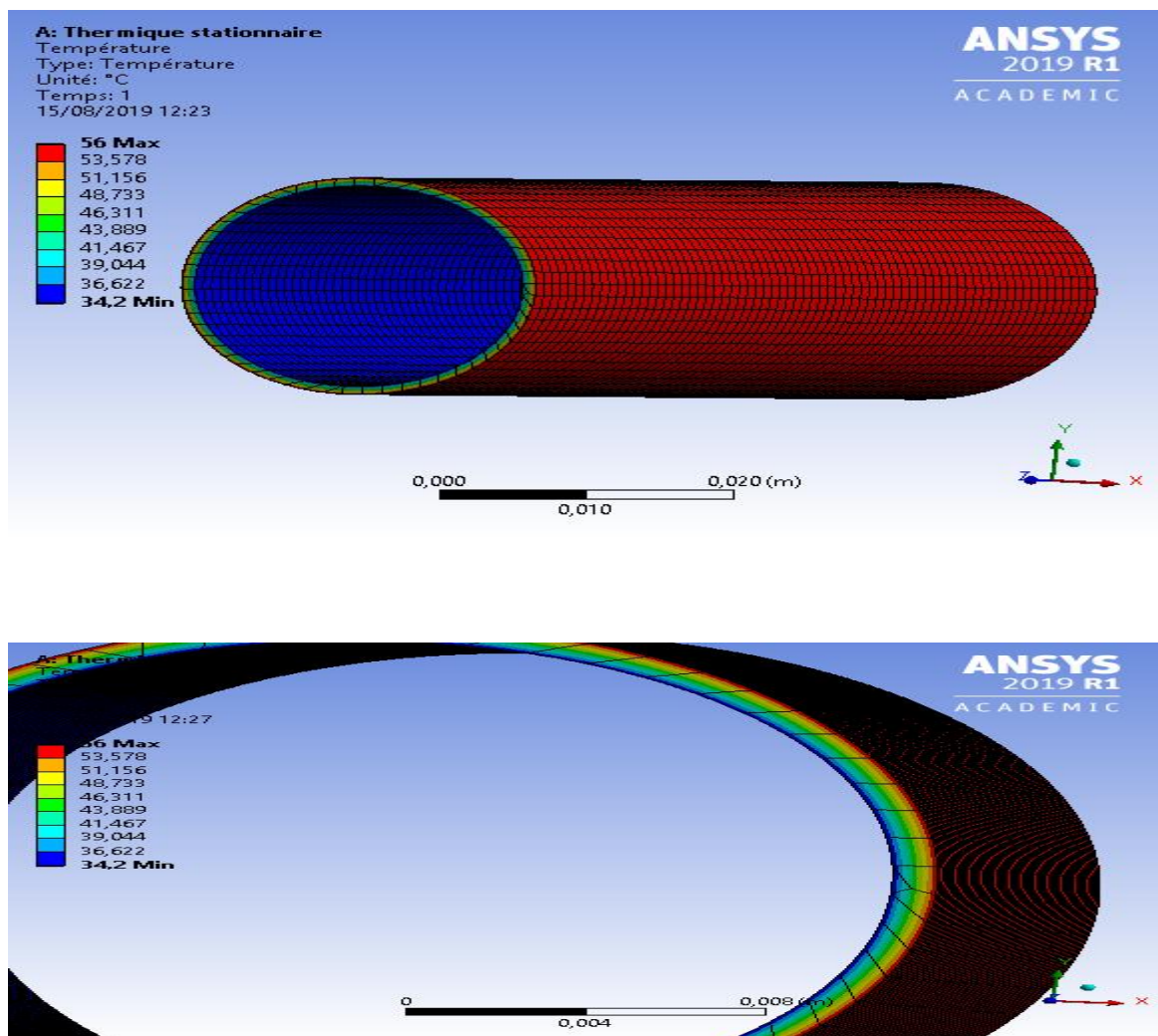


Figure 4.1 : Evolution de la température à travers la paroi du tube

La Figure 4.1 montre l'évolution de la température du tube de son extérieur vers l'intérieur. La partie externe est à la température maximale (56°C) et celle de l'intérieur est à la température minimale (valeur 34.2°C).

La palette des couleurs sur la figure 4.1 qui va du rouge au bleu nous indique la variation de température du début à la fin de l'échange de chaleur à travers la paroi entre les deux fluides, à chaque point de l'épaisseur de la paroi correspond une température bien déterminée.

La figure 4.2 montre l'évolution de la température à travers la paroi du tube.

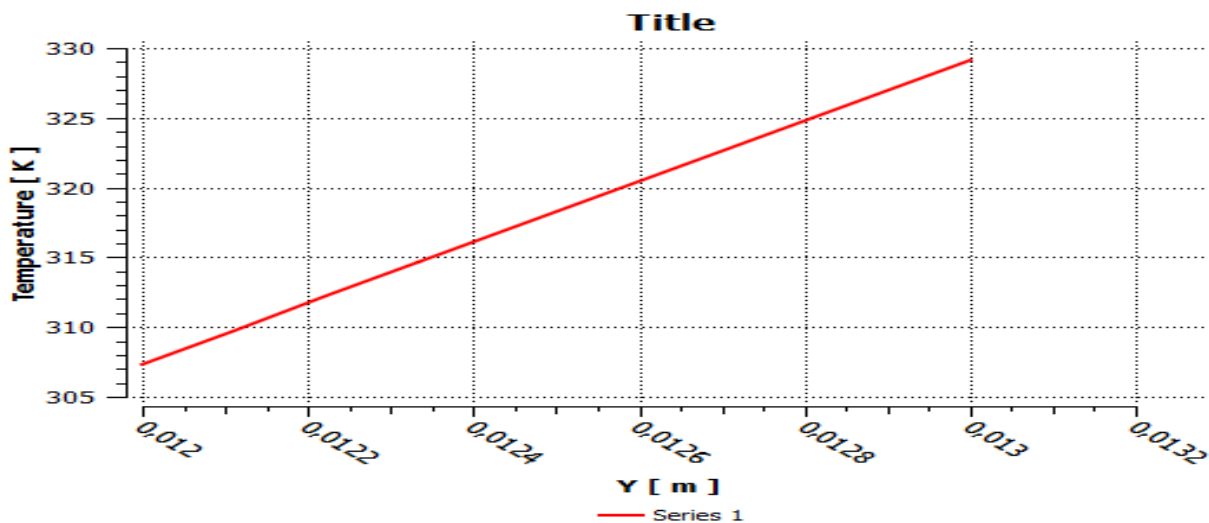


Figure 4.2 : Profil de la température à travers la paroi

La figure 4.2 représente la courbe d'évolution de la température à travers l'épaisseur de la paroi entre les valeurs de 56°C et 34,2 °C. On constate que la courbe a une allure qui est linéaire et croissante mais on va la lire dans le sens décroissant car nous avons un flux de chaleur qui se dirige de l'extérieur vers l'intérieur. Nous aurons donc à correspondre la valeur de la température maximale à la valeur de l'épaisseur maximale et celle de la température minimale à celle de l'épaisseur minimale.

On remarque que la température décroît en fonction de l'épaisseur de la paroi du tube, donc plus l'épaisseur est grande moins l'échange de chaleur entre les deux fluides est bon. En plus l'allure du profil de température obtenue est similaire à celle énoncée et démontrée par plusieurs théories comme le montre la figure 4.3 rapportés par Mebarek-Oudina, Fateh. [37] et E. Rouland [8] où on peut bien observer la décroissance de la température à travers la paroi du tube du condenseur.

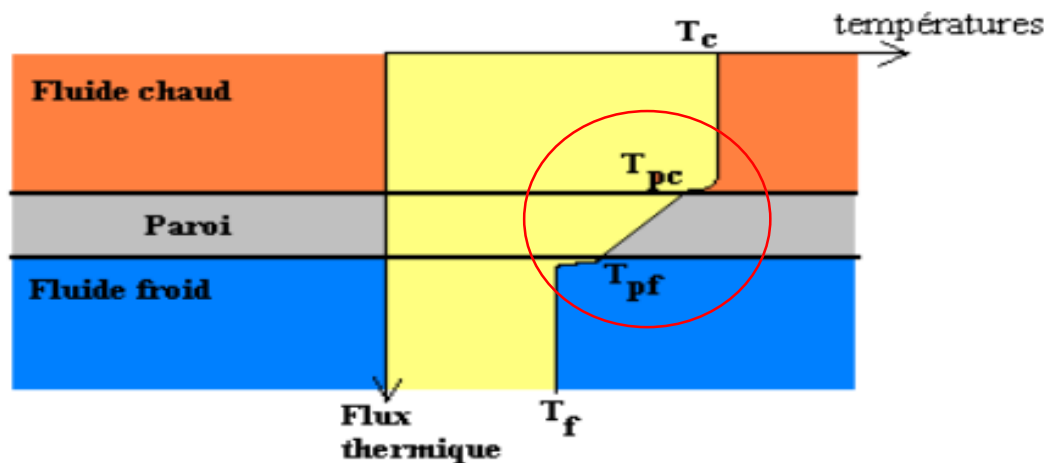


Figure 4.3 : Profil de température sur un élément de surface d'une paroi d'un tube

Pour pouvoir confirmer ou corroborer avec exactitude l'évolution de température à travers la paroi du condenseur, nous aurons besoin d'effectuer des analyses expérimentales des tubes de ce condenseur, mesuré en temps réel la valeur de température de surfaces interne et externe avec un thermocouple. Le manque de thermocouples appropriés n'a pas permis de relever les températures internes du tube à travers son épaisseur.

Conclusion :

Les calculs et la simulation conduite dans ce chapitre ont permis de connaître la Surface d'échange, l'efficacité, les pertes de charges et le profil interne de la température du condenseur d'étude.

Malgré le manque notoire de données et d'autres informations sur le condenseur d'étude ces calculs ont été rendus possibles grâce aux formules empiriques et au logiciel ANSYS Fluent utilisés.

Conclusion générale et perspectives

L'échangeur thermique est indispensable dans l'industrie car il permet de récupérer l'énergie et d'améliorer les procédés industriels.

Dans ce travail, la détermination de la surface d'échange du condenseur est réalisée en effectuant une vérification de la surface d'échange, des évaluations de l'efficacité et des pertes de charges associées. Les résultats obtenus sont dans l'ordre de grandeur des valeurs données par le constructeur.

Une simulation, à l'aide du logiciel ANSYS Fluent, est faite dans la dernière partie du travail. Les résultats obtenus sont en concordances avec les théories qui sont rapportés par Mebarek-Oudina, Fateh. [37] et E. Rouland [8]. Cette simulation nous a permis de mieux nous familiariser avec ce logiciel de simulation numérique, utilisé aujourd'hui par la plupart des professionnels de l'industrie.

La complexité de ce travail se situe :

- ❖ Au niveau du dimensionnement, sur la détermination de la surface d'échange du condenseur car nous étions confrontés aux problèmes de manque de données relatives aux caractéristiques physico-chimiques et thermiques permettant de calculer les coefficients de transferts thermiques et l'accès à l'équipement qui est en plein fonctionnement avec des températures très élevées. Ainsi, la détermination du coefficient s'est faite en suivant un régime permanent, avec l'utilisation des formules empiriques. Cela a permis d'obtenir des résultats approximatifs et assez satisfaisants.
- ❖ Au niveau de la simulation, le manque de maîtrise parfaite de notre part du logiciel utilisé au début du travail. Il a fallu une longue initiation pour se familiariser avec son environnement et à son utilisation dans la partie simulation.

Grâce à ce travail une étude détaillée de l'échangeur a été menée. Etude qui a permis de vérifier sa surface d'échange ainsi que ses performances. Les résultats obtenus aideront les responsables de la SONICHAR à améliorer l'exploitation et la maintenance de l'échangeur pour un meilleur rendement. En effet, cela permet de diminuer le temps d'indisponibilité de l'équipement ainsi qu'augmenter la fiabilité et maintenir la cadence de la production, car la préoccupation principale de toute société ou entreprise consiste à réduire les coûts de production en minimisant les périodes d'immobilisation des installations. L'existence d'un service maintenance se justifie

par la nécessité d'assurer la disponibilité permanente des équipements, pour que le service puisse accomplir sa tâche en obtenant le rendement optimal.

Comme perspective une étude complémentaire de l'impact des rudes conditions des zones sahariennes et autres contraintes sur la performance de l'échangeur est nécessaire afin de mieux évaluer toutes les défaillances et dommages éventuelles sur les équipements. Ceci permettra de prévoir un programme de maintenance apte à diminuer significativement le temps d'indisponibilité de l'Usine de Tchirozérine et faire accroître la production de l'énergie électrique.

Il serait un atout dans le développement de ses activités que la SONICHAR puisse se doter d'une cellule dédiée aux recherches équipée des matériels modernes afin de mener des réflexions pour concevoir et développer des nouvelles méthodes et outils de travail qui assureront des meilleurs rendements dans les conditions du milieu.

Bibliographie

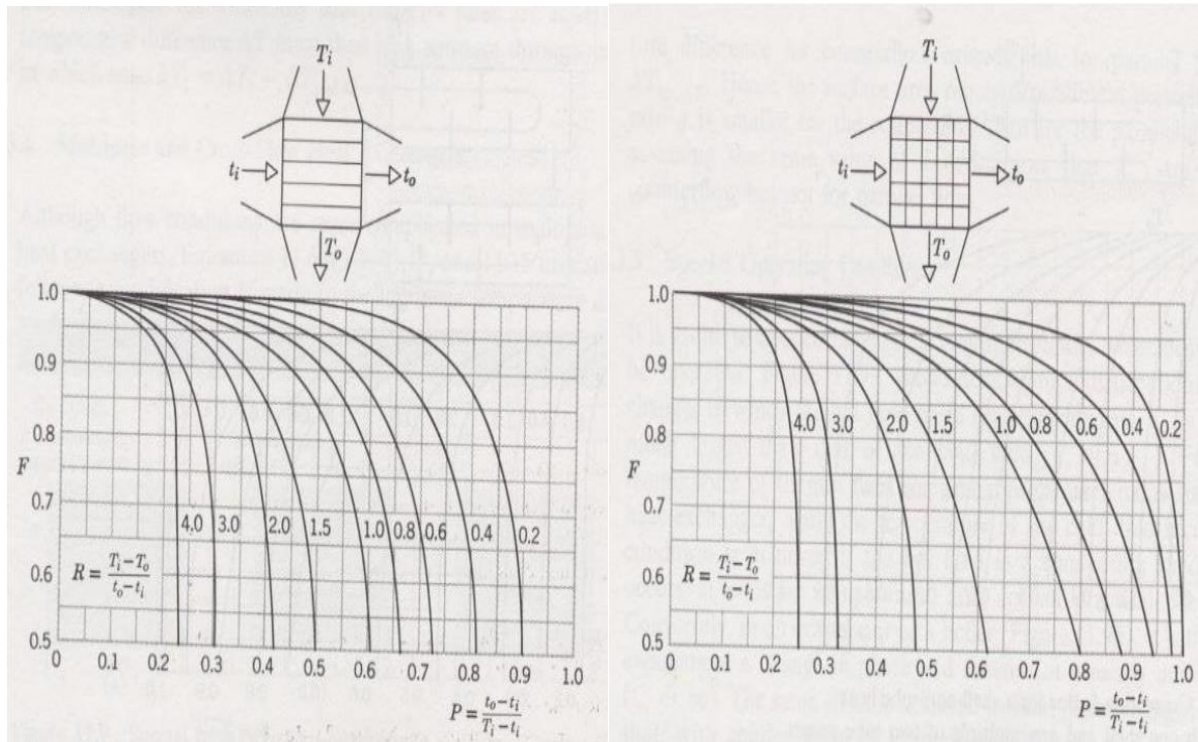
- [1] <https://www.agenceecofin.com>>l'uranium dans l'économie du Niger visité le 10/12/19.
- [2] <https://nigerdiaspora.net>>economie - exploitation du pétrole nigérien visité le 10/12/19.
- [3] <https://www.info-niger.com>> mieux connaitre les hydrocarbures gazeux visité le 10/12/19.
- [4] http://www.utc.fr/houde/TF06/cours_Transfert_de_chaleur.pdf visité le 05/09/19.
- [5] Martin Popiel, Richard Cadrin. Combinaison gagnante échangeur et son application. AQME, Doc, pp. 30-48, 9 mai 2012.
- [6] <https://thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire/> visité le 10/12/19.
- [7] André Bontemps, Alain Garrigue, Charles Goubier. *Echangeurs de chaleur, définitions et architecture générale*. Université Joseph Fourier, Institut Universitaire de Technologie, Département génie Thermique et Energie (Grenoble), pp. 8, doc, B 2 340.
- [8] E. Rouland. *Les Échangeurs Thermiques*. Note de cours, pp.8-70, 2011/2012.
- [9] https://www.academia.edu/5361197/Echangeurs_de_chaleur- Ali Mohammedi visité le 07/09/19.
- [10] Bernard Grandjean. *Transfert de chaleur*. Note de cours, pp. 9.6-9.12, 2013.
- [11] <https://www.barriquand.com/fr/actualites-news/dimensionner-echangeur-thermique-mode-emploi> visité le 15/08/19.
- [12] Chandrasa. *Étude expérimentale de l'encrassement particulaire en phase gazeuse sur les tubes des échangeurs de chaleur*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, pp. 13-15, 20/12/94.
- [13] Sabrina Delrot. *Détection de l'encrassement dans un échangeur de chaleur par observateurs de type Takagi-Sugeno*. Autre. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, pp. 14-15, 2012.
- [14] Harzallah, Wahiba. *Préparation et Caractérisation de Dépôts Composites Electrodeposités en Présence d'Inhibiteurs Organiques*. Mémoire de Master, Université Mohamed Khider – Biskra, pp. 2-15, (2006).
- [15] Lionel Jaubert. *Etude de la corrosion uniforme d'aciers non alliés et inoxydables utilisation conjointe de l'émission acoustique et des techniques électrochimiques*. Thèse de doctorat, Ecole doctorale Matériaux de Lyon, pp. 15, 24 Septembre 2004.

- [16] Patrice Clement. *Echangeurs de chaleur - Problèmes de fonctionnement, vibration*. Article publié le 10 avril 2014
- [17] REBAHI Noureddine, MISSAOUI Ismail. *Étude énergétique des condenseurs a tubes coaxiaux. Utilisation du freon r-134a ami de l'ozone*. Mémoire de Master Académique, UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF, pp. 8-9, 2016/2017.
- [18] Youssef Bel-Kassmi. *Modélisation Numérique du Phénomène de Transfert de Chaleur et de Masse par Convection Mixte lors de la condensation de la vapeur du Méthanol dans un tube Vertical*. Thèse de doctorat, Université Mohamed V, pp. 11-13, 16 janvier 2016
- [19] Tourèche Sofiane. *Étude et analyse paramétrique des échangeurs de chaleur dans une machine tritherme– cas du condenseur*. Mémoire de Magister, Université Mentouri de Constantine, pp. 20-30, 30/06/2008.
- [20] https://www.academia.edu/21263847/bilans_energetiques_i_grandeurs_thermodynamiques_utilisees visité le 05/09/19.
- [21] F. Lauro. *Condensation en géométrie complexe*. Cycle de conférence sur les sources froides dans les centrales électriques, pp. 1-4, Royaumont : 6 - 10 OCTOBRE 1975.
- [22] [hmf.enseeiht.fr/bei/export/html-dimensionnement thermique d'un condenseur](http://hmf.enseeiht.fr/bei/export/html-dimensionnement_thermique_d'un_condenseur) visité le 09/01/19.
- [23] http://public.iutenligne.net/mecanique/mecanique-des-fluides/courtin/pertes-de-charge-lineique/co/Pertes_de_charges_lineiques_17.html visité le 19/12/19.
- [24] Joel M. Zinsalo. *Mécanique des fluides pour ingénieurs*. Notes de cours, pp.120-121, 2012-2013.
- [25] <https://www.mecaflux.com/document/pertes%20de%20charge.pdf> visité le 19/12/19.
- [26] https://www.lycee-champollion.fr/IMG/pdf/pertes_de_charge.pdf visité le 19/12/19.
- [27] Guide d'exploitation de SONICHAR
- [28] Tellache Nordine. *Influence des paramètres du système de détente sur le fonctionnement de la centrale thermique de Cap-Djinet*. Mémoire de Master, Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou, pp. 14-18, 2011/2012.
- [29] <https://www.scribd.com/document/373099862/transfertthermique-problème-corrige-pdf> , visité le 13/01/2018.
- [30] Bouchama Mohamed Said. *Dimensionnement du condenseur de la centrale thermique de Hadjret Ennousse*. Mémoire de Master, Université Badji Mokhtar Annaba, Pp.35-36, 2017/2018.

- [31] <http://www.thermexcel.com/french/index.htm> visité le 26/12/18.
- [32] <https://www.cadfem.ch>> produits visité le 22/12/19.
- [33] <https://www.cadfem.de>> produits-ANSYS WORKBENCH-CADFEM visité le 22/12/19.
- [34] <https://www.scribd.com>> document-Tutorial Week 3c - MECH3361 Workbench Guide visité le 22/12/19.
- [35] Weber Christophe, André Manificat. *Les échangeurs de chaleur*. Article 055 publié en février 2016.
- [36] HANI Mohamed, KADRI Tania. *Dimensionnement d'un échangeur à plaques et joints de la section de production de la margarine du complexe agro-alimentaire CEVITAL de Béjaia*. Mémoire de Master 2, Université A. MIRA – BEJAIA, pp.58, 2016-2017.
- [37] Mebarek-Oudina, Fateh. *Echangeurs de Chaleur ; Cours & Exercices corrigés*. Livre publié le 01/01/2001.

Annexe

- **Abaques donnant les valeurs du facteur de correction F**



- **Tableau 1 donnant les valeurs de résistances d'encrassements des fluides**

Fouling Resistances for Water				
Temperature of Heating Medium	Up to 115°C		115 to 205°C	
Temperature of Water	50°C		Over 50°C	
Water Velocity (m/s)	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
Seawater	0.000088	0.000088	0.000176	0.000176
Brackish water	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Note: $R_f = \text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$.
 From Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (1988) 7th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York. With permission.

Tableau 2 donnant les valeurs de résistances d'encrassements des fluides :

TABLE 5.6 Fouling Resistances for Chemical Processing Streams		TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids	
Streams	m ² -K/W	Industrial Fluids	m ² -K/W
Gases and Vapors			
Acid gases	0.000352-0.000528	Fuel oil no. 2	0.000352
Solvent vapors	0.000176	Fuel oil no. 6	0.000881
Stable overhead products	0.000176	Transformer oil	0.000176
Liquids			
MEA and DEA solutions	0.000352	Engine lube oil	0.000176
DEG and TEG solutions	0.000352	Quench oil	0.000705
Stable side draw and bottom product	0.000176-0.000352	Gases and Vapors	
Caustic solutions	0.000352	Manufactured gas	0.001761
Vegetable oils	0.000528	Engine exhaust gas	0.001761
From <i>Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association</i> (1988) 7th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York. With permission.			
TABLE 5.7 Fouling Resistances for Natural Gas-Gasoline Processing Streams		Oils	
Streams	m ² -K/W	Industrial Fluids	m ² -K/W
Gases and Vapors			
Natural gas	0.000176-0.000352	Steam (nonoil bearing)	0.000088
Overhead products	0.000176-0.000352	Exhaust stream (oil bearing)	0.000264-0.000352
Liquids			
Lean oil	0.000352	Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Rich oil	0.000176-0.000352	Compressed air	0.000176
Natural gasoline and liquified petroleum gases	0.000176-0.000352	Ammonia vapor	0.000176
From <i>Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association</i> (1988) 7th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York. With permission.			
		Liquids	
		Molten heat transfer salts	0.000088
		Refrigerant liquids	0.000176
		Hydraulic fluid	0.000176
		Industrial organic heat transfer media	0.000352
		Ammonia liquid	0.000176
		Ammonia liquid (oil bearing)	0.000528
		Calcium chloride solutions	0.000528
		Sodium chloride solutions	0.000528
		CO ₂ liquid	0.000176
		Chlorine liquid	0.000352
		Methanol solutions	0.000352
		Ethanol solutions	0.000352
		Ethylene glycol solutions	0.000352
		From <i>Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association</i> (1988) 7th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York. With permission.	

■ Diagramme de Moody

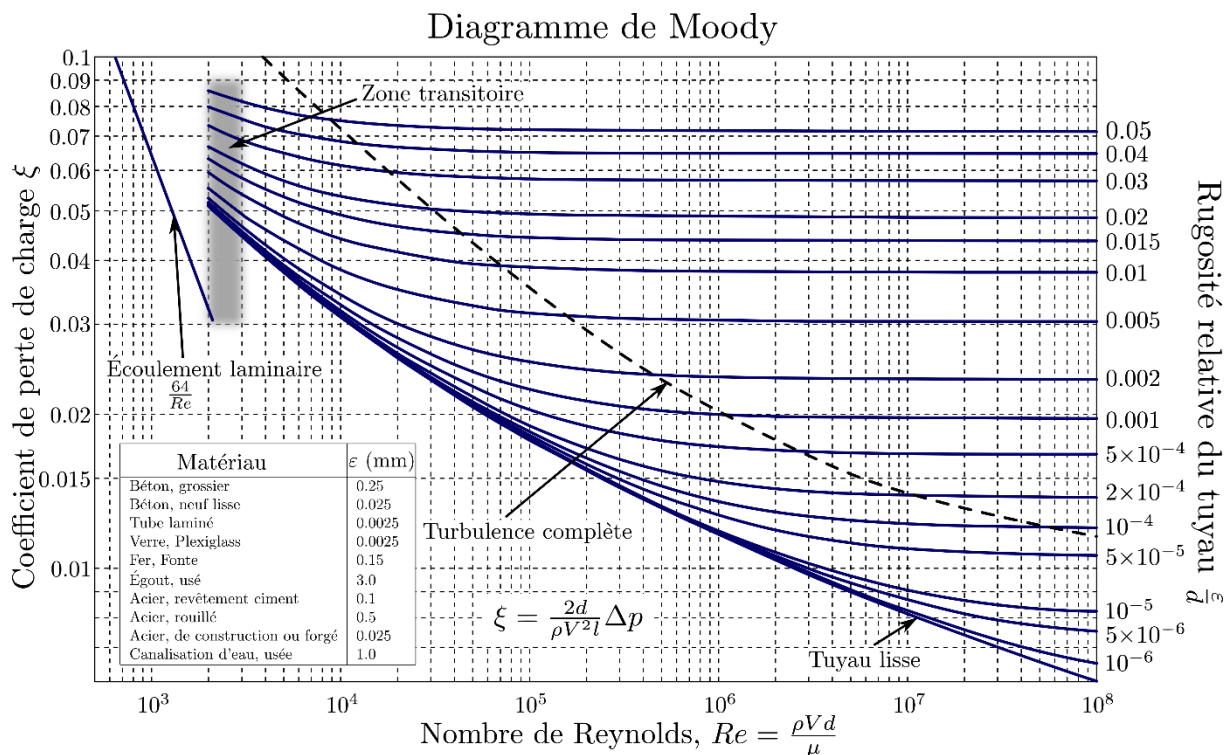


Figure 1 : Diagramme de Moody

▪ **Tableau 3 d'expression de l'efficacité en fonction du type d'échangeur**

Échangeur à co-courant (EACP)	$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-NUT(1+C_r)]}}{1 + C_r}$
Échangeur à contre-courant (EACC)	$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}}$
Échangeur à courants croisés : fluides non mixés	$\varepsilon = 1 - e^{\frac{1}{\omega C_r} [e^{[-NUT(\omega C_r)]} - 1]}$ avec $\omega = NUT^{-0.22}$
Échangeur à courants croisés : fluides mixés	$\varepsilon = \left(\frac{1}{1 - e^{-NUT}} + \frac{C_r}{1 - e^{-NUT C_r}} - \frac{1}{NUT} \right)^{-1}$
Échangeur à courants croisés : fluide C_{\min} non mixé, C_{\max} mixé	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} (1 - e^{-C_r [1 - e^{-NUT}]})$
Échangeur à courants croisés : fluide C_{\min} mixé, C_{\max} non mixé	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{C_r} [1 - e^{-NUT C_r}]}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes) : 1 passe coté calandre et 2 passes coté tubes	$\varepsilon_{1-2} = 2 \left[1 + C_r + \frac{1 + e^{-NUT(1+C_r^2)^{1/2}}}{1 - e^{-NUT(1+C_r^2)^{1/2}}} (1 + C_r^2)^{1/2} \right]^{-1}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes) : 2 passe coté calandre et 4 passes coté tubes	$\varepsilon_{2-4} = \frac{[(1 - \varepsilon_{1-2} C_r)(1 - \varepsilon_{1-2})^2] - 1}{[(1 - \varepsilon_{1-2} C_r)(1 - \varepsilon_{1-2})^2] - C_r}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes): n passes au calandre et 2n, 4n,... passes aux tubes	$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_{1-2} C_r}{1 - \varepsilon_{1-2}} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_{1-2} C_r}{1 - \varepsilon_{1-2}} \right)^n - C_r}$
Cas spécial pour $C_r = 1$	$\varepsilon = \frac{n \varepsilon_{1-2}}{1 + (n - 1) \varepsilon_{1-2}}$
Tous échangeurs ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$

Données de simulation avec Ansys Workbench

▪ **Unités**

Tableau 4

Système d'unités	Métrique (m, kg, N, s, V, A) Degrés rad/s Celsius
Angle	Degrés
Vitesse de rotation	rad/s
Température	Celsius

▪ **Géométrie**

Tableau 5

Modèle > Géométrie

Nom de l'objet	<i>Géométrie</i>
Etat	Défini complètement
Définition	
Type	SpaceClaim
Unité de longueur	Mètres
Contrôle des éléments	Contrôlé par le programme
Style d'affichage	Couleur du corps
Boîte englobante	
Longueur suivant X	2,6e-002 m
Longueur suivant Y	2,6e-002 m
Longueur suivant Z	0,1 m
Propriétés	
Volume	7,8534e-006 m ³
Masse	6,754e-002 kg
Valeur du facteur d'échelle	1,
Statistiques	
Corps	1
Corps actifs	1

Tableau 6

Modèle > Géométrie > Pièces

Nom de l'objet	<i>SYS\Corps</i>
Etat	Maillé
Propriétés graphiques	
Visible	Oui
Transparence	1
Définition	
Désactivé	Non
Comportement de raideur	Flexible
Système de coordonnées	Système de coordonnées par défaut

Température de référence	Par environnement
Comportement	Aucun
Matériau	
Affectation	Laiton
Effets non linéaires	Oui
Effets de déformation thermique	Oui
Boîte englobante	
Longueur suivant X	2,6e-002 m
Longueur suivant Y	2,6e-002 m
Longueur suivant Z	0,1 m

▪ Systèmes de coordonnées

Tableau 7

Modèle > Systèmes de coordonnées > Système de coordonnées

Nom de l'objet	<i>Système de coordonnées global</i>
Etat	Défini complètement
Définition	
Type	Cartésien
Numéro de système	0,
Origine	
Coord. X de l'origine	0, m
Coord. Y de l'origine	0, m
Coord. Z de l'origine	0, m
Vecteurs directionnels	
Données de l'axe X	[1, 0, 0,]
Données de l'axe Y	[0, 1, 0,]
Données de l'axe Z	[0, 0, 1,]

▪ Maillage

Tableau 8

Modèle > Maillage

Nom de l'objet	<i>Maillage</i>
Etat	Résolu
Affichage	
Style d'affichage	Utiliser les réglages de géométrie
Réglages par défaut	
Physique de préférence	Mécanique
Ordre des éléments	Contrôlé par le programme
Taille des éléments	Par défaut
Dimensionnement	
Utilise un dimensionnement adaptatif	Oui
Résolution	Par défaut (2)
Simplification du maillage	Oui
Taille de simplification	Par défaut
Transition	Rapide
Centre d'angle de course	Grossier
Taille d'élément initiale	Assemblage
Diagonale de la boîte englobante	0,10655 m
Aire de surface moyenne	3,9635e-003 m ²
Longueur d'arête minimale	7,5398e-002 m
Qualité	
Vérifier la qualité du maillage	Oui, Erreurs
Contrôle de forme	Mécanique standard
Qualité cible	Par défaut (0.050000)
Lissage	Moyen
Paramètres de maillage	Aucun

▪ Thermique stationnaire (A5)

Tableau 9

Modèle > Analyse

Nom de l'objet	<i>Thermique stationnaire (A5)</i>
Etat	Résolu
Définition	
Type de Physique	Thermique
Type d'analyse	Stationnaire
Cible du solveur	ANSYS Mechanical
Options	
Générer l'entrée seulement	Non

Tableau 10

Modèle > Thermique stationnaire > Charges

Nom de l'objet	<i>Température</i>	<i>Convection</i>	<i>Température 2</i>
Etat	Défini complètement		
Champ d'application			
Méthode de champ d'application	Sélection de géométrie		
Géométrie	1 Face		
Définition			
Type	Température	Convection	Température
Intensité	34,2 °C (exprimé sous forme de rampe)		56, °C (exprimé sous forme de rampe)
Désactivé	Non		
Coefficient de transfert thermique		7503,9 W/m ² .°C sous forme d'échelon	
Température ambiante		22, °C (exprimé sous forme de rampe)	
Matrice de convection		Contrôlé par le programme	

Champ d'application			
Méthode de champ d'application		Sélection de géométrie	
Géométrie		1 Face	
Champ d'application			
Méthode de champ d'application			Sélection de géométrie
Géométrie			1 Face

▪ **Solution (A6)**

Tableau 11

Modèle > Thermique stationnaire > Solution

Nom de l'objet	<i>Solution (A6)</i>
Etat	Résolu
Raffinement adaptatif du maillage	
Nombre maximal de boucles de raffinement	1,
Profondeur de raffinement	2,
Informations	
Statut	Terminé
Temps écoulé dans MAPDL	22, s
Mémoire utilisée dans MAPDL	123, MB
Taille du fichier de résultats MAPDL	7,125 MB

Tableau 12

Modèle > Thermique stationnaire > Solution > Résultats

Nom de l'objet	<i>Température</i>
Etat	Résolu

Champ d'application	
Méthode de champ d'application	Sélection de géométrie
Géométrie	Tous les corps
Définition	
Type	Température
Par	Temps
Temps d'affichage	Dernier
Calculer l'historique des temps	Oui
Résultats	
Minimum	34,2 °C
Maximum	56, °C
Nodal moyenné	45,426 °C
Informations	
Temps	1, s
Incrément de chargement	1
Sous-incrément	1
Nombre d'itérations	1

- **Données relatives aux matériaux**

- Laiton**

Tableau 13

Laiton > Constantes

Isotropic Thermal Conductivity	111, W m ⁻¹ C ⁻¹
--------------------------------	----------------------------------------

Density	8600, kg m ⁻³
Specific Heat Constant Pressure	162, J kg ⁻¹ C ⁻¹