

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur

Et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

MOHAMMEDI Aida

HASSAINI Lydia

Thème

**Etude énergétique d'un générateur de vapeur de la
section désodorisation des huiles alimentaires**

CEVITAL Bejaia

Soutenu le 03/07/2019 devant le jury composé de :

Mr. SAHI A.

President

Mr. MENDIL F.

Rapporteur

Mr. BENSLIMANE A.

Examineur

Année Universitaire 2018-2019

Remerciements

Remerciements

On tient à remercier vivement nos encadrateurs, Messieurs **F. MENDIL** et **M. KENOUCHE**, pour leur suivi, leur assistance et leurs conseils précieux le long de notre formation. Leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine nous ont été d'une grande utilité.

On désire aussi remercier les membres de jury, qui je ferai l'honneur d'accepter et de juger ce modeste travail, d'apporter leurs réflexions et leurs critiques scientifiques. Nos remerciements et gratitude va également à tous mes enseignants.

On tient à remercier aussi les ingénieurs de la raffinerie d'huile du complexe CEVITAL pour leurs conseils durant notre stage pratique.

On remercie également tous les enseignants et tous les membres du département de génie mécanique.

Nos remerciements les plus chaleureux à nos parents, pour leur soutien, leur encouragement et leurs sacrifices.

Enfin, nos remerciements vont aussi à tous nos amis et nos collègues de master, comme nous remercions tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

Dédicace

Dédicace

Je remercie en premier lieu le bon dieu qui m'a donné le courage et la patience, d'achever ce travail

Avec ma profonde gratitude et grand amour, je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents que j'aime énormément, pour leur soutien, leur effort et leur sacrifice pour ma réussite et mon bonheur. Que dieu les garde et les protège ;

A mes chers frères et sœurs ; ma belle-sœur, et mes beaux frères

A mes neveux et nièces ;

A ma grande mère ;

A tous mes amis (es) plus particulièrement mes collègues de master génie mécanique promotion 2019, mes profs.

MOHAMMEDI Aida

Dédicace

Je tiens à dédier ce modeste travail à ceux qui ont fait de moi ce que je suis :

Mes très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande affection ;

leur soutien et leur encouragements, « que dieu me les gardes »

À mes frères et sœurs

À ma belle sœur

À mes chers amis

À mon âme sœur.....

HASSAINI Lydia

Sommaire

SOMMAIRE

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction général1

Chapitre I: Généralités sur les générateurs de vapeurs

I.1. Introduction.....3

I.2. Définition de générateur de vapeur.....3

I.2.1. Définition scientifique.....3

I.2.2. Définition générale3

I.3. Classification des générateurs de vapeur.....4

I.3.1. Chaudière à tubes de fumée.....4

I.3.2. Les générateurs de vapeur à tubes d'eau.....5

I.3.3. Comparaison des performances des deux types de générateur de vapeur.....7

I.4. Circulation d'eau dans une chaudière.....8

I.4.1. La circulation naturelle.....8

I.4.2. La circulation forcée.....9

I.5. Principe de fonctionnement d'un générateur de vapeur.....10

I.6. Différent composants d'un générateur de vapeur.....11

I.6.1. Description des éléments de chaudière.....11

I.7. Problématique des générateurs de vapeur.....13

I.8. Conclusion.....14

Chapitre II: Bilan énergétique du générateur de vapeur

II.1. Introduction.....15

II.2. combustion15

II.2.1. Généralité sur la combustion.....15

II.2.2. Pouvoir calorifique.....15

II.2.3. Paramètres de la combustion.....16

II.3. Combustible utilisé.....16

II.3.1. Composition volumique du gaz naturel.....17

II.3.2. Composition massique de gaz naturel.....17

II.4. Débit masse du combustible.....18

II.5. Étude thermochimique de la combustion19

II.5.1. Réaction de la combustion.....	19
II.5.2. Équation stœchiométrique de la combustion du gaz naturel.....	19
II.5.3. Quantité d'air effective.....	20
II.6. Bilan énergétique de la chaudière.....	21
II.6.1. Puissance introduite.....	21
II.6.2. Puissance utile.....	21
II.6.3. Pertes globales.....	22
II.6.4. Pertes par fumées.....	23
II.6.5. Pertes par parois.....	24
II.6.6. Pertes par purges.....	25
II.6.7. Rendement utile.....	26
II.7. Bilan énergétique de la chaudière étudiée à CEVITAL.....	26
II.7.1. Energie introduite de la combustion.....	27
II.7.2. Energie utile.....	27
II.7.3. Différents pertes.....	27
II.7.4. Pertes globales de la chaudière étudiée.....	30
II.7.5. Rendement utile.....	30
II.8. Analyse et discussion de résultats.....	30
II.8.1. Analyse d'énergie sortante et les différentes pertes.....	30
II.8.2. Analyse des pertes par fumée.....	31
II.8.3. Analyse de rendement utile.....	31
II.9. Conclusion.....	31

Chapitre III: Calcul hydraulique

III.1. Introduction.....	33
III.2. Généralités.....	33
III.2.1. La tuyauterie.....	33
III.2.2. La vitesse d'écoulement.....	33
III.2.3. Nombre de Reynolds.....	34
III.3. Pertes de charges.....	34
III.3.1. Pertes de charge linéaires.....	35
III. 3.2. Pertes de charges singulières.....	36
III.4. Objectif du calcul des pertes de charge.....	38
III.5. Calcul des pertes de charge linéaires de la ligne (A) désodorisation d'huiles	39

III.6. Calcul des pertes de charge singulière de la ligne (A) désodorisation d'huiles	40
III.7. Calcul de la pression à l'entrée de l'échangeur de chaleur P_2	41
III.8. Discussion des résultants.....	42
III.9. Conclusion.....	42

Chapitre IV: Calcul et dimensionnement d'un échangeur de chaleur

IV.1. Introduction.....	43
IV.2. L'échangeur à faisceau tubulaire.....	43
IV.3. Méthodologie de dimensionnement d'un échangeur.....	43
IV.4. Calcul d'un échangeur de chaleur tubulaire.....	45
IV.5. Quantité de chaleur et le débit massique d'huile.....	47
IV.5.1. Calcul de l'écart de température logarithmique moyen (ΔTLM).....	48
IV.5.2. Correction de ΔTLM -Corr.....	49
IV.6. Dimensionnement du faisceau (tubes).....	49
IV.6.1. Détermination de la géométrie du faisceau.....	49
IV.6.2. Détermination de la géométrie de la calandre.....	50
IV.6.3. Dimensionnement thermique et dynamique du faisceau (tubes).....	51
IV.6.4. Dimensionnement thermique et dynamique de la calandre.....	52
IV.6.5. Calcul du coefficient d'échange global	54
IV.6.6. Calcul de la surface d'échange	54
IV.6.7. Calcul de la longueur de faisceau (tubes).....	55
IV.7. Calcul du nombre d'unités de transfert	55
IV.7.1. Calcul des capacités thermiques	55
IV.7.2. Rapport des débits de capacités thermique	55
IV.7.3. Calcul de l'efficacité.....	55
IV.7.4. Calcul de NUT.....	55
IV.8. Tableau récapitulatif.....	56
IV.8.1. Discussion des résultats.....	58
IV.9. Conclusion.....	58
Conclusion générale.....	59
Références bibliographiques.....	60
Annexes.....	62

Nomenclature

Nomenclature

Symboles	Définitions	Unités (SI)
C	Chaleur massique	$\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
D	Diamètre	m
e_c	Épaisseur de la calandre	m
h	Enthalpie	kJ/kg
K	Coefficient d'échange globale	$\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
L_v	Chaleur latente	kJ/kg
L	Longueur de la conduite	m
m	Masse molaire	kg/k.mol
\dot{m}	Débit massique	kg/s
$M_{\text{O}_2 \text{ Stok}}$	La quantité d'oxygène stœchiométrique	$\text{kmolA.kmol}^{-1}\text{comb}$
m_L	Quantité d'air effective	kmolA.kmol^{-1}
N_{comb}	Quantité molaire	kmol.s^{-1}
P_{comb}	Pression du combustible	Pa
P_i	Puissance introduite	kW
P_u	Puissance utile	kW
P_{ray}	Perte par rayonnement	kW
P_{conv}	Perte par convection	kW
P_{glob}	Perte globale	kW
PC	Pouvoir calorifique	kJ/kg
P_2	Pression de vapeur d'eau à l'entrée de l'échangeur de chaleur	bar
ϕ	Flux de chaleur	W
Q_v	Débit-volumique	m^3s^{-1}
R	Constante molaire des gaz parfait	$\text{J.mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
R_e	Résistance d'encrassement	$\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$

r	Rayon intérieur de la calandre	m
S	Section de la conduite	m^2
S_p	Section de passage	m^2
S_{tT}	Section totale	m^2
S_{pf}	Section de passage du faisceau	m^2
T	Température	K
T_m	Température moyenne	$^{\circ}C$
ΔT_{LM}	L'écart de température logarithmique moyen	$^{\circ}C$
ΔP_L	La perte de charge linéaire	bar
ΔP_s	La perte de charge singulière	bar
\tilde{V}	Vitesse moyenne du fluide	m/s
V	Vitesse	m/s

Nombres adimensionnel

A	Air	-
C_i	Fraction massique	-
C_r	Rapport des débits de capacité thermique	-
E	Efficacité de l'échangeur faisceau calandre	-
F	Facteur de correction	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
NUT	Nombre d'unités de transfert	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Re	Nombre de Reynolds	-
S_T	Pas transversale	-
S_L	Pas longitudinale	-
X	Excès d'air	-

Symboles grecques

λ	Conductivité thermique	W/m.k
-----------	------------------------	-------

μ	Viscosité dynamique	kg/m. s
ρ	Masse volumique	kg/ m ³
π	Constant	rad
σ	Constante de Boltzman	W/m ² .K ⁴
μ	Viscosité dynamique du fluide à température moyenne	kg/m.s
β	Coefficient de dilatation	K ⁻¹

Indices :

comb	Combustible
c	Chaud
ce	Entrée du fluide chaud
cs	Sortie du fluide chaud
e	Entrée
ex	Extérieur
f	Froid
fe	Entrée du fluide froid
fs	Sortie du fluide froid
fum	Fumé
G	Gaz
in	Intérieur
liq	Liquide
min, max	Minimum et maximum
s	Sortie
surch	Surchauffé
v	Vapeur

Liste des figures

Liste des figures

Chapitre I : Généralités sur les générateurs de vapeurs

Figure I.1: Chaudière industrielle.....	4
Figure I.2: Générateur de vapeur à tube de fumée	5
Figure II.3: Différents types de générateurs de vapeur à tubes d'eau.....	7
Figure. I.4: Principe de la circulation naturelle	9

Chapitre II : Bilan énergétique du générateur de vapeur

Figure II.1: Bilan énergétique de la chaudière.....	21
Figure II.2: Diagramme de changement de phase de l'eau.....	22
Figure II.3: Énergie sortante et les différentes pertes.....	30

Chapitre III : Calcul hydraulique

Figure III.1: Variation de ξ en fonction de r/D dans un coude arrondi et en fonction de α dans un coude à angle vif.....	34
Figure III.2: schéma d'installation de la section de raffinerie d'huile (ligne A).....	39

Chapitre IV : Calcul et dimensionnement d'un échangeur de chaleur

Figure IV.1: Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire.....	43
Figure IV.2: Distribution des températures dans le cas échangeur à contre-courant.....	48
Figure IV.3: La disposition de faisceau en quinconce.....	53

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralité sur les générateurs de vapeur

Tableau I.2: Comparaison des performances des chaudières.....	7
--	---

Chapitre II : Bilan énergétique du générateur de vapeur

Tableau II.1: Composition volumique en % du gaz naturel.....	17
Tableau II.2: Composition massique en % du gaz naturel.....	17
Tableau II.3 : Caractéristiques du combustible.....	18
Tableau II.4: Coefficient dépend de la nature combustible.....	23
Tableau II.5: Caractéristiques De la chaudière étudié.....	26
Tableau II.6: Les pertes par fumée.....	31
Tableau II.7: Le rendement utile.....	31

Chapitre III : Calcul hydraulique

Tableau III.1: Régime d'écoulement.....	34
Tableau III.2: Données de la tuyauterie.....	39
Tableau III.3: Les singularités de la tuyauterie.....	40

Chapitre IV : Calcul et dimensionnement un échangeur de chaleur

Tableau IV.1: Propriétés thermo physique des deux fluides (vapeur d'eau, huile)..	45
Tableau IV.2: Paramètre de fonctionnement de l'échangeur.....	46
Tableau IV.3: caractéristique mécanique imposées de l'échangeur tubulaire.....	46
Tableau IV.4: Résistance d'encrassement côté calandre et côté tube.....	54
Tableau IV.5: Tableau récapitulatif des résultats.....	56

Introduction générale

Introduction générale

De nombreuses industries utilisent la vapeur dans leurs procédés de fabrication ou de services. Elles sont raccordées au réseau de chauffage urbain lorsque leur implantation se trouve à proximité des canalisations [1]. C'est le cas pour certaines industries agroalimentaires. Les blanchisseries industrielles et les buanderies sont également grandes consommatrices de vapeur, notamment dans les hôpitaux pour le lavage et la désinfection du linge.

La vapeur est un fluide caloporteur disponible en grande quantité, facilement transportable et non toxique [1]. La production de vapeur demande l'utilisation d'un combustible et l'utilisation d'un générateur de vapeur (chaudière).

Une chaudière est un système qui utilise un combustible pour apporter de l'énergie à un fluide caloporteur et fournir ainsi un fluide avec des caractéristiques imposées par l'utilisation qui en sera faite. À l'intérieur de la chaudière, ce fluide caloporteur peut être soit uniquement chauffé (c'est-à-dire qu'il reste en phase liquide), soit chauffé et vaporisé, soit chauffé, vaporisé puis surchauffé (donc avec passage de la phase liquide à la phase gazeuse).

La société algérienne agro-alimentaire des gras de Bejaia « CEVITAL » s'occupe de plusieurs secteurs d'activités qui nécessitent l'utilisation de vapeur d'eau servant au différentes machines.

Le complexe « CEVITAL » comporte services distincts pour lesquels l'utilisation de vapeur d'eau est plus qu'indispensable, ces services sont comme suivis :

- Raffinerie d'huile.
- Raffinerie du sucre.
- Margarinerie.
- Les utilités (chaufferie, station de dissolution de soude ...)

Dans ce mémoire, nous proposons de faire un bilan énergétique d'un générateur de vapeur.

Pour assurer une cohérence et une organisation meilleure à notre travail, nous l'avons réparti en quatre chapitres complétés par une introduction et une conclusion générale :

Le premier chapitre, consiste à l'étude théorique des générateurs de vapeur, en globale les différents types de générateurs de vapeur, en effet nous allons intéressons au principe de

fonctionnement et la description des différents composants rencontrés au niveau de générateur de vapeur.

Le deuxième chapitre, consiste un bilan énergétique du générateur de vapeur, à l'étude théorique de la combustion du gaz naturel et permettant de déterminer les différents paramètres nécessaires au calcul du rendement.

Le troisième chapitre, est réservé à calculs hydraulique au niveau de la tuyauterie de vapeur d'eau.

Le quatrième et dernier chapitre, calcul et dimensionnement d'un échangeur de chaleur faisceau calandre, dans le but de désodorisation des huiles (distillation des acides gras résiduels).

Chapitre I

Généralité sur les générateurs de vapeur

I.1. Introduction

La vapeur d'eau est utilisée dans la production d'énergie et dans de nombreux procédés industriels. L'énergie thermique transférée (source de chaleur) peut être soit la chaleur dégagée par la combustion (de charbon, de fioul, de gaz, de bois, etc.), par l'électricité effet Joules, soit par fission nucléaire de l'uranium...

Pour produire de la vapeur, il est nécessaire de chauffer l'eau à son point d'ébullition puis de fournir une quantité suffisante de chaleur pour changer l'eau bouillante en vapeur. Les techniques de production et d'utilisation de la vapeur sont donc d'importants aspects de la technologie de l'ingénierie. Le générateur de vapeur est l'un des moyens utilisés pour produire de la vapeur.

I.2. Définition de générateur de vapeur

I.2.1. Définition scientifique

Un générateur de vapeur est un système permettant d'augmenter la température d'un fluide en vue de transporter l'énergie thermique. Le fluide est qualifié de caloporteur [2].

I.2.2. Définition générale

Un générateur de vapeur est un réservoir contenant un fluide caloripporteur et pourvu d'un dispositif de chauffer l'eau et de produire de la vapeur si l'eau est chauffée au-delà de la pression atmosphérique [3].

Son but est de produire et stocker l'énergie thermique dans ce fluide et de l'utiliser dans un autre lieu. Le fluide chauffé est transporté à l'aide de tuyauteries jusqu'au lieu d'utilisation. Généralement une chaudière fonctionne en circuit fermé, le fluide chaud sort par une tuyauterie fixée sur sa partie haute et revient par une autre tuyauterie fixée sur sa partie basse après avoir circulé et s'être refroidi [2].



Figure I.1: Chaudière industrielle.

I.3. Classifications des générateurs de vapeur

I.3.1 Générateurs de vapeur à tube fumée

Les générateurs de vapeur à tubes fumée sont les premières machines à vapeur utilisées dans l'industrie [4].

Le générateur de vapeur à tube fumée est constitué d'un grand réservoir d'eau (le ballon d'une cuve cylindrique) traversé par des tubes à l'intérieur (tube foyer) dans les quels circulent les fumées. Le transfert de chaleur entre les tubes des gaz de combustion et l'eau de la cuve se fait principalement par le mode de convection [5].

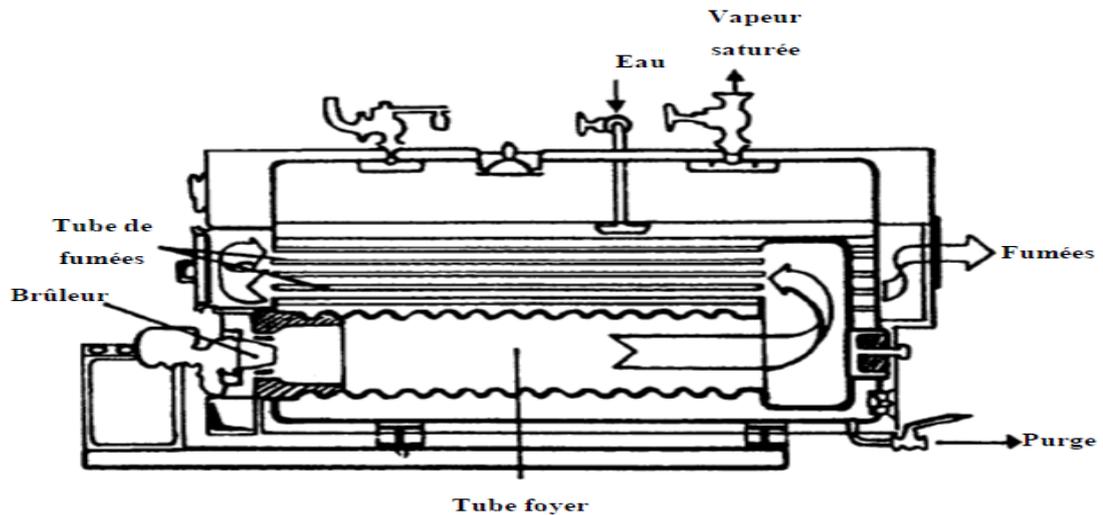


Figure. I.2: Générateur de vapeur à tube fumée [6]

Pour un générateur de vapeur à tube de fumée présenté plusieurs difficultés [6] :

- La difficulté principale de réalisation est de concilier la forte dilatation du tube foyer relativement chaud avec la dilatation plus modérée des tubes qui sont mieux refroidis du fait de leur petit diamètre.
- La deuxième difficulté est de tenir la pression de service sans déformation excessive, ce qui nécessite l'adjonction de tirants entre les fonds avant et arrière dans les zones trop éloignées des tubes.
- La troisième difficulté est l'impossibilité pratique d'un ramonage en marche qui devrait se faire dans le sens de parcours des fumées, donc une fois dans un sens, une fois dans l'autre, selon le passage de fumées.
- La dernière difficulté est l'entartrage du tube foyer, particulièrement sensible à ce type d'encrassement.

I.3.2. Générateurs de vapeur à tubes d'eau

Les générateurs de vapeur à tubes d'eau ont été développés entre 1958 et 1978, Ce sont des chaudières pouvant atteindre de fortes pressions et de fortes puissances (100 bars, 100 T/h). [7]

Ce type de générateur de vapeur fournit un débit de vapeur supérieur à 20 tonnes/h, en moyenne et haute pression [4]. Ils représentent la grande majorité des générateurs de vapeur en service. Ils sont utilisés dans les grandes installations industrielles et les centrales électriques

pour produire de la vapeur à haute pression. Ils utilisent comme combustible du gaz, de l'huile ou du combustible solide [5].

➤ **Fonctionnement d'un générateur à vapeur tube à l'eau**

Les générateurs de vapeur à tubes d'eau possèdent en général deux réservoirs ou plus, le réservoir supérieur appelé ballon collecteur, et le (ou les) réservoir inférieur appelé ballon distributeur, reliés par des faisceaux tubulaires vaporisateurs [4]. Le combustible utilisé est soit du gaz, du fioul, du charbon ou déchets.

Le fluide caloporteur (eau) qui circule à travers les tubes qui peuvent être verticaux, horizontaux ou inclinés. L'eau en circulation est chauffée par le combustible (gaz) circulant à l'extérieur de générateur et transformée en vapeur.

La vapeur ainsi générée est collectée dans le ballon supérieur, l'eau excédentaire est ramenée vers le Ballon inférieur par des tubes de chute non soumis à la chaleur.

Le transfert de chaleur entre les tubes et les gaz de combustion se fait principalement par radiation, contrairement à la chaudière à tubes de fumées, où le transfert de la chaleur se fait par convection entre les gaz de combustion (fumées) et les tubes [5].

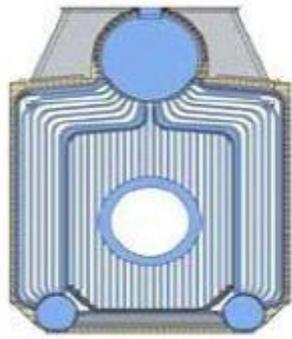
➤ **Classification des générateurs de vapeur a tubes d'eau**

Les générateurs de vapeur à tubes d'eau sont généralement classifiés suivant les caractéristiques suivantes :

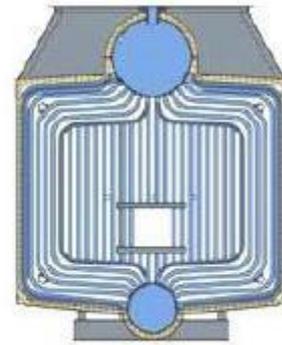
- La position du réservoir supérieur,
- La nature de la circulation d'eau, naturelle ou forcée,
- Le nombre de ballons,
- La capacité de la chaudière.

Il existe plusieurs types des générateurs de vapeur à tubes d'eau, distingués selon leur design ou leur utilisation. A titre d'exemple, on peut citer les générateurs de vapeur (Figure. I.3) :

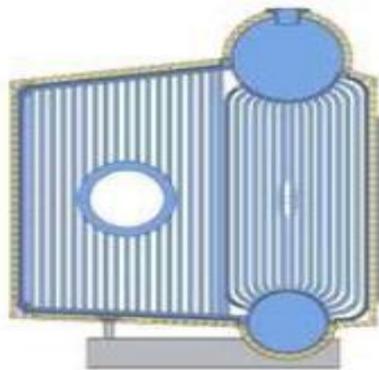
Type-A, type-O, type-D et ainsi que les générateurs de vapeur nucléaires. Les générateurs de vapeur à tubes inclinés ou verticaux.



Générateur de vapeur type-A



Générateurs de vapeur type-O



Générateur de vapeur type-D



Générateur de vapeur type nucléaire

Figure I.3: Différents types de générateurs de vapeur à tubes d'eau.

I.3.3. Comparaison des performances des deux types de générateur de vapeur

Le choix de générateur de vapeur dépend de différents aspects et critères selon les besoins et le but (tableau II.1) ci-après montre une comparaison entre les deux principaux types de construction (les générateurs de vapeur à tube fumées et les générateurs à tubes à l'eau) :

Tableau I.1: Comparaison des performances des chaudières [4].

Propriétés	Générateurs de vapeur à tube fumées	Générateurs de vapeur à tubes à l'eau
Mise en route (à puissance équivalente)	Lente (grand volume d'eau à chauffer)	Rapide

Adaptation aux changements de régime	Médiocre (inertie importante)	Bonne
Surface de chauffe	moyenne	Elevée
Sécurité	médiocres	Bonne
Encombrement	faible	Fort
Prix	limité	Elevé
Applications usuelles		
<ul style="list-style-type: none"> • Puissance • Débit • Timbre (Pression à max d'utilisation) 	<ul style="list-style-type: none"> • Moyennement élevée • 1,5 à 25 t/h • 10 à 20 bars 	<ul style="list-style-type: none"> • Importante • 4 à 200 t/h • 90 à 100 bars (en Circulation naturelle) et jusqu'à 225 bar (circulation forcée)

I.4. Circulation d'eau dans les générateurs de vapeur

La circulation de l'eau ou de l'émulsion d'eau et de vapeur dans les tubes de la chaudière est dans l'objectifs d'assurer d'une part le refroidissement correct des tubes situés dans les zones les plus chaudes ou exposées au rayonnement direct du feu, et qui reçoivent à cette partie, le flux maximal de chaleur, et d'autre part, d'assurer le passage du fluide chauffé de l'état eau à l'état émulsion eau et vapeur [1].

Une bonne circulation, elle évite l'arrivée de grosses bulles dans les collecteurs de vapeur ainsi que l'émulsion tumultueuse qui favorise un phénomène particulier appelé « primage », qui est l'entraînement de l'eau dans de la vapeur [8].

La circulation dans la chaudière peut normalement être des trois catégories que sont :

I.4.1. Circulation naturelle

La circulation naturelle du mélange eau-vapeur est dite naturelle, en ce qu'elle s'établi d'elle-même dans les circuits du générateur de vapeur pas le jeu des différences de masse volumique des colonnes de fluide en présence [9]. Elle est basée sur le principe schématisé sur la figure (I.4). Elle est plus active à basse puissance, elle s'amorce facilement lors du démarrage

des installations. Cela explique la souplesse et la simplicité des chaudières à circulation naturelle [9].

La circulation de l'eau dans une chaudière à tube d'eau comporte un réservoir supérieur (appelé ballon de chaudière), dont partent de gros tubes placés hors du feu (appelés « tubes de chutes »), Les tubes du foyer sont raccordés à ce ballon inférieur ou à ces collecteurs. L'eau d'appoint (eau froide) est introduite dans un ballon supérieur, vu que la densité de cette eau est plus grande que celle de l'eau plus chaude déjà existante, elle va descendre par ces tubes naturellement. Durant cette descente, elle commence à prendre la chaleur jusqu'à atteindre une zone où elle devient particulièrement chaude et sa densité bien plus faible, dans ce cas, elle monte et revient au ballon dans lequel elle a été introduite. Ce mouvement parcouru par l'eau (on peut imaginer la trajectoire d'une seule goutte) n'était pas obtenu avec une pompe : pour cela, il est nommé : à circulation naturelle [6].

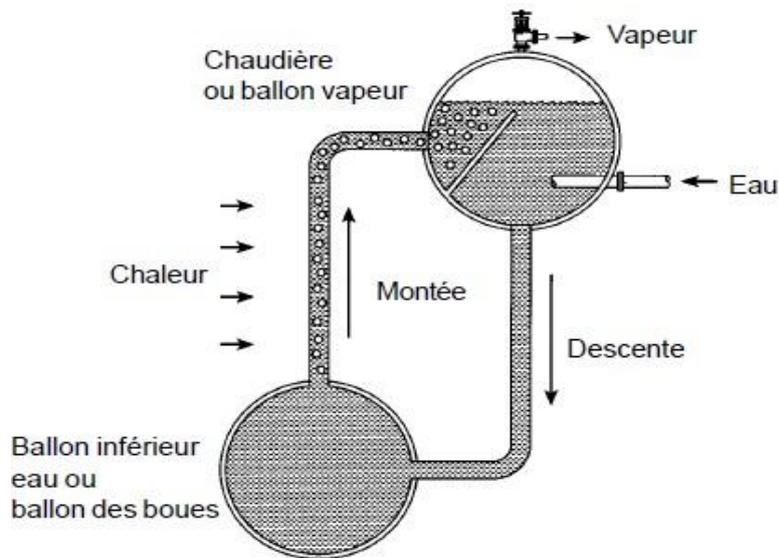


Figure I.4: Principe de la circulation naturelle.

I.4.2. La circulation forcée

La circulation forcée d'eau dans une chaudière, permet de refouler l'eau par la pompe et la circuler dans les tubes et dans les collecteurs, qui détermine la perte de charge totale des circuits évaporateurs et surchauffeurs et joue le rôle de stabilisateur [6].

Dans les chaudières à circulation forcée, l'emploi de petits tubes et la nécessité de prévoir des pertes de charges stabilisatrices entraîne une chute importante (élevée) entre l'alimentation en

eau et la sortie de la vapeur d'environ 30 à 40% de la pression d'admission (250bars) contre 20 à 25% pour une chaudière à circulation naturelle [8].

Cette circulation constitue un avantage appréciable car il en résulte une répartition plus uniforme de la température du métal et des dilatations de l'ensemble du générateur. Elle est utilisée pour toutes les pressions sous-critiques et supercritiques, on n'emploie pas à des pressions inférieures à 80 bars (en raison du coût).

I.5. Principe de fonctionnement d'un générateur de vapeur

Quel que soit le modèle que vous avez, le principe de fonctionnement d'un générateur de vapeur repose sur des éléments qui varient peu :

- Un générateur de vapeur a besoin d'un combustible, d'une source d'énergie : bois, fioul, gaz, électricité, ou plus récemment, air.
- Pour les chaudières à combustion, le carburant est brûlé, et c'est cette action qui produit de la chaleur.
- Pour les modèles électriques ou thermodynamiques, il n'y a pas de combustion, mais l'utilisation d'une source d'énergie "invisible".
- Dans tous les cas, l'énergie utilisée ou dégagée par la combustion sert à produire de la chaleur, qui se transmet ensuite à des circuits reliés à des émetteurs de chaleur (radiateurs, planchers chauffants) et/ou au dispositif d'alimentation en fluide caloporteur (eau dans le cadre de cette étude).
- Le passage des fumées de combustion dans la chaudière depuis le foyer de combustion jusqu'à la cheminée
- Les vapeurs dégagées et résidus de combustion sont évacués, sauf dans les modèles à Condensation, dans lesquels la vapeur est réutilisée en circuit interne.

Le fonctionnement des générateurs de vapeur fait appel aux connaissances de la thermodynamique et de transfert de chaleur. On peut facilement faire l'analogie avec une casserole remplie d'eau au contact d'une source de chaleur.

Ainsi l'eau contenue dans la casserole élève sa température jusqu'à sa température, d'évaporation (ébullition) ; puis, elle change de phase et devient vapeur. La température de changement de phase correspond à l'état saturé de l'eau, elle est fonction de la pression du système.

La température de l'eau augmente par échange de chaleur et diminue lentement de densité. Ensuite, la température et la pression sont conservées et l'eau diminue de densité de façon significative pour changer de phase. Dans certaines chaudières, on souhaitera une vapeur surchauffée, ou encore appelée vapeur sèche. Le calcul de l'énergie nécessaire à l'évaporation peut se faire avec la différence des enthalpies et les chaleurs spécifiques (constante).

Les modes de transfert de chaleur, dans un générateur de vapeur par ordre d'importance sont le rayonnement, la convection et la conduction. Dans un premier temps, la combustion prenant place dans le foyer dégage une forte quantité de chaleur, matérialisée par une flamme, qui est transférée par rayonnement. Puis les fumées chaudes parcourent le générateur en transférant leurs potentielles énergétiques à l'eau par convection et conduction à travers les tubes [6].

I.6. Différents composants d'un générateur de vapeur

Un générateur de vapeur est constitué par les éléments suivants :

- Le corps. Chaudière ainsi de tout équipements reliés (tuyauterie, collecteur de vapeur, Etc....)
- Un bruleur qui assure la présence de la flamme pour chauffer le fluide caloporteur.
- Un réservoir d'eau d'alimentation.
- Des pompes d'alimentation pour le réservoir et le remplissage de la chaudière.
- Des vannes qui assurent la protection et le transport le fluide caloporteur et le combustible.
- Pressostat ou un détecteur de pression.
- Soupapes de protection et de vidange.
- Sondes de niveau pour réservoir et chaudière.

I.6.1. Description des éléments de chaudière

I.6.1.1. Réservoir (ballon)

Est un élément principal dans le générateur de vapeur, il est constitué de deux ballons supérieur et inférieur.

La vapeur occupe la partie supérieure du corps cylindrique (ballon supérieur) et l'eau occupe la partie inférieure (ballon inférieur).

Le ballon est un gros cylindre horizontal à parois épaisses qui se trouve à la partie supérieure de la chaudière et dont le rôle est multiple, à savoir :

- La séparation de l'eau et de la vapeur contenues dans l'émulsion
- L'équilibrage des pressions eau et de vapeur grâce au maintien d'un plan d'eau
- L'introduction de l'eau d'alimentation dans le système évaporateur
- La répartition correcte de l'eau d'alimentation dans les tubes de descente, avec le minimum d'entraînement de vapeur
- L'introduction et la dilution des produits de traitement de l'eau de la chaudière
- L'extraction de déconcentration.

I.6.1.2. Chambre de combustion (Foyer)

C'est une chambre cylindrique dans laquelle se passe la combustion du carburant, constituée par les tubes d'écrans vaporisateurs, dont le rôle principal est d'assurer la combustion dans des conditions correctes, à savoir une sécurité, un bon rendement, un minimum d'entretien, avec parfois la possibilité d'utiliser soit séparément ou ensemble plusieurs combustibles afin d'assurer une partie non négligeable de l'échange thermique de la chaudière et de préférence une partie importante de la vaporisation. La chaleur introduite dans la chambre de combustion après la combustion se divise en [5] :

- Chaleur transférée au fluide directement par les parois
- Chaleur évacuée par les fumées à la sortie du foyer
- Chaleur perdue vers l'extérieur par les calorifugées du foyer (souvent négligeable, de l'ordre de 0.2%).

I.6.1.3. Brûleur

Le brûleur est la partie cruciale dans la chaudière, il est constitué principalement d'un distributeur d'air de combustion et d'un injecteur de combustible [4] :

Il a pour fonction de mélanger le combustible avec l'air et de fournir de l'énergie grâce à la combustion du mélange ainsi obtenu.

I.6.1.4. Appareils de sécurité

Les appareils qui protègent la chaudière sont les suivantes : manomètre, soupape de sureté et les vannes de régulation...

I.6.1.5. Pompes

Sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement des fluides pompés, l'idée est de citer les principes les plus courants [10] :

- **Pompe d'alimentation :**

Une pompe à haute pression, sa pression doit être supérieure à la pression de travail de la chaudière.

- **Pompe et régulateur de pression :**

La pompe qui aspire le gaz naturel a également pour mission de maintenir, via un régulateur, une pression suffisante au gaz pour permettre sa pulvérisation.

I.6.1.6. Cheminée

La cheminée d'un générateur de vapeur permet l'évacuation de fumée vers l'extérieur de la locale de générateur. L'évacuation de fumée peut être faite par une convection naturelle provoquée par la différence de densité entre l'air et la fumée chaude.

I.6.1.7. Appareils de récupérations :

Leur rôle est d'épuiser le plus possible la chaleur contenue dans les gaz brûlés avant leurs rejets dans l'atmosphère en améliorant le rendement de la chaudière.

I.7. Problématique des générateurs de vapeur

Les générateurs de vapeur sont soumis à des conditions sévères de haute Température, haute pression, durent leur fonctionnement continu. Toutes ces conditions ont une influence sur le bon fonctionnement de générateur de vapeur, et parfois des conséquences graves, peuvent provoquées l'explosion du générateur de vapeur [11]. Les explosions des générateurs de vapeur sont de deux (02) sortes :

1. Explosion des parties sous pression (côté eau).
2. Explosion de la chambre de combustion (côté feu)

Les explosions de chaudière dues à la surpression interne sont généralement désastreuses, souvent catastrophiques avec des dommages souvent étendus au personnel.

I.8. Conclusion

L'objectif de ce chapitre était de donner une étude théorique sur les générateurs de vapeur.

Les générateurs de vapeur ont un rôle très important. La gamme d'utilisation est vaste depuis le domestique à l'industrie en passant par le tertiaire, mais la complexité de leur installation et parfois même l'impossibilité de la satisfaction des conditions nécessaires pour certaines chaudières ainsi que la limitation du domaine d'utilisation le cas des chaudières à tube de fumées.

Dans le cadre de ce travail notre intérêt portera sur le générateur de vapeur tube à l'eau (industriel) du type serpent, utilisé dans le complexe CEVITAL, pour le raffinage des huiles alimentaires, et qui fera l'objet du chapitre(II).

Chapitre II

Bilan énergétique du générateur de vapeur

II.1. Introduction

La production de la vapeur au niveau des générateurs de vapeur à CEVITAL nécessite une quantité de chaleur suffisante et qui provient dans ce cas du gaz naturel. Le calcul d'une chaudière fait appel à la plupart des phénomènes physiques ou chimiques. Une description de ses caractéristiques et celles de la combustion et calcul du rendement et des différents paramètres.

II.2. Combustion

II.2.1 Généralité sur la combustion

La combustion est une réaction chimique qui a lieu lors de la combinaison entre l'oxygène et matière combustible. Cette réaction produit essentiellement un grand dégagement de chaleur, les composants de la combustion sont les suivant :

- Le combustible : le corps qui brûle
- Le comburant : le corps qui sert à la combustion
- Le produit de combustion : les corps qui apparaissent au cours d'une transformation chimique.

II.2.2. Pouvoir calorifique

C'est la quantité de chaleur produite par la combustion totale d'une quantité de combustible.

Dans le milieu scientifique ; on l'exprime souvent en [kJ /kg] de combustible [12].

- **Pouvoir calorifique supérieur PCS**

Le pouvoir calorifique supérieur représente l'énergie dégagée par la combustion complète d'un kg ou d'un m³ de combustible, en récupérant la chaleur de condensation de l'eau dans les fumées. Les chaudières à condensation utilisent ce procédé pour augmenter leur rendement.

- **Pouvoir calorifique inférieur PCI**

Le pouvoir calorifique inférieur représente l'énergie dégagée par la combustion complète d'un kg ou d'un m³ de combustible sans récupérer la chaleur de condensation de l'eau dans les fumées.

II.2.3. Paramètres de la combustion

✓ Teneur en CO₂ et O₂ :

La combustion peut être caractérisée par l'excès d'air (x) ou la teneur en O₂ ou encore la teneur en CO₂ des fumées. A l'aide du taux de CO_{2max}, propre à chaque carburant et la mesure d'oxygène utilisé ; la concentration volumique en dioxyde de carbone peut être calculée par la formule suivante [4] :

$$CO_2\% = CO_{2max}\% \cdot [1 - (O_2\% / 21)]$$

La teneur maximale en CO₂ que l'on peut atteindre dans les gaz de combustion est de **15,2 %** pour le fioul et de **11,9 %** pour le gaz naturel. Pratiquement, il est impossible de régler le brûleur à ces valeurs sans produire d'imbrûlés (suie, CO).

Généralement les valeurs cibles sont de :

- **12,5 %** pour les chaudières fuel de moins de 400 kW.
- **13 %** pour les chaudières fuel de plus de 400 kW.
- **10 %** pour les chaudières gaz naturel

✓ Excès d'air :

C'est la quantité d'air au-delà de la stœchiométrie nécessaire à la combustion complète du combustible. Cet excès d'air est en général de 2 à 10% sur les équipements de chauffe industriels. Un trop faible excès d'air peut conduire à une combustion incomplète, des fumées noires, un étouffement du four. Un trop large excès d'air conduit essentiellement à une perte de rendement. Le calcul de lambda se fait à partir de la connaissance du CO_{2max} du carburant sélectionné et du CO₂ calculé, en utilisant la formule suivante [4] :

$$X = CO_{2max}\% / CO_2\% = 21 / (21 - O_2\%)$$

II.3. Combustible utilisé

Le combustible utilisé est le gaz naturel, c'est le combustible le plus consommé par les industries algériennes.

II.3.1. Composition volumique du gaz naturel

Tableau II.1: composition volumique en % du gaz naturel [13]

Constituant	Formule chimique	Composition volumique en %
Méthane	CH ₄	89,1
Ethane	C ₂ H ₆	6,2
Propane	C ₃ H ₈	0,6
Butane	C ₄ H ₁₀	0,17
Pentane	C ₅ H ₁₂	0,03
Azote	N ₂	3,9

II.3.2. Composition massique du gaz naturel

Le passage de la composition volumique à la composition massique peut se faire à l'aide de la formule suivante [14] :

$$\mu_i = \frac{C_i m_i}{\sum C_i m_i}$$

Tableau II.2: composition massique en % du gaz naturel [13].

Formule chimique	C _i (%)	m _i (g.mol ⁻¹)	C _i m _i	Composition massique en %
CH ₄	89,1	16	14,256	82,2629
C ₂ H ₆	6,2	30	1,86	10,7329
C ₃ H ₈	0,6	44	0,0016	0,009
C ₄ H ₁₀	0,17	58	0,0986	0,5689
C ₅ H ₁₂	0,03	72	0,0216	0,1264
N ₂	3,9	28	1,092	6,3012

II.4. Débit masse du combustible

Le débit quantité molaire de combustible est défini [13] :

$$N_{\text{comb}} = \frac{V_{\text{comb}}}{\dot{v}_{\text{comb}}} = \frac{V_{\text{comb}} P_{\text{comb}}}{R T_{\text{comb}}} \quad (\text{II. 1})$$

\dot{v}_{comb} : volume du combustible [m^3].

R : constante molaire des gaz parfaits [$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \text{K}^{-1}$].

$$R = 8,314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 8314 \text{ J} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Les données exploitées dans le tableau (II.3), sont prises dans les fiches techniques du constructeur tel que : la pression, la température, le volume de combustible, et le (PCI) :

Tableau (II.3) : Caractéristique du combustible (Gaz naturel)

Caractéristique du combustible (Gaz naturel)	Unité	Valeurs utilisées par le service technique
Débit-volumique (Q_v)	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	0,4314
Pression (P_{comb})	Pa	$1,045 \cdot 10^5$
Température (T_{comb})	K	308,15
PCI	kJ/kg	32970
L'excès d'air (X)	-	1,1

$$N_{\text{comb}} = \frac{0,4314 \times 1,045 \cdot 10^5}{8314 \times 308,15} = 0,0176 \text{ kmol} \cdot \text{s}^{-1}$$

La masse molaire du combustible est :

$$m_{\text{comb}} = C_{\text{CH}_4}^F m_{\text{CH}_4} + C_{\text{C}_2\text{H}_6}^F m_{\text{C}_2\text{H}_6} + C_{\text{C}_3\text{H}_8}^F m_{\text{C}_3\text{H}_8} + C_{\text{C}_4\text{H}_{10}}^F m_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + C_{\text{C}_5\text{H}_{12}}^F m_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + C_{\text{N}_2}^F m_{\text{N}_2}$$

$$m_{\text{comb}} = 0,891 \times 16 + 0,062 \times 30 + 0,006 \times 44 + 0,0017 \times 58 + 0,0003 \times 72 + 0,039 \times 28$$

$$m_{\text{comb}} = 17,5922 \text{ kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$$

Le débit masse du combustible est donc :

$$\dot{m}_{\text{comb}} = N_{\text{comb}} \times m_{\text{comb}} = 0,0176 \times 17,5922$$

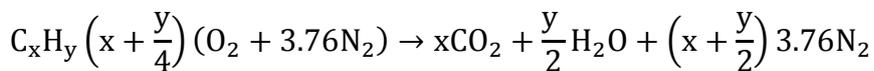
$$\dot{m}_{\text{comb}} = 0,31 \text{ kg.s}^{-1}$$

II.5. Étude thermochimique de la combustion

II.5.1. Réaction de la combustion

La combustion est un ensemble de réaction chimique qui dégage de l'énergie sous forme de chaleur, quand on réalise la combustion d'un combustible, on fait réagir les substances contenant le combustible utilisé avec le dioxygène (O₂).

D'une manière générale, la combustion complète d'un composé hydrocarboné produit du dioxyde de carbone (CO₂) et de l'eau (H₂O).



Avec :

C_xH_y : Composant du gaz naturel.

O₂ : Oxygène.

N₂ : Azote.

CO₂ : dioxyde de carbone.

H₂O : eau.

Cependant, cette réaction ne représente qu'un bilan global de la combustion. Des espèces intermédiaires de réaction sont formées à partir du combustible initial et contribuent à la production de ces produits (CO₂ et H₂O) ainsi qu'à celle de composés plus lourds lors d'une combustion incomplète.

II.5.2. Équation stœchiométrique de la combustion du gaz naturel

Le combustible exige au minimum, pour brûler complètement, la quantité d'oxygène stœchiométrique :

$$M_{O_2, \text{stoc}} = 2C_{CH_4}^F + 3.5 C_{C_2H_6}^F + 5C_{C_3H_8}^F + 6.5C_{C_4H_{10}}^F + 8C_{C_5H_{12}}^F$$

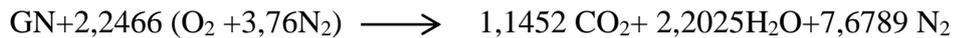
$$M_{O_2, \text{stoc}} = 2 \times 0,891 + 3,5 \times 0,062 + 5 \times 0,006 + 6,5 \times 0,0017 + 8 \times 0,0003$$

$$M_{O_2, \text{stoc}} = 2,04245 \text{ kmol d'air. kmol}^{-1} \text{ de combustible}$$

D'où :



Utilisant le facteur d'excès d'air ($X = 1,1$) on aura :



II.5.3. Quantité d'air effective

La quantité d'air effective est donnée par la relation suivante [13] :

$$m_L = X \cdot \frac{M_{O_2, \text{stoc}}}{0,21} \quad (\text{II. 2})$$

$$m_L = 1,1 \frac{2,0424}{0,21}$$

$$m_L = 10,6982 \text{ kmol d'air. kmol}^{-1} \text{ de combustible}$$

➤ Masse molaire de l'air :

$$m_A = 0,79m_{N_2} + 0,21m_{O_2}$$

$$m_A = (0,79 \times 28) + (0,21 \times 32)$$

$$m_A = 28,84 \text{ kg d'air. kmol}^{-1} \text{ de combustible}$$

➤ Débit masse de l'air est donc [13] :

$$\dot{m}_A = m_L \times m_A \times N_{\text{comb}} \quad (\text{II. 3})$$

$$\dot{m}_A = 10,6982 \times 28,84 \times 0,0176 = 5,43 \text{ kg d'air. s}^{-1}$$

➤ Débit-masse de gaz de combustion est donné par le bilan de masse [13] :

$$\dot{m}_G = \dot{m}_{\text{comb}} + \dot{m}_A \quad (\text{II. 4})$$

$$\dot{m}_G = 0,31 + 5,43 = 5,74 \text{ kg d'air.s}^{-1}$$

II.6. Bilan énergétique de la chaudière

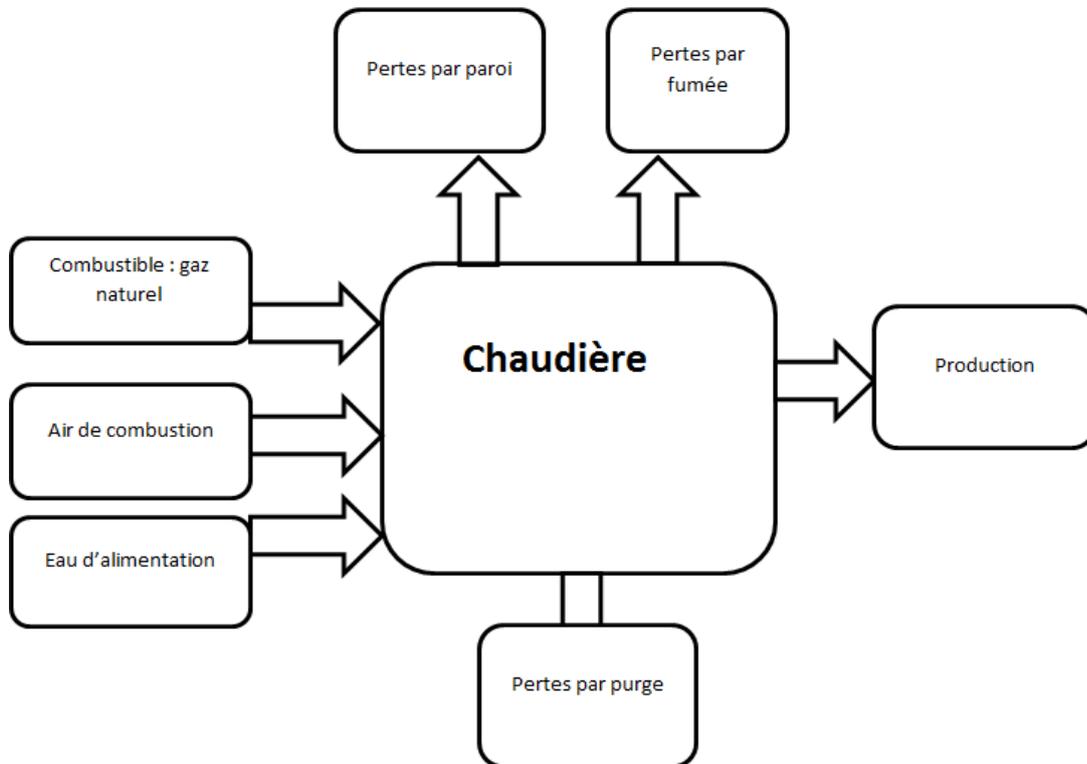


Figure II.1: Bilan énergétique de la chaudière.

II.6.1. Puissance introduite dans la chaudière

La puissance introduite dans la chaudière c'est la puissance contenue dans le combustible [12].

La puissance contenue dans la chaudière se définit comme [12] :

$$P_i = \dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI} \quad (\text{II. 5})$$

II.6.2. Puissance utile

L'eau entre dans la chaudière à l'état liquide puis il commence à se vaporiser et une fois vaporiser il subit une surchauffe jusqu'à une température T_{surch} qui est la température de sortie d'eau dans la chaudière.

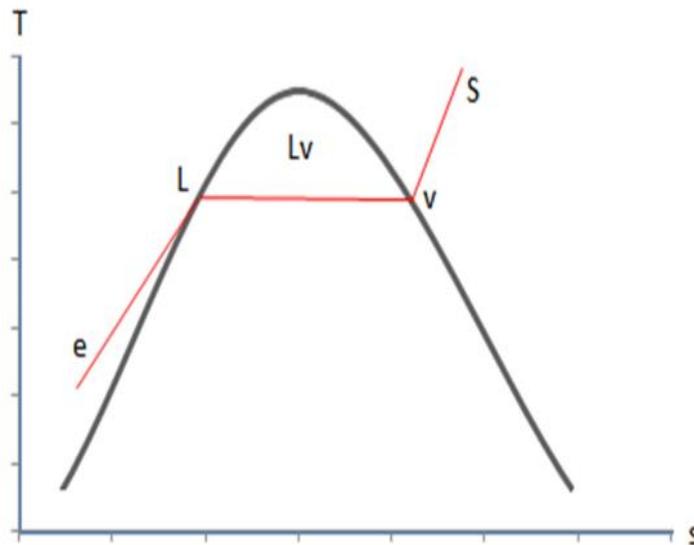


Figure II.2 : Diagramme de changement de phase de l'eau.

La formule de puissance utile se définit par la relation suivante [15] :

$$P_{\text{utile}} = \dot{m}_e [(h_{\text{liq}} - h_e) + L_v + (h_{\text{surch}} + h_{\text{vap}})]$$

On peut calculer la puissance utile par une autre formule [12] :

$$P_{\text{utile}} = P_i - \sum \text{Pertes} \quad (\text{II. 6})$$

II.6.3. Pertes globales

La perte globale représente la somme des pertes dans la chaudière, ces pertes sont de nature et d'importance différente.

Si le rendement est calculé base PCI, on ne prend en compte que la chaleur d'échauffement de la vapeur à la pression partielle qu'elle a dans les fumées, entre sa température à la sortie du réchauffeur d'air et la température de référence.

Les pertes par imbrûlés, ou par combustion incomplète, se composent d'imbrûlés solides (perte par carbone dans les mâchefers et dans les suies) et d'imbrûlés gazeux (CO, hydrogène et hydrocarbures). Elles sont fortement réduites (imbrûlés solides) ou annulées (imbrûlés gazeux) lorsque l'on a réuni les éléments favorables à une bonne combustion.

$$P_{\text{globale}} = \sum \text{pertes} = P_{\text{fum}} + P_{\text{par}} + P_{\text{pur}}$$

Parmi les pertes les plus typiques d'une chaudière on distingue

- Les pertes par les fumées.
- Les pertes par les parois.
- Les pertes par purge.

II.6.4. Pertes par fumées

Ces pertes représentent la chaleur emportée par les gaz chauds sortant de la cheminée, ce sont les pertes les plus importantes elles représentent environ (5 à 20 % de l'énergie entrante au générateur).

La formule se définit comme [12] :

$$P_{\text{fum}} = k \frac{T_{\text{fum}} - T_{\text{air}}}{\% \text{CO}_2} \quad (\text{II. 7})$$

Cette formule ne tient pas compte des pertes par les imbrulées.

Avec :

T_{fum} : Température des fumées à la sortie de la chaudière [K].

T_{air} : Température ambiante [K].

% CO_2 : teneur en CO_2 des fumées [%].

k : ce coefficient dépend de la nature combustible.

Tableau II.4: le coefficient dépend de la nature combustible [16]

k \ facteur d'air	10%	20%	30%
Gaz naturel	0,593	0,582	0,572
GPL	0,53	0,519	0,508
Fiole	0,585	0,565	0,558

II.6.5. Pertes par parois de la chaudière

Ces pertes proviennent des échanges de chaleur par convection et rayonnement entre les parois chaudes de la chaudière et l'air ambiant.

Ces pertes dépendent surtout des dimensions géométriques et la nature des matériaux des parois de la chaudière un bon calorifugeage de la chaudière permet de réduire notablement ces pertes :

II.6.5.1. Pertes par rayonnement :

Le rayonnement est l'émission d'ondes électromagnétiques par un corps chauffé.

Elles correspondent aux échanges thermiques entre la surface extérieure et l'ambiance est donnée par la formule définie [16] :

$$P_{\text{ray}} = \varepsilon \times \sigma \times S(T_{\text{par}}^4 - T_{\text{air}}^4) \quad (\text{II. 8})$$

Avec :

P_{ray} : perte par rayonnement [W]

ε : l'émissivité du matériau donnée par le thermomètre infrarouge [$\varepsilon=0.95$]

σ : constante de Boltzmann [$5,6697 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{k}^{-4}$]

II.6.5.2. Perte par convection :

La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide (liquide ou gaz).

La quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide est exprimée par l'équation de Newton [16].

$$P_{\text{conv}} = h \times S (T_{\text{par}} - T_{\text{air}}) \quad (\text{II. 9})$$

S'exprime par la relation [17] :

$$\text{Nu} = \frac{h \times \lambda}{D} \quad (\text{II. 10})$$

Donc :

$$h = \frac{\text{Nu} \times D}{\lambda}$$

Donne notre étude, le nombre de Nusselt défini par la relation [18] :

$$\text{Nu} = C \times \text{Ra}^n \quad (\text{II. 11})$$

Avec :

C et n : des coefficients de corrélations.

Ra : nombre de Rayleigh est défini par :

$$\text{Ra} = \text{Ga} \times \text{Pr}$$

Le nombre de Prandtl, Pr=0,7282 correspond à la température d'air ambiant dans [Annexe 1]

Gr : nombre de Grashof est défini par la relation :

$$\text{Gr} = \frac{\beta \times g \times \Delta T \times D^{-3}}{\nu^2} \quad (\text{II. 12})$$

Les coefficients de corrélations sont obtenus d'après les relations suivants [19] :

$$\text{Nu} = 1,18 \text{ Ra}^{0.125} \quad \text{si} \quad 10^{-3} < \text{Ra} < 5 \cdot 10^2$$

$$\text{Nu} = 0,54 \text{ Ra}^{0.25} \quad \text{si} \quad 5 \cdot 10^2 < \text{Ra} < 2 \cdot 10^7$$

$$\text{Nu} = 0,13 \text{ Ra}^{0.33} \quad \text{si} \quad 2 \cdot 10^7 < \text{Ra} < 10^{13}$$

II.6.6. Pertes par purges

Ces pertes proviennent de la chaleur sensible des purges. Elles peuvent être réduites par un traitement adéquat d'alimentation et un bon système de retour de condensats. Ces pertes dépendent de la température et du débit des purges.

Les pertes par purges sont estimées de (1 à 5%) [12].

$$P_{\text{pur}} = P_i \frac{y}{100} \quad (\text{II. 13})$$

P_i : puissance introduite [KW].

P_{pur} : perte par purge [KW].

Y : l'estimation de perte par purge.

II.6.7. Rendement utile

Le rendement utile η_{utile} d'une chaudière est son rendement instantané lorsque le bruleur fonctionne. C'est le rapport entre la puissance contenue dans le combustible et la puissance thermique transmise à l'eau de chauffage, et définie [12] :

$$\eta_{\text{utile}} = \frac{p_u}{p_i} = 1 - \frac{\text{perte globale}}{\text{puissance introduite}} \quad (\text{II. 14})$$

II.7. Bilan énergétique de chaudière étudiée à CEVITAL

➤ Description de la chaudière

C'est une chaudière tube à eau, haute pression, du type à serpentin, verticale. Avec des parois parfaitement calorifugées. L'eau surchauffée produite par la chaudière est utilisée dans un échangeur de chaleur pour chauffer l'huile dans la partie désodorisation.

Généralement la chaleur produite par la combustion n'est jamais totalement transférée ou récupérée par le fluide, car il existe toujours des pertes dues à différents facteurs.

➤ Pertes à étudier dans cette chaudière

- Les pertes par fumée
- Les pertes par la paroi (juste la paroi au-dessus)

Pour les valeurs utilise dans les calculs qui suivent, sont mesuré par le thermomètre infra-rouge tel que : les températures, et les autres paramètres sont pris de la fiche technique de la chaudière étudié.

Tableau (II.5) : Caractéristique de la chaudière étudiée.

Caractéristique de la chaudière	Valeurs utilisées par le service technique
Température d'entrée de la vapeur d'eau T_e (K)	537,15
Température de sortie de la vapeur d'eau T_s (K)	493,15
Température de la paroi T_{par} (K)	362,15

Température de la fumée $T_{\text{fum}} \text{ (K)}$	562,15
Température d'air $T_{\text{air}} \text{ (K)}$	303,15
Surface totale d'échange $S \text{ (m}^2\text{)}$	1,27
Diamètre de la chaudière (m)	1,2722

III.7.1. Énergie introduite

$$P_i = \dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI} = 0,31 \times 32970 = 10245,33 \text{ kW}$$

III.7.2. Énergie utile

$$P_{\text{utile}} = P_i - \sum \text{pertes}$$

III.7.3. Différentes pertes

$$P_{\text{globale}} = \sum \text{pertes} = p_{\text{fum}} + p_{\text{par}} + P_{\text{purge}}$$

Dans la chaudière étudiée il n'y a pas de purge.

Donc :

$$P_{\text{globale}} = \sum \text{pertes} = p_{\text{fum}} + p_{\text{par}}$$

II.7.3.1. Pertes par parois

On a seulement les pertes par la paroi au-dessus, car les autres parois sont parfaitement calorifugées.

- **Pertes par rayonnement**

$$P_{\text{ray}} = \varepsilon \times \sigma \times S (T_{\text{paroi}}^4 - T_{\text{air}}^4)$$

Avec:

$$\varepsilon = 0,95, \sigma = 5,667 \cdot 10^{-11} \text{ KW}/(\text{m}^2\text{K}^4)$$

$$P_{\text{ray}} = 0,95 \times 5,667 \cdot 10^{-11} \times 1,27(362,15^4 - 303,15^4) = 0,599 \text{ KW}$$

- **Pertes par convection**

$$P_{\text{conv}} = h \times S (T_{\text{paroi}} - T_{\text{air}})$$

h coefficient d'échange convectif de la chaleur s'exprime par la relation :

$$h = \frac{N_u \times \lambda}{D}$$

D'après la table [annexe 1].

$$Pr = 0,7282, \lambda = 2,588 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.k}$$

➤ Calcul nombre de Nusselt [18]:

$$N_u = c \times Ra^n$$

Les valeurs des coefficients de corrélations sont obtenues d'après la relations suivante [19] :

$$Nu = 0,13 Ra^{0,33}$$

$$c = 0,13 \quad n = 0,33$$

➤ Calcul du nombre de GRASHOF :

$$Gr = \frac{\beta \times g \times \Delta T \times D^3}{\nu^2}$$

Avec :

$$g = 9,8 \text{ m.s}^{-2}, \quad \beta = 3,5009 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}, \quad \Delta T = 59 \text{ K}, \quad \nu = 1,516 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$T_{\text{moy}} = \frac{T_e + T_s}{2} = \frac{537,15 + 493,15}{2} = 515,15 \text{ K}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{moy}}} = 1,9412 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Donc :

$$Gr = \frac{1,9412 \cdot 10^{-3} \times 9,8 \times 59 \times 1,2722^3}{(1,516 \cdot 10^{-5})^2}$$

$$Gr = 1,0056 \cdot 10^{10}$$

Dans notre cas :

$$R_a = P_r \times G_r$$

$$R_a = 1,0056 \cdot 10^{10} \times 0,7282 = 7,3227 \cdot 10^9$$

$$Nu = 0,13 (7,3227 \cdot 10^9)^{0,33} = 234,0371$$

Donc :

$$h = \frac{234,0371 \times 2,588 \cdot 10^{-2}}{1,2722} = 4,7609 \cdot 10^{-3} \text{ KW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{k}^{-1}$$

Finalement on obtient :

$$P_{\text{conv}} = 4,7609 \cdot 10^{-3} \times 1,27 \times (362,15 - 303,15) = 0,3567 \text{ KW}$$

Donc:

$$P_{\text{paroi}} = P_{\text{ray}} + P_{\text{conv}} = 0,9557 \text{ kW}$$

II.7.3.2. Pertes par fumées

$$P_{\text{fum}} = k \frac{T_{\text{fum}} - T_{\text{air}}}{\% \text{ CO}_2}$$

On a

$$\% \text{ CO}_2 = 10, k = 0,593 \text{ (tableau III.3)}$$

$$P_{\text{fum}} = 0,593 \frac{562,15 - 303,15}{10} = 15,3587\%$$

$$P_{\text{fum}} = 0,153587 \times 0,32 \times 32970 = 1620,4042 \text{ kW}$$

II.7.4. Pertes globales de la chaudière étudiée

Les pertes globales sont :

$$\sum \text{pertes} = P_{\text{fum}} + P_{\text{par}}$$

$$\sum \text{pertes} = 1620,4042 + 0,9557 = 1621,3597 \text{ kW}$$

Donc :

$$P_{\text{utile}} = P_i - \sum \text{pertes}$$

$$P_{\text{utile}} = 10245,33 - 1621,3597 = 8624,9703 \text{ kW}$$

II.7.5. Rendement utile

$$\eta_{\text{utile}} = \frac{P_u}{P_i} = 1 - \frac{\sum \text{pertes}}{P_i}$$

$$\eta_{\text{utile}} = \frac{8624,9703}{10245,33} = 0,84 = 84\%$$

II.8. Analyse et discussion des résultats

II.8.1. Analyse d'énergie sortante et les différentes pertes

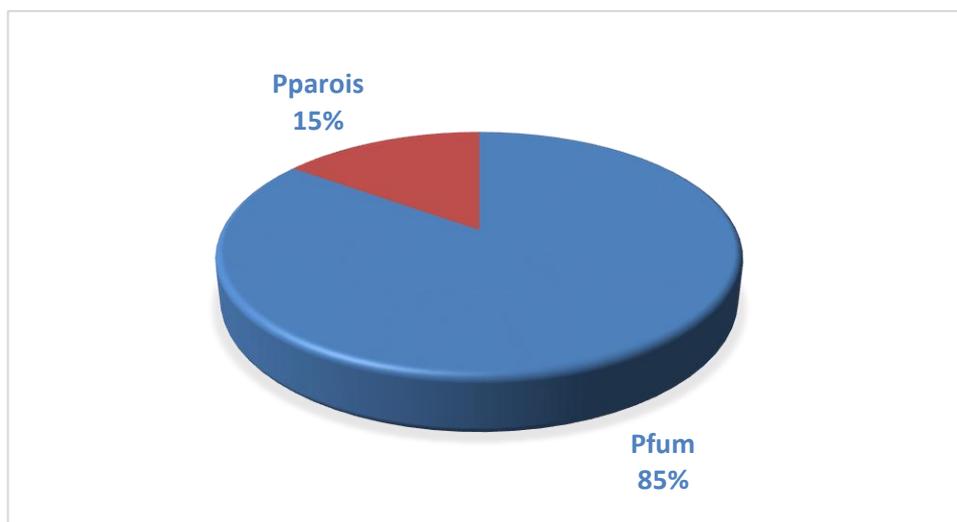


Figure II.3 : Énergie sortante et les différentes pertes dans la chaudière.

La figure nous permet de faire une évaluation des pertes globale par rapport à l'énergie entrante. On remarque que les pertes par fumées sont beaucoup plus importantes représente 85 %, et les pertes par parois représente 15%.

Les pertes par parois sont presque nulles parce que les parois de la chaudière sont parfaitement calorifugées.

II.8.2. Analyse des pertes par fumée

Tableau II.6 : les pertes par fumée [13].

T(k) \ P(kW)	550,15	562,15	570,15
10% (CO ₂)	1545,15	1620,4	1670,15
20% (CO ₂)	758,33	795,173	819,73
30% (CO ₂)	496,86	521,006	537,09

Le tableau nous permet de faire une évaluation des pertes par fumée en fonction de la température. On voit donc que quand la température des fumées augmente ; les pertes augmentent.

Quand le facteur d'air augmente ; les pertes par fumée diminuent.

II.8.3. Analyse de rendement utile

Tableau II.7 : le rendement utile.

	Valeurs utilisées par le service technique		
Pertes par fumée (kW)	1546,26	1621,34	1671,39
Rendement utile	0,85	0,84	0,83

Le tableau nous permet de faire une évaluation de rendement utile en fonction des pertes par les fumées. Nous remarquons que quand les pertes par fumée augmentent ; le rendement diminue.

II.9. Conclusion

D'après les calculs on a trouvé que les pertes par fumées sont plus importantes que les autres pertes.

Cela montre que les pertes par la fumée ont une grande influence sur le rendement de la chaudière, qu'elles peuvent provenir d'un excès d'air excessif qui peut être dû aux :

- Un mauvais réglage au niveau du brûleur.
- Des problèmes d'entretien tels qu'une mauvaise distribution de l'air.

La température des fumées est très élevée, cette augmentation provoque une diminution du rendement de la chaudière.

Le calorifugeage des parois de la chaudière permet de conserver l'énergie thermique ; ça explique pourquoi les pertes par parois sont presque nulles.

Chapitre III

Calcul hydraulique

III.1. Introduction

Il est important et nécessaire de calculer les pertes de charge engendrées par le déplacement d'un fluide dans un réseau de tuyauterie, le calcul de ces pertes de charge n'est pas facile, car il y a la contrainte de la diversité des formules utilisées.

Dans ce présent chapitre nous allons étudier les pertes de charge, et donner les formules de calculs qui sont les plus utilisées dans ce domaine.

III.2. Généralités

III.2.1. Tuyauterie

La tuyauterie ou la conduite hydraulique, c'est une canalisation qui assure la liaison et l'écoulement d'un fluide (vapeur, liquide...) entre les différents éléments de l'installation, dans laquelle l'écoulement est en charge, c'est-à-dire qui remplit toute la section du tuyau, il n'y a pas de surface libre [20].

Une conduite se caractérise par :

- La section et la forme ;
- La rugosité absolue ε des parois intérieures de la conduite.

Ces éléments, sont liés par :

- La vitesse de fluide \tilde{V} ;
- Le nombre de Reynolds(Re).

III.2.2. Vitesse d'écoulement

La vitesse d'écoulement d'un fluide est la vitesse à laquelle il se déplace dans une canalisation, elle se détermine par la relation suivante :

$$\tilde{V} = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot \rho \cdot D^2} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2} \quad (\text{III. 1})$$

avec : $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

III.2.3. Nombre de Reynolds

C'est un nombre sans dimension, représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses, permettait de déterminer le régime de l'écoulement.

Le nombre de Reynolds (Re) est obtenu de la manière suivante :

$$Re = \frac{\rho \cdot \tilde{V} \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{\tilde{V} \cdot D}{\nu} \quad (\text{III. 2})$$

Avec: $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

μ : viscosité dynamique du fluide (kg/ms)

ν : viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

Tableau III.1: Régime d'écoulement.

Re	Régime d'écoulement
$Re < 2000$	Laminaire
$2000 < Re < 3000$	Transitoire
$Re > 3000$	Turbulent

III.3. Pertes de charges

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

Cette perte d'énergie, liée à la vitesse du fluide, est causée par la transformation en chaleur, des frottements internes provoqués par la viscosité du fluide, la rugosité des parois, la variation de vitesse et les variations de direction du fluide [10], l'unité de la perte de charge est la pression (bars, pascals...).

On distingue deux types de pertes de charge :

III.3.1 Pertes de charge linéaires

Ce genre de perte de charge est cause par frottement intérieur dans les conduites, entre deux points séparés par une longueur (L), dans un tuyau de diamètre (D) apparait une perte de pression [10].

La perte de charge linéaire peut être calculée par la formule de Colebrook qui est valable pour tous les fluides :

$$\Delta P_L = \lambda_L \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{\tilde{V}^2}{2} \quad (\text{III. 3})$$

❖ Détermination du coefficient de frottement (λ_L)

Le calcul des pertes de charge repose entièrement sur la détermination de ce coefficient λ_L :

La valeur de λ_L est en fonction :

- ✓ De la vitesse de fluide.
- ✓ Du diamètre du collecteur et sa rugosité.
- ✓ De la viscosité cinématique de fluide.

$$\lambda_L = f\left(Re, \frac{\varepsilon}{D}\right)$$

a- Cas d'un écoulement laminaire : $Re < 2000$

La formule de Poiseuille est utilisée pour évaluer le coefficient de pertes de charge en l'écoulement laminaire :

$$\lambda_L = \frac{64}{Re} \quad (\text{III. 4})$$

b- Cas d'un écoulement turbulent : $Re > 3000$

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds Re est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation de coefficient λ_L en fonction de nombre de Reynolds (Re) et de la rugosité relative (K) du tuyau. Donc on distingue le cas des conduites lisses et le cas des conduites rugueuses [21].

❖ Cas des conduites lisses

Dans la littérature et les ouvrages d'hydraulique, on trouve les deux relations suivantes :

La relation de Blasius est utilisée pour $Re < 10^5$

$$\lambda_L = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (\text{III. 5})$$

Relation de Karman-Nikuradze est utilisée pour $Re > 10^5$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_L}} = 2 \ln(Re \sqrt{\lambda_L}) - 0,8 \quad (\text{III. 6})$$

❖ Cas des conduites rugueuses : La formule de Colebrook est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent dans les conduites rugueuses. Elle est présentée sous la forme suivant :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_L}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{III. 7})$$

On utilise la formule de Van Karman :

$$\lambda_L = \frac{1}{\left(2 \cdot \log \left(\frac{Re}{4,522 \cdot \log Re - 3,8215} \right) \right)^2} \quad (\text{III. 8})$$

III.3.2 Pertes de charges singulières

La perte de charge singulière, localisée dans une section de la conduite, est provoquée par changement de direction de l'écoulement, une telle variation non uniforme de la vitesse peut être provoquée par :

- ✓ Un branchement ou raccordement dans une section de la conduite,
- ✓ Un changement de détraction (coude),

Les pertes de charges singulières sont calculées par la relation suivante :

$$\Delta P_S = \xi \cdot \rho \cdot \frac{\tilde{V}^2}{2} \quad (\text{III. 9})$$

ΔP_S : Perte de charge singulière en Pascal.

ξ : Coefficient des pertes de charge singulière

A. Changement de direction

❖ Coude arrondi : Ce sont les coudes qui ont les singularités les plus souvent rencontrées dans les circuits. La perte de charge dans un coude dépend de l'angle de rotation, du rayon de courbure et de la forme de la conduite. Le tableau ci-dessous présente le coefficient de perte de charge singulière de coudes à différents angles de rotation en fonction du rayon de courbure [22]

❖ Coude à angle vif : La désorganisation de l'écoulement est plus marquée que dans le cas précédent. Pour une déviation de 90° la perte de charge est à peu près les quatre tiers de l'énergie cinétique du fluide.



Figure III.1: Variation de ξ en fonction de r/D dans un coude arrondi et en fonction de α dans un coude à angle vif [22]

B. Appareils divers

On trouve généralement des pertes de charges dans les conduites, due à leurs appareils de sécurité (vannes, soupapes, etc...).

III.3.3 Pertes de charge totales

C'est la somme des deux pertes linéaires et singulières :

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_S \quad (\text{III. 10})$$

III.4. Objectif du calcul des pertes de charge

Pour quantifier la vapeur d'eau réelle consommée par la ligne (A) de raffinerie de « huile végétale », dans le but de désodorisation des huiles (distillation des acides gras résiduels et élimination des Pigments colorés résiduels sous vide), on a besoin de la pression exacte de la vapeur à l'entrée d'échangeur de chaleur tube à calandre.

Ce qui nous ramène à calculer les pertes par pression dans la tuyauterie (figure III.2) qui relie la sortie de vapeur dans le générateur de vapeur et entré d'échangeur de chaleur.

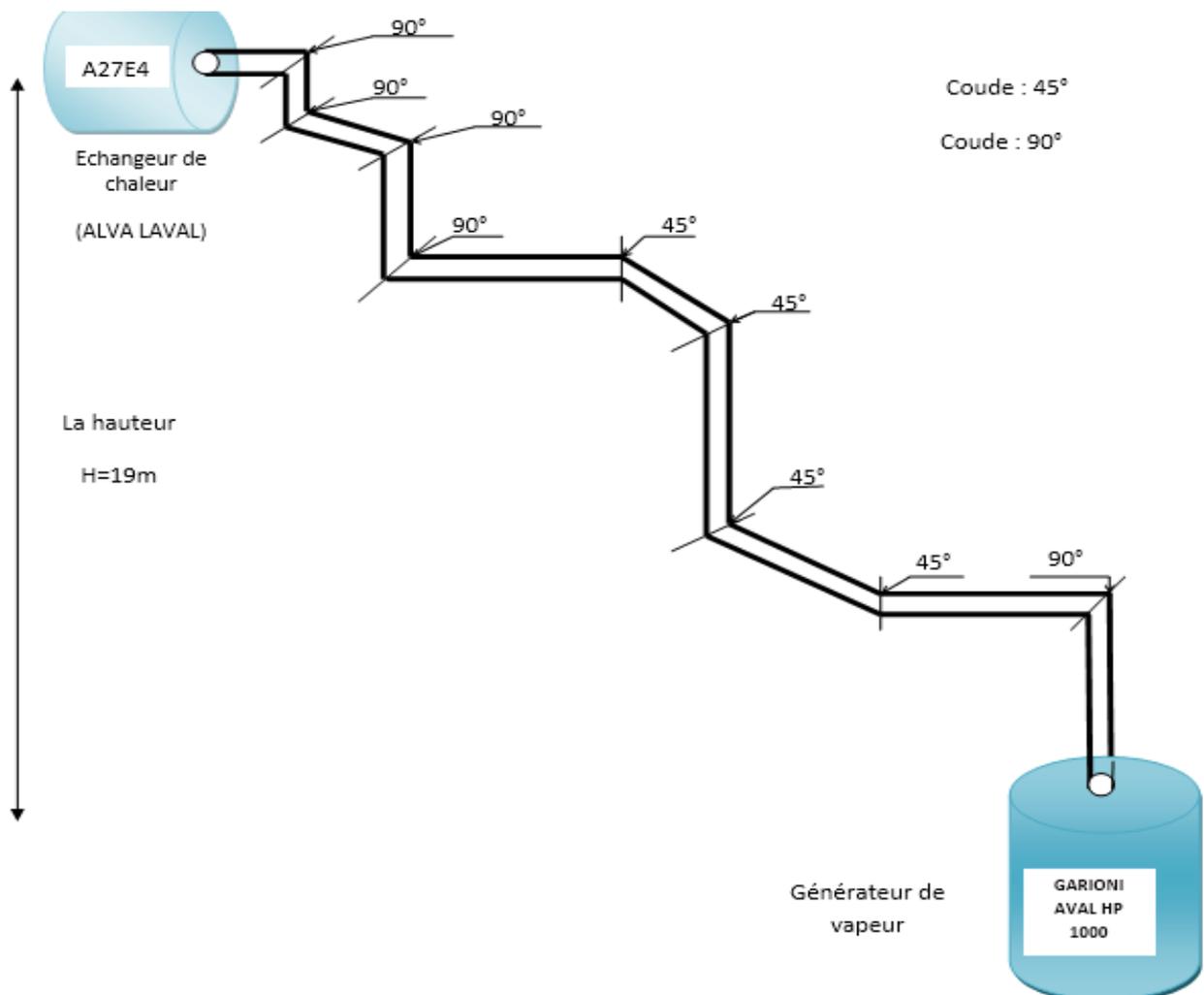


Figure III.2: Schéma d'installation de la section de raffinerie d'huile (ligne A).

III.5 Calcul des pertes de charge linéaires de la ligne (A) désodorisation d'huiles

Tableau III.2: Données de la tuyauterie.

Diamètre normalisé [mm]	Diamètre extérieur [mm]	Épaisseur e [mm]	Longueur de la conduite [m]	Température de vapeur [°C]	La hauteur H [m]	Débit massique [kg/h]
100	114.3	17.12	30	264	19	2070

La détermination de la masse volumique (ρ) et de la viscosité dynamique de vapeur l'eau (ν) (annexe 2).

$$\rho = 25,362 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000018 \text{ kg/m.s}$$

$$\text{Donc } \nu = 7,1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

➤ **Calcul le débit volumique de vapeur d'eau Q_V :**

$$Q_V = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{2070}{25,362 \cdot 3600}$$

$$Q_V = 0,0226 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

➤ **Calcul le diamètre intérieur D_{int} :**

$$D_{int} = D_{ext} - 2 \cdot e = 80,06 \text{ mm}$$

➤ **la vitesse d'écoulement V :**

$$V = \frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,0226}{3,14 \cdot (80,06 \cdot 10^{-3})^2} = 4,4893 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

➤ **Calcul du Re:**

D'après la formule de calcul (IV.2) :

$$Re = \frac{D \cdot \tilde{V}}{\nu} = \frac{4,4893 * 80,06 * 10^{-3}}{7,1 \cdot 10^{-7}} = 506215,9972$$

$Re > 3000$, le régime d'écoulement de la vapeur est turbulent [27].

➤ **Calcul de coefficient de perte de charge linéaire :**

Dans le cas où le régime est turbulent dans une conduite rugueuse, on emploie la formule de Colebrook (III.8)

On a : $Re > 10^5$

Donc d'après la relation (III.8) :

$$\lambda_L = \frac{1}{\left(2 * \log\left(\frac{506215,9972}{4,522 * \log 506215,9972 - 3,8215}\right)\right)^2} = 0,0131$$

➤ **Calcul de la perte de charge linéaire :**

D'après les résultats obtenus dans les calculs précédents, on peut calculer la perte de charge linéaire par la formule (III.3) :

$$\Delta P_L = 0,0131 * \frac{30}{80,06 * 10^{-3}} * 25,362 \cdot \frac{4,4893^2}{2} = 2364,020 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_L = 0,0125 \text{ bar}$$

III.6. Calcul des pertes de charge singulière de la ligne (A) désodorisation d'huiles

Dans notre installation seule les coudes sont à prendre en compte, les vannes ne sont pas utilisables.

Tableau III.3: Les singularités de la tuyauterie.

Type	Nombre	Caractéristiques
Coude à 90°	5	$\xi = 0,30$
Coude à 45°	4	$\xi = 0.19$

D'après (l'annexe 4) on peut déterminer Coefficient des pertes de charge singulière ξ .

Avec ces données, on peut maintenant calculer la perte de charge singulière :

$$\Delta P_S = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

$$\Delta P_S = 5 \left(0.3 \frac{\rho \cdot \tilde{V}^2}{2} \right) + 4 \left(0.19 \frac{\rho \cdot \tilde{V}^2}{2} \right) = 577,5893 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_S = 0,0057 \text{ bar}$$

➤ **Calcul des pertes de charge total de la ligne (A) désodorisation d'huiles**

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_S = 0,0125 + 0,0057 = 0,0182 \text{ bar}$$

III.7. Calcul de la pression à l'entrée de l'échangeur de chaleur P₂

❖ **Hypothèses simplificatrices**

Nous allons poser dans ce qui suit certaines hypothèses :

- Le fluide parfait homogène.
- Le régime est permanent.
- Ecoulement incompressible.

D'après l'équation de Bernoulli :

$$\frac{\tilde{V}_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 = \frac{\tilde{V}_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \Delta P_T$$

$$\frac{\tilde{V}_1^2 - \tilde{V}_2^2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) - \Delta P_T = 0$$

$$\frac{\tilde{V}_1^2 - \tilde{V}_2^2}{2g} = 0 \quad \text{on considéré que } \tilde{V}_1 = \tilde{V}_2$$

$$(Z_2 - Z_1) = H = 19 \text{ m}$$

$$P_1 = 26 \text{ bar} \text{ donné pas le constructeur.}$$

Donc :

$$P_2 = P_1 - ((Z_2 - Z_1) - \Delta P_T) \rho g = 26 \cdot 10^5 - (19 - 0,0182) * 25,362 * 9,81$$

$$P_2 = 25,9526 \text{ bar}$$

III.8. Discussion des résultants

Comme notre installation se compose d'un générateur de vapeur et d'un échangeur de chaleur, cela nous conduit à calculer la perte de charge totale dans tuyauterie, le résultat est donc estimé à 0,0182 bars.

A l'issue de ces résultats nous pouvons facilement déterminer la pression à l'entrée de l'échangeur de chaleur, sachant que la pression à la sortie de générateur de vapeur est 26 bars. Ce qui nous conduit à déduire la pression à l'entrée d'échangeur de chaleur qui est estimé à 25,9526 bars.

III.9. Conclusion

Au cours de ce chapitre nous avons effectué deux grandes parties, dans la première nous avons accordé une grande attention aux généralités d'installation basée sur le réseau de circuit de vapeur d'eau ainsi que aux formules des pertes de charge linéaires et singulières engendrées dans l'installation étudiée. Les informations obtenues sur les pertes de charge au cours de cette partie sont données en fonction du nombre de Reynolds Re .

La deuxième partie est consacrée aux calculs des pertes de charges dans la ligne (A) de raffinerie d'huile, et la détermination de la pression à l'entrée de l'échangeur de chaleur faisceau calandre.

Chapitre IV

Calcul et dimensionnement d'un échangeur de chaleur

IV.1. Introduction

Ce chapitre est consacré aux différentes méthodes et formules de calcul utilisées dans le dimensionnement d'un échangeur à faisceau tubulaire.

L'échauffement et le refroidissement des fluides s'écoulant à l'intérieur des conduites comptent parmi les procédés industriels de transmission de chaleur plus importants. Toutes études sur les échangeurs de chaleur nécessitent la connaissance du coefficient d'échange de chaleur entre la paroi de la conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur [23]. Les dimensions des générateurs de vapeur, des échangeurs, des surchauffeurs et des réchauffeurs dépendants des phénomènes de convection entre les surfaces des tubes et le fluide.

IV.2. L'échangeur à faisceau tubulaire

Un échangeur à faisceau tubulaire est une classe d'échangeurs de chaleur. Il est le type le plus commun des échangeurs de chaleur dans les raffinages et d'autres grands procédés chimiques, il est adapté pour les applications à haute pression. Comme son nom l'indique, ce type d'échangeur de chaleur est constitué d'une calandre (un grand récipient sous pression) avec un faisceau de tubes à l'intérieur. Un fluide circule dans les tubes, et un autre fluide circule sur les tubes (à travers la calandre) pour transférer la chaleur entre les deux fluides. L'ensemble des tubes est appelé un faisceau tubulaire.

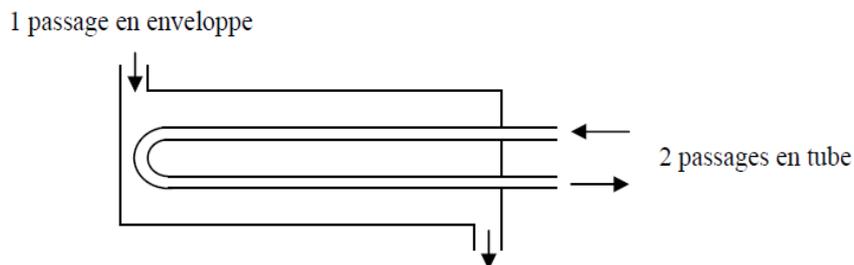


Figure (IV.1) : Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire [17].

IV.3. Méthodologie de dimensionnement d'un échangeur

IV.3.1. Principe d'étude d'un échangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés pour différentes utilisations, on citera le cas particulier qui nous intéresse à savoir, le réchauffement d'huiles neutralisée (Raffinage des huiles alimentaires à CEVITAL).

Chaque type d'échangeur possède des critères de performances différentes. Le dimensionnement et l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur sont les principaux problèmes rencontrés dans l'étude thermique.

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides. (Méthodes DTLM)
- La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. (Méthode d'efficacité NUT) [17].

IV.3.2. Hypothèses simplificatrices

Nous allons poser dans ce qui suit certaines hypothèses :

- Le régime est permanent.
- On considère que la surface externe de l'échangeur de chaleur est parfaitement isolée, de sorte qu'il n'y a aucune perte de chaleur au milieu extérieur.
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection et conduction, transfert par rayonnement négligeable.
- Les températures sont monodimensionnelles et ne varient que dans la seule direction de l'écoulement.
- Les propriétés thermo-physiques des fluides sont prises par rapport à la température moyenne des intervalles de températures envisagés.

IV.3.3. Etude d'un échangeur de chaleur

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur on cherche souvent à obtenir une puissance thermique donnée, avec la plus faible surface d'échange pour des pertes charges minimales, autrement dit un meilleur coût d'investissement [23].

L'étude complète d'un échangeur fait donc appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie, etc...).

Nous n'aborderons ici que l'aspect thermique de l'étude, autrement dit (l'évaluation des performances thermiques), et en nous limitant de plus au régime permanent de fonctionnement.

IV.4. Calcul d'un échangeur de chaleur tubulaire

Que ce soit un échangeur à plaque ou faisceau calandre, les équations mise en jeu sont similaires. Seules les résistances thermiques changent.

C'est la situation où deux fluides circulent l'un par rapport à l'autre afin d'assurer des transferts d'énergie.

Les deux fluides froid (indice f) et chaud (indice c) peuvent circuler parallèlement dans le même sens ou en sens contraire (contre courants). La variation de température dans le fluide est alors très différente.

IV.4.1. Propriétés thermiques des fluides utilisés

Les échangeurs faisceau calandre utilisés sont traversés par deux fluides de différente nature :

- L'huile est considérée comme étant le fluide produit (fluide froid).
- La vapeur d'eau comme étant le fluide de réchauffement appelé aussi fluide caloporteur (fluide chaud).

IV.4.2. Caractéristique physique des deux fluides de l'échangeur

Dans ce chapitre nous aborderons le calcul des différents paramètres thermiques et hydrodynamiques caractérisant l'échangeur étudiés. Les données exploitées pour le calcul théorique, sont prises dans les fiches techniques du constructeur tel que : le débit d'entrée d'eau, les températures d'entrée et de sorties de chacun des deux fluides (vapeur d'eau, huile), les propriétés physiques ainsi que les dimensions mécaniques de l'échangeur.

Dans les tableaux (V.1), (V.2), nous avons exposé les données de base caractérisant l'échangeur :

Tableau (IV.1) : Propriétés thermo physique des deux fluides (vapeur d'eau, huile).

Propriétés thermo physiques	Valeurs utilisées par le service technique	
	Fluide froid (Coté calandre)	Fluide chaud (Coté tube)
Fluide	Huile	Vapeur d'eau
Masse volumique ρ (kg / m³)	850	22,183

Chaleur massique C (J/kg.C°)	2000	3933
Conductivité thermique λ (W/m.k)	0,1163	0,0531
Viscosité dynamique μ (kg/m.s)	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$

Tableau V.2 : Paramètre de fonctionnement de l'échangeur.

Fluide	Valeurs utilisées par le service technique	
	Huile (calandre)	Vapeur d'eau (tubes)
Débit massique (kg/h)	-	2070
Température d'entrée (°C)	$T_{fe} = 210$	$T_{ce} = 263$
Température de sortie (°C)	$T_{fs} = 245$	$T_{cs} = 250$

Remarque : les caractéristiques thermo physique d'huile et d'eau sont pris à la température moyenne.

IV.4.3. Caractéristiques mécaniques de l'échangeur

Tableau (IV.3) : caractéristique mécanique imposées de l'échangeur tubulaire.

Caractéristiques mécaniques	paramètres
Diamètre intérieur des tubes	$D_{int} = 30 \text{ mm}$
Diamètre extérieur des tubes	$D_{ext} = 32 \text{ mm}$
Nombre de tubes	$N_T = 82$
Disposition des tubes	Pas triangle
Nombre des calandres	$N_C = 1$
Nombre des faisceaux	$N_F = 2$
Le pas (S_L, S_T)	$S_T = 71 \text{ mm}, S_L = 38 \text{ mm}$

Matériaux pour le tube et la calandre	Inox 316 AINSI $\lambda = 15 \text{ W/m.k}$
Epaisseur pour la calandre	$e_c = 40 \text{ mm}$

V.4.4. Caractéristiques hydraulique et thermique d'huile et de vapeur d'eau

$$T_{mc} = \frac{T_{cs} + T_{ce}}{2} = \frac{250 + 263}{2}$$

$$T_{mc} = 256,5^\circ\text{C}$$

Avec T_{mc} : température moyenne de vapeur d'eau.

$$T_{mf} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} = \frac{245 + 210}{2}$$

$$T_{mf} = 227,5^\circ\text{C}$$

Avec T_{mf} : température moyenne d'huile

IV.5. Quantité de chaleur et le débit massique d'huile

On établit un bilan thermique global de l'échangeur, en supposant que les pertes thermiques sont négligeables, donc la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud est égale à celle reçue par le fluide froid.

La quantité de chaleur, est calculée par utilisation de l'équation suivante :

$$\phi = \dot{m}_c c_c (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\phi = \dot{m}_c c_c (T_{ce} - T_{cs}) = \frac{2070}{3600} * 3933 * (263 - 250)$$

$$\phi = 29399,175 \text{ W}$$

➤ Calcule de débit d'huile \dot{m}_f :

$$\phi = \dot{m}_f c_f (T_{fe} - T_{fs})$$

$$\dot{m}_f = \frac{\phi}{c_f \cdot (T_{fe} - T_{fs})} = \frac{29399,175}{2000 * (245 - 210)}$$

$$\dot{m}_f = 0,4199 \frac{kg}{s} = 1511,64 \text{ kg/h}$$

\dot{m}_c : Débit massique du fluide chaud en (kg/s).

\dot{m}_f : Débit massique du fluide froid en (kg/s).

C_c : Capacité calorifique du fluide chaud en (J/kg°C).

C_f : Capacité calorifique du fluide chaud en (J/kg°C).

T_{ce} : Température d'entrée côté chaud (°C).

T_{cs} : Température de sortie côté chaud (°C).

T_{fe} : Température d'entrée côté froid (°C).

T_{fs} : Température de sortie côté froid (°C).

IV.5.1. Calcul de l'écart de température logarithmique moyen (ΔT_{LM})

L'étude de l'écart de température logarithmique moyen dans un appareil s'effectue en supposant que le coefficient global et les chaleurs spécifiques sont constants en tout point, et qu'il n'y a pas une perte thermique.

L'écart de température (ΔT_{LM}) pour un échangeur à contre-courant est déterminé par utilisation de l'équation suivant :

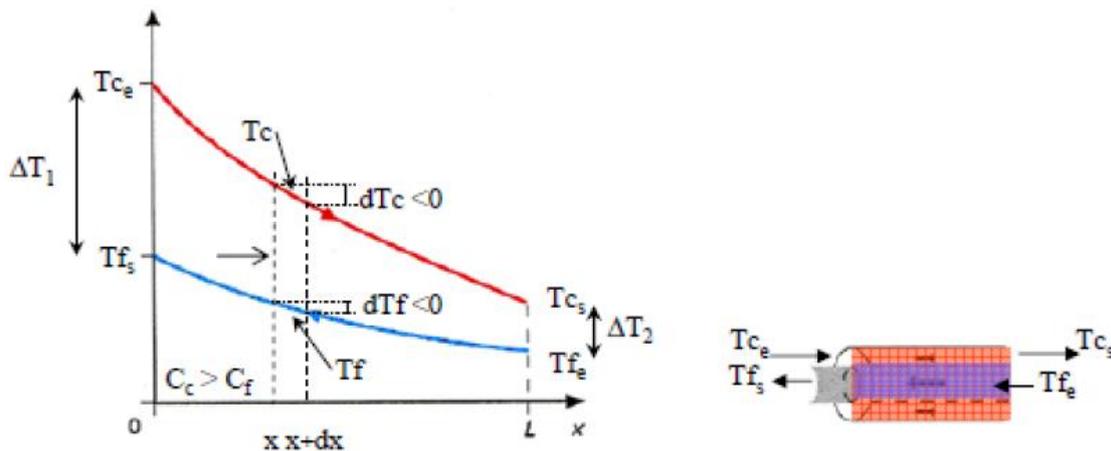


Figure (IV.2) : Distribution des températures dans le cas échangeur à contre-courant.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln(T_{ce} - T_{fs}) - \ln(T_{cs} - T_{fe})}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(263 - 245) - (250 - 210)}{\ln(263 - 245) - \ln(250 - 210)}$$

IV.5.2. Correction de $\Delta T_{LM-Corr}$

Il faut introduire le facteur de correction, dans notre échangeur on a deux passe côté calandre et passes côté tube.

$$\Delta T_{LM-Corr} = F \times \Delta T_{LM}$$

F=f (P, R) est obtenue à partir de l'abaque (annexe)

$$P = \frac{T_{cs} - T_{ce}}{T_{fe} - T_{ce}} = \frac{250 - 263}{210 - 263} = 0,25$$

$$R = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{ce}} = \frac{210 - 245}{250 - 263} = 2,7$$

Pour P =0,25 et R = 2,7 le graphe (annexe 4) donne F=0,95 donc :

$$\Delta T_{LM-Corr} = F * \Delta T_{LM} = 0,95 * 27,5513$$

$$\Delta T_{LM-Corr} = 26,1737^{\circ}\text{C}$$

V.6 Dimensionnement du faisceau (tubes)

V.6.1 Détermination de la géométrie du faisceau

- Calcul de la section passage coté tube S_{pT} :

$$S_{pt} = \frac{\pi D_{int}^2}{4} = \frac{\pi(30 \times 10^{-3})^2}{4} = 7,0686 \cdot 10^{-4} m^2$$

Avec : S_{pT} :Section de passage d'un tube en (m²).

D_{int} : Diamètre intérieur d'un tube en (m).

- Calcul de la section total d'un tube S_{tT} :

$$S_{tT} = \frac{\pi D_{ext}^2}{4} = \frac{\pi(32 \times 10^{-3})^2}{4} = 8,0425 \cdot 10^{-4} m^2$$

Avec : S_{tT} : Section total d'un tube en (m^2).

D_{ext} : Diamètre extérieure d'un tube en (m).

➤ Surface de passage du faisceau S_{pf} en m^2 :

Sachant que le nombre de faisceau : 2 faisceaux de 41 tubes chaque faisceau.

$$S_{pf} = S_{pT} * \frac{N_T}{N_p} = (7,0686 \cdot 10^{-4}) * \frac{82}{2}$$

$$S_{pf} = 2,8981 \cdot 10^{-2} m^2$$

S_{pf} : Section de passage du faisceau en (m^2).

N_T : Nombre de tube.

N_p : Nombre de passe cote tube.

➤ Section totale du faisceau S_{tf}

$$S_{tf} = S_{tT} * N_T = 8,0425 \cdot 10^{-4} * 82 = 6,5948 \cdot 10^{-2} m^2$$

V.6.2. Détermination de la géométrie de la calandre

➤ Diamètre intérieur de la calandre D_{inc}

$$D_{inc} = D_{exc} - 2 \cdot e_c = 1,114 - 2 * 0,045 = 1,024 \text{ m}$$

➤ Surface de passage de la calandre S_{pc} en m^2 :

$$S_{pc} = \frac{\pi D_{inc}^2}{4} = \frac{3,14 * 1,024^2}{4} = 0,8231 \text{ m}^2$$

➤ Section total de la calandre en S_{tc}

$$S_{tc} = \frac{\pi D_{exc}^2}{4} = \frac{3,14 * 1,114^2}{4} = 0,9741 \text{ m}^2$$

Avec : S_{tc} : Section total de la calandre en (m^2).

D_{inc} : Diamètre extérieur de la calandre en (m).

➤ Le rayon intérieur de la calandre m :

$$S_{tC} = \pi \cdot r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{S_{tC}}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,9741}{\pi}} = 0,5568 \text{ m}$$

V.6.3. Dimensionnement thermique et dynamique du faisceau (tubes)

➤ Calcul du débit dans un tube :

$$\dot{m}_c = N_T \cdot \dot{m}_t$$

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{m}_c}{N_T} = \frac{0,575}{82} = 7,0121 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

\dot{m}_c : Débit massique du fluide chaud les tubes en (Kg/s).

\dot{m}_t : Débit massique du fluide chaud dans un tube en (Kg/s).

N_T : Nombre de tube.

➤ Calcul de la vitesse dans le tube :

$$\dot{m}_t = \rho \cdot V_t \cdot S_{pT}$$

$$V_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho \cdot S_{pT}} = \frac{7,0121 \cdot 10^{-3}}{22,183 \cdot 7,0686 \cdot 10^{-4}} = 4,4719 \cdot 10^{-1} \text{ m/s}$$

➤ Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_t \cdot D_{int}}{\mu} = \frac{22,183 \cdot 4,4719 \cdot 10^{-1} \cdot (30 \cdot 10^{-3})}{1,8 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 16533,3596$$

D_{int} : diamètre intérieur dans un tube en (m).

$Re \gg 3000$ donc notre régime est turbulent.

➤ Calcul de nombre de Prandtl (Pr) :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_c}{\lambda} = \frac{1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 3933}{0,0531} = 1,3332$$

- Calcul de nombre de Nusselt (Nu) :

Le nombre de Nusselt se calcul avec la corrélation de DITTUS - BOELTER pour un écoulement turbulent dans une conduite cylindrique ($Re > 5000$ et $0,6 < Pr < 100$) [24] :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,023 * (16533,3596)^{0,8} * (1,3332)^{1/3} = 59,9858$$

- Calcul du coefficient d'échange du coté chaud :

$$Nu = \frac{h_c \cdot D_{int}}{\lambda}$$

$$h_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{int}} = \frac{59,9858 * 0,0531}{(30 \cdot 10^{-3})} = 106,1748 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

IV.6.4. Dimensionnement thermique et dynamique de la calandre

- Calcul de la vitesse dans la calandre :

Nous avons adopté un débit du fluide froid qui circule dans la calandre dans le but d'avoir une vitesse importante, et donc nous avons la relation suivante :

$$\dot{m}_f = \rho \cdot V_f \cdot S_{pc}$$

$$V_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho \cdot S_{pc}} = \frac{0,4199}{850 * 8,231 \cdot 10^{-1}} = 6,0017 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}$$

Nous avons le débit du fluide froid $\dot{m}_f = 0,4199 \text{ kg/s}$

- Calcul du nombre de Re :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_f \cdot D_{hc}}{\mu}$$

- Calcul du diamètre hydraulique de la calandre D_{hc} :

Nous avons la disposition en type triangulaire (faisceau en quinconce) avec un pas constant (P_t).

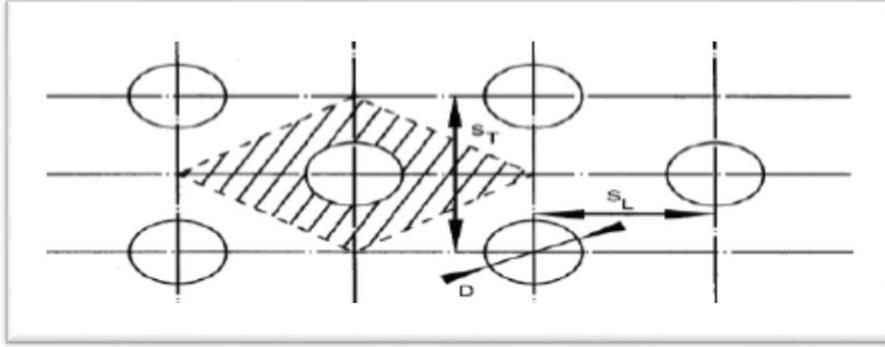


Figure (IV.3) : La disposition de faisceau en quinconce.

La Section de veine fluide associée à un tube (hachures).

$$D_{hc} = \frac{4 \left(\frac{1}{2} S_T \cdot 2 \cdot S_L - S_{tT} \right)}{\pi D_{ext}}$$

$$D_{hc} = \frac{4 \left(\frac{1}{2} S_T \cdot 2 \cdot S_L - \frac{\pi D_{ext}^2}{4} \right)}{\pi D_{ext}} = \frac{4 \cdot S_L \cdot S_T}{\pi D_{ext}} - D_{ext} = 4 * \frac{0,038 * 0,071}{\pi * (32 \cdot 10^{-3})} - (32 \cdot 10^{-3})$$

$$D_{hc} = 0,0753 \text{ m}$$

Avec : S_T : Pas transversal en (m).

S_L : Pas latéral en (m).

D_{hc} : Diamètre hydraulique dans la calandre en (m).

Donc :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_f \cdot D_{hc}}{\mu} = \frac{850 * 6,0017 \cdot 10^{-4} * 0,0753}{1,2 \cdot 10^{-3}} = 32,0115$$

$Re < 2000$ donc notre regime est laminaire.

➤ Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_c}{\lambda} = \frac{1,2 \cdot 10^{-3} * 2000}{0,1163} = 20,6362$$

➤ Calcul de nombre de Nusselt :

Pour un régime laminaire, le nombre de Nusselt se calcul avec la corrélation suivante [24] :

$$Nu = 0,36. (Re)^{0,55}. (Pr)^{\frac{1}{3}} = 0,36. (32,0115)^{0,55}. (20,6362)^{\frac{1}{3}} = 15,6341$$

➤ Calcul du coefficient d'échange du coté froid (huile)

Nous avons aussi la relation suivante :

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_h}{\lambda}$$

$$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} = \frac{15,6341 \cdot 0,1163}{0,0753} = 24,1467 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

IV.6.2.5. Calcul du coefficient d'échange global (K)

Les valeurs de la résistance d'encrassement sont données par le constructeur :

Tableau (IV.4) : Résistance d'encrassement côté calandre et côté tube.

R_{ef} côté calandre (huile)	R_{ec} côté tube (vapeur d'eau)
$R_{ef} = 1,72 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/w}$	$R_{ec} = 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/w}$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda}$$

Donc :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} = \frac{1}{24,1467} + 1,72 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{106,1748} + 10^{-4} + \frac{0,002}{15}$$

$$K = 19,5170 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

IV.6.6. Calcul de la surface d'échange (S)

$$\phi = \dot{m} \cdot C \cdot \Delta T_{LM-Corr} = K \cdot S \cdot \Delta T_{LM-Corr} = 29399,175 \text{ W}$$

$$S = \frac{\phi}{K \cdot \Delta T_{LM-Corr}} = \frac{29399,175}{19,5170 \cdot 26,1737}$$

$$S = 57,5515 \text{ m}^2$$

Avec : **S** la surface total d'échange

IV.6.7. Calcul de la longueur de faisceau (tubes)

$$S = \pi \cdot D_{int} \cdot L_t \cdot N_T$$

$$L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{int} \cdot N_T} = \frac{57,5515}{\pi * 0,03 * 82} = 7,4468 \text{ m}$$

IV.7. Calcul du nombre d'unités de transfert**IV.7.1. Calcul des capacités thermiques C_{min} et C_{max}**

$$\dot{m}_c c_c = C_c = 0,575 * 3933 = 2261,475 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_f c_f = C_f = 0,4199 * 2000 = 839,8 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

D'après le calcul on constate que :

$$C_{min} = C_f = 839,8 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad C_{max} = C_c = 2261,475 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

IV.7.2. Rapport des débits de capacités thermique C_r

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{839,8}{2261,475} = 0,3714$$

IV.7.3. Calcul de l'efficacité

$$E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{245 - 210}{263 - 210} = 0,6603 = 66,03 \%$$

IV.7.4. Calcul de NUT

$$NUT = \frac{1}{1 - C_r} \cdot \ln \left(\frac{1 - EC_r}{1 - E} \right) = \frac{1}{1 - 0,3714} * \ln \left(\frac{1 - 0,6603 * 0,3714}{1 - 0,6603} \right)$$

$$NUT = 1,27$$

➤ Surface d'échange :

$$NUT = \frac{KS}{C_{min}}$$

$$S = \frac{NUT \cdot C_{min}}{K} = \frac{1,27 * 839,8}{19,5679} = 55,9579 \text{ m}^2$$

$$S = 56 \text{ m}^2$$

➤ **Longueur des tubes L_t**

$$S = 2\pi \cdot D_{ext} \cdot L_t \cdot N_T$$

$$L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{ext} \cdot N_T} = \frac{56}{\pi * 0.03 * 82} = 7,2460 \text{ m}$$

Donc la longueur du faisceau de notre échangeur est de 7,2460 m

IV.8. Tableau récapitulatif

Tableau IV.5 : Tableau récapitulatif des résultats.

		Formules	Résultats	Unités
Fluide chaud	vitesse	$V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot S_{pc}}$	$4,4719 \cdot 10^{-1}$	m/s
Fluide froid	Débit massique	$\dot{m}_f = \frac{\phi}{(T_{fs} - T_{fe}) \cdot C_f}$	0,4199	kg/s
	vitesse	$V_f = \frac{\dot{m}_t}{\rho \cdot S_{pt}}$	$6,0017 \cdot 10^{-4}$	m/s
Faisceau (tubes)	Géométrie dans un tube	$S_{pT} = \frac{\pi D_{inT}^2}{4}$	$8,17 \cdot 10^{-4}$	m^2

	Géométrie dans tous les tubes	$S_{tf} = S_{tT} \cdot N_T$	$6,5948 \cdot 10^{-2}$	m^2
calandre	Surface totale d'échange	$S_{pc} = \frac{\pi D_{inc}^2}{4}$	0,8231	m^2
Méthode ΔT_{LM}	Flux thermique	$\phi = k \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \cdot F$	29399,175	w
	Surface totale d'échange	$S = \frac{\phi}{k \cdot \Delta T_{LM} \cdot F}$	57,5515	m^2
	ΔT_{LM}	$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} + T_{fe})}{\ln(T_{ce} - T_{fs}) - \ln(T_{cs} + T_{fe})}$	27,5513	$^{\circ}C$
Méthode de NUT	efficacité	$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$	0,6603	
	Nombre d'unité de transfère	$NUT = \frac{1}{1 - C_r} \ln\left(\frac{1 - EC_r}{1 - E}\right)$	1,27	
	Surface d'échange	$S = \frac{NUT \cdot C_{min}}{K}$	56	m^2

	Longueur du faisceau	$L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{exT} \cdot N_t}$	7,2460	m
--	----------------------------	---	--------	---

IV.8.1. Discussion des résultats

Ce calcul a été effectué en utilisant deux méthodes différentes ; méthode ΔT_{LM} à fin de dimensionner l'échangeur, méthode NUT est dans le but de vérifier les résultats obtenus ; déduire le coefficient d'échange globale K et le facteur de correction F qui nous permettent de vérifier s'il y a un échange de chaleur entre le fluide froid (l'huile) et le fluide chaud (la vapeur d'eau).

D'après les résultats obtenus, on conclut que les deux fluides échangent une puissance thermique de 29,40 KW, avec une efficacité de 66%.

Et on constate que les valeurs de la surface d'échange et la longueur du faisceau obtenues par les deux méthodes sont presque identique.

IV.9. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons donné une méthodologie de calcul d'un échangeur de chaleur Contre-courant à faisceau tubulaire, afin de procéder au calcul et au dimensionnement. Une série d'équations qui va nous permettre de calculer toutes les caractéristiques thermiques et techniques de cet échangeur.

L'objectif de cette étude consiste à déterminer les performances et les caractéristiques de cet échangeur et de choisir un bon sens d'écoulement qui répond aux exigences demandées par l'entreprise, ces dernières jouent un rôle essentiel dans le côté économique et technique.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce stage que nous avons effectué au sein de CEVITAL nous a permis de comprendre et apprendre à maîtriser le bilan énergétique d'un générateur de vapeur et de mettre en évidence nos connaissances acquises pendant notre formation en énergétique à l'université de Bejaïa.

Le sujet que nous avons traité était très bénéfique car il nous a permis de comprendre le mécanisme de la combustion, la production de vapeur et de suivre les paramètres qui influencent sur le rendement d'un générateur de vapeur.

Il nous a ensuite révélé les difficultés qui peuvent intervenir lors du déroulement d'une étude technique.

Cette étude nous a montré que le système de calorifugeage permet d'améliorer le rendement d'un générateur de vapeur.

Cette étude a montré qu'il est toujours possible d'apporter des améliorations à des améliorations à des installations existantes, dans ce cadre et en guise de perspectives nous suggérons les améliorations suivantes :

- Utiliser un bon isolant thermique.
- Faire une étude expérimentale et théorique de l'excès d'air optimum dans la chaudière.
- Faire des analyses régulières.

Finalement il faut savoir que s'engager pour un développement durable nécessite un investissement, pour cela il faut être conscient que l'amélioration du rendement d'un générateur de vapeur permet de diminuer La consommation de combustible, réduire les rejets de CO₂ et CO dans l'atmosphère....

Pour résumer, il faut produire tout en respectant l'environnement, en protégeant les appareils et en économisant de l'énergie.

Bibliographie

Références bibliographiques

- [1] Christophe. A, « la vapeur d'eau », lycée Pilot innovation international.2013
- [2] Belakbir. A, Benkhelifa. N, « Automatisation d'une chaudière mémoire DEUA », Master en Electrotechnique, Université A. MIRA de Bejaia, 2007.
- [3] Benhadj. Z, Boutaghane .M, « Etude du circuit vapeur de la centrale électrique en cogénération CEVITAL Bejaia », Master En Génie Mécanique, Université A. MIRA Bejaia, 2018.
- [4] Christophe. A, « Chaudières à vapeur à combustible ». Enseignant de BTS CIRA Lycée Pilote Innovant », Édition du 2007.
- [5] Cheridi. A. L, « Etude Numérique du transitoire accidentel d'une chaudière industrielle par le code Relap5/Mod3.2 », Université Constantine 1,2013.
- [6] Alain. R, Jean-Pierre. D, « technique de l'ingénieur différents types de chaudières industrielles Génie énergétique », 1993.
- [7] NEMDILI. Ali, livre : formation chaudières, « Exploitation et Maintenance des Chaudières ».
- [8] Dizier .M, Les chaudières. Tome B1, Techniques de l'ingénieur, 1984.
- [9] Rahmani. A, « Modélisation et simulation thermo hydraulique d'un générateur de vapeur industriel en régime transitoire par le code RELAP5/Mod3.2 », doctorat en physique Energétique, Université Badji Mokhetar- Annaba, 2007.
- [10] Benhaddad. S, Abdoune. S, « Etude et dimensionnement de réseau de vapeur industriel Ramdy Akbou-Bejaia », Master en Génie Mécanique, Université A. MIRA BEJAIA, 2017.
- [11] Belkadi.A. T. E, « Simulation du Comportement Transitoire d'une Chaudière à Tubes de fumée - Démarrage à Froid », Master en Génie Mécanique, 2017.
- [12] David. R, « Développement de Piles à Combustion de Type SOFC, Conventionnelles et Mono-Chambres, en Technologie Planaire par Sérigraphie », Thèse Doctorat, l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne, Génie des Procèdes, 2005.
- [13] Pascal. B, « cour de combustion industrielle », Université Paul Sabatier de Toulouse.
- [14] <http://www.memoireonline.com>, « Optimisation de la facture énergétique par l'amélioration système de production d'énergie ».

- [15] Borel. L, « Thermodynamique et énergétique », Volme1-, Presses Polytechniques et Universitaires, Romandes ,2004.
- [16] Borel. L, « Thermodynamique et énergétique », Volme 2-, Presses Polytechniques et Universitaires, Romandes ,2008.
- [17] Padet.J, Echangeurs de chaleur- Méthode globales de calcul avec 11 problèmes résolus, Reims, 1994.
- [18] RIAD.A, « Optimisation énergétique des deux chaudières auxiliaire à la centrale thermoélectrique », Mémoire de Master Science Technologie Université sidi Mohamed Ben Abdelah,2012.
- [19] Marty. Ph, « Transferts thermiques convectifs », Mestre2 en Génie des procédés, Université Grenoble,2012.
- [20] Viollet. P.L, Chabard. J. P, Esposito. P, Laurence. D, « Mécanique des fluides appliquée-écoulements incompressibles dans les circuits, Les canaux et rivières, autours des structures et dans l'environnement », Presse de l'école Nationale des ponts et chaussées, 1998.
- [21] Raymond.C, « Mécanique des fluides expérimentale-dynamique des fluides réels turbomachines ». 4^{ème} édition. Edition DUNOD 2006 ROQUES. BTS CIRA, 2005.
- [22] François AVELLAN. I, « Cours de turbomachines hydraulique-machines hydraulique », Ecole polytechnique Fédérale de Lausanne-IMHEF-Laboratoire de machines hydraulique, Suisse ,2001.
- [23] Taine.J, Piere petit.J,« Transfert thermique : introduction aux sciences des transferts»,3^{ème} Edition, Mars 2003.
- [24] Sghaier. J , Cours «Les échangeurs de chaleur »,2 année génie énergétique, Ecole nationale d'ingénieurs de Monaster,2017

Annexes

Annexe 1

TABLE A-9

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. <i>T</i> , °C	Density ρ , kg/m ³	Specific Heat <i>c_p</i> J/kg·K	Thermal Conductivity <i>k</i> , W/m·K	Thermal Diffusivity α , m ² /s	Dynamic Viscosity μ , kg/m·s	Kinematic Viscosity ν , m ² /s	Prandtl Number Pr
2150	2.866	983	0.01171	4.158 × 10 ⁻²⁶	8.636 × 10 ⁻²⁸	3.013 × 10 ⁻²⁸	0.7246
2100	2.038	966	0.01582	8.036 × 10 ⁻²⁶	1.189 × 10 ⁻²⁸	5.837 × 10 ⁻²⁸	0.7263
200	1.582	999	0.01979	1.252 × 10 ⁻²⁵	1.474 × 10 ⁻²⁵	9.319 × 10 ⁻²⁶	0.7440
240	1.514	1002	0.02057	1.356 × 10 ⁻²⁵	1.527 × 10 ⁻²⁵	1.008 × 10 ⁻²⁵	0.7436
230	1.451	1004	0.02134	1.465 × 10 ⁻²⁵	1.579 × 10 ⁻²⁵	1.087 × 10 ⁻²⁵	0.7425
220	1.394	1005	0.02211	1.578 × 10 ⁻²⁵	1.630 × 10 ⁻²⁵	1.169 × 10 ⁻²⁵	0.7408
210	1.341	1006	0.02288	1.696 × 10 ⁻²⁵	1.680 × 10 ⁻²⁵	1.252 × 10 ⁻²⁵	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818 × 10 ⁻²⁵	1.729 × 10 ⁻²⁵	1.338 × 10 ⁻²⁵	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880 × 10 ⁻²⁵	1.754 × 10 ⁻²⁵	1.382 × 10 ⁻²⁵	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944 × 10 ⁻²⁵	1.778 × 10 ⁻²⁵	1.426 × 10 ⁻²⁵	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009 × 10 ⁻²⁵	1.802 × 10 ⁻²⁵	1.470 × 10 ⁻²⁵	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074 × 10 ⁻²⁵	1.825 × 10 ⁻²⁵	1.516 × 10 ⁻²⁵	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141 × 10 ⁻²⁵	1.849 × 10 ⁻²⁵	1.562 × 10 ⁻²⁵	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208 × 10 ⁻²⁵	1.872 × 10 ⁻²⁵	1.608 × 10 ⁻²⁵	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277 × 10 ⁻²⁵	1.895 × 10 ⁻²⁵	1.655 × 10 ⁻²⁵	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346 × 10 ⁻²⁵	1.918 × 10 ⁻²⁵	1.702 × 10 ⁻²⁵	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416 × 10 ⁻²⁵	1.941 × 10 ⁻²⁵	1.750 × 10 ⁻²⁵	0.7241
50	1.092	1007	0.02736	2.487 × 10 ⁻²⁵	1.963 × 10 ⁻²⁵	1.798 × 10 ⁻²⁵	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632 × 10 ⁻²⁵	2.008 × 10 ⁻²⁵	1.896 × 10 ⁻²⁵	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780 × 10 ⁻²⁵	2.052 × 10 ⁻²⁵	1.995 × 10 ⁻²⁵	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931 × 10 ⁻²⁵	2.096 × 10 ⁻²⁵	2.097 × 10 ⁻²⁵	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086 × 10 ⁻²⁵	2.139 × 10 ⁻²⁵	2.201 × 10 ⁻²⁵	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243 × 10 ⁻²⁵	2.181 × 10 ⁻²⁵	2.306 × 10 ⁻²⁵	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565 × 10 ⁻²⁵	2.264 × 10 ⁻²⁵	2.522 × 10 ⁻²⁵	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898 × 10 ⁻²⁵	2.345 × 10 ⁻²⁵	2.745 × 10 ⁻²⁵	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241 × 10 ⁻²⁵	2.420 × 10 ⁻²⁵	2.975 × 10 ⁻²⁵	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593 × 10 ⁻²⁵	2.504 × 10 ⁻²⁵	3.212 × 10 ⁻²⁵	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954 × 10 ⁻²⁵	2.577 × 10 ⁻²⁵	3.455 × 10 ⁻²⁵	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890 × 10 ⁻²⁵	2.760 × 10 ⁻²⁵	4.091 × 10 ⁻²⁵	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871 × 10 ⁻²⁵	2.934 × 10 ⁻²⁵	4.765 × 10 ⁻²⁵	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892 × 10 ⁻²⁵	3.101 × 10 ⁻²⁵	5.475 × 10 ⁻²⁵	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951 × 10 ⁻²⁵	3.261 × 10 ⁻²⁵	6.219 × 10 ⁻²⁵	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004 × 10 ⁻²⁴	3.415 × 10 ⁻²⁵	6.997 × 10 ⁻²⁵	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117 × 10 ⁻²⁴	3.563 × 10 ⁻²⁵	7.806 × 10 ⁻²⁵	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352 × 10 ⁻²⁴	3.846 × 10 ⁻²⁵	9.515 × 10 ⁻²⁵	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598 × 10 ⁻²⁴	4.111 × 10 ⁻²⁵	1.133 × 10 ⁻²⁴	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855 × 10 ⁻²⁴	4.362 × 10 ⁻²⁵	1.326 × 10 ⁻²⁴	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122 × 10 ⁻²⁴	4.600 × 10 ⁻²⁵	1.529 × 10 ⁻²⁴	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398 × 10 ⁻²⁴	4.826 × 10 ⁻²⁵	1.741 × 10 ⁻²⁴	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908 × 10 ⁻²⁴	5.817 × 10 ⁻²⁵	2.922 × 10 ⁻²⁴	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664 × 10 ⁻²⁴	6.630 × 10 ⁻²⁵	4.270 × 10 ⁻²⁴	0.7539

Note: For ideal gases, the properties c_p , k , μ , and Pr are independent of pressure. The properties ρ , ν , and α at a pressure P (in atm) other than 1 atm are determined by multiplying the values of ρ at the given temperature by P and by dividing ν and α by P .

Source: Data generated from the EES software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. Original sources: Keenan, Chao, Keyes, *Gas Tables*, Wiley, 198; and *Thermophysical Properties of Matter*, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-30607020-0.

Annexe 1

TABLE A-9

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. <i>T</i> , °C	Density ρ , kg/m ³	Specific Heat c_p kJ/kg·K	Thermal Conductivity k , W/m·K	Thermal Diffusivity α , m ² /s	Dynamic Viscosity μ , kg/m·s	Kinematic Viscosity ν , m ² /s	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Note: For ideal gases, the properties c_p , k , μ , and Pr are independent of pressure. The properties ρ , ν , and α at a pressure P (in atm) other than 1 atm are determined by multiplying the values of ρ at the given temperature by P and by dividing ν and α by P .

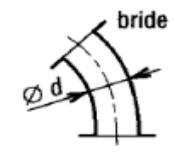
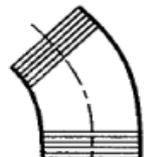
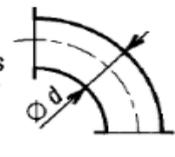
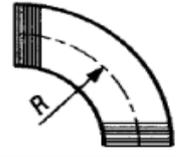
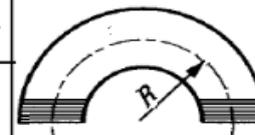
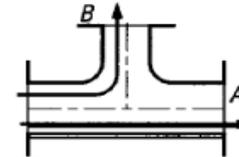
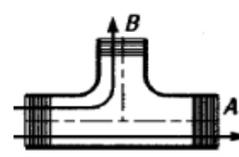
Source: Data generated from the EES software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. Original sources: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 196; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Wiley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermann, Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067030-8.

CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DE LA VAPEUR D'EAU SATURANTE

Programme ThermoVapor
<http://www.thermexoel.com/french/index.htm>

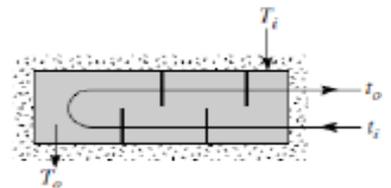
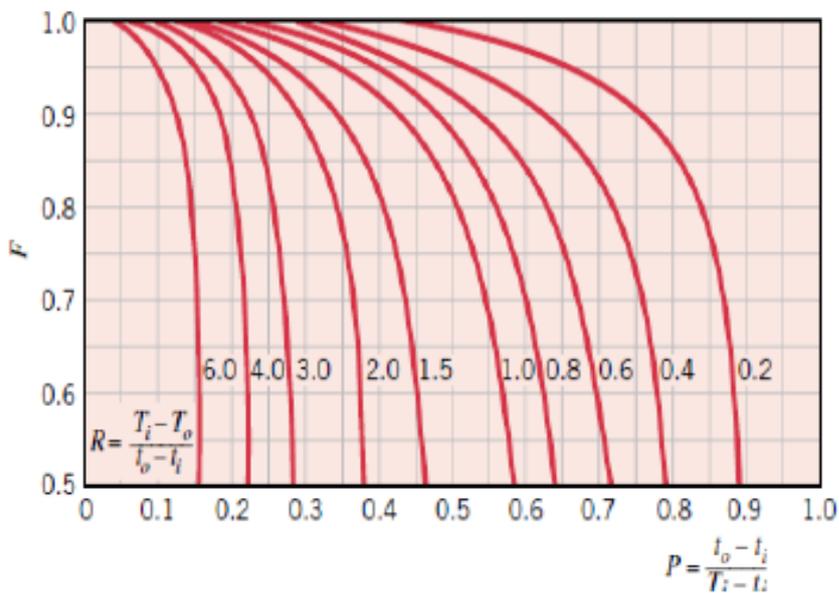
Pression absolue	Température	Volume massique vapeur	Masse volumique (Densité)		Enthalpie spécifique eau liquide (Chaleur sensible)			Enthalpie spécifique vapeur (chaleur totale)			Chaleur latente de vaporisation			Chaleur spécifique (Heat capacity)		Conductivité thermique vapeur saturée	Viscosité dynamique de l'eau	Viscosité dynamique de la vapeur	Viscosité cinématique vapeur
			Vapeur	Eau condensée	kJ/kg	W/kg	Kcal/kg	kJ/kg	W/kg	Kcal/kg	kJ/kg	W/kg	Kcal/kg	Vapeur	Eau				
7	164,96	0,2727	3,667	902,37	697,06	193,63	166,49	2761,98	757,22	659,69	2064,92	573,59	493,20	2,4425	4,3541	0,0330	0,000164	0,000015	3,97
7.5	167,76	0,2554	3,915	899,57	709,30	197,03	169,41	2764,84	768,01	660,37	2055,53	570,98	490,96	2,4691	4,3633	0,0334	0,000161	0,000015	3,74
8	170,42	0,2403	4,162	896,88	720,94	200,26	172,19	2767,46	788,74	661,00	2046,53	568,48	488,80	2,4951	4,3724	0,0338	0,000158	0,000015	3,54
8.5	172,94	0,2268	4,409	894,28	732,03	203,34	174,84	2769,89	769,41	661,58	2037,86	566,07	486,73	2,5206	4,3812	0,0342	0,000156	0,000015	3,36
9	175,36	0,2148	4,655	891,79	742,64	206,29	177,38	2772,13	770,04	662,11	2029,49	563,76	484,74	2,5457	4,3900	0,0346	0,000154	0,000015	3,20
9.5	177,67	0,2040	4,901	889,37	752,82	209,12	179,81	2774,22	770,62	662,61	2021,40	561,50	482,80	2,5703	4,3986	0,0350	0,000151	0,000015	3,06
10	179,88	0,1943	5,147	887,02	762,60	211,83	182,14	2776,16	771,16	663,07	2013,66	559,32	480,93	2,5944	4,4070	0,0354	0,000149	0,000015	2,93
11	184,06	0,1774	5,638	882,54	781,11	216,98	186,57	2779,66	772,13	663,91	1999,55	555,15	477,35	2,6418	4,4239	0,0361	0,000146	0,000015	2,70
12	187,96	0,1632	6,127	878,29	798,42	221,78	190,70	2782,73	772,98	664,64	1984,31	551,20	473,94	2,6878	4,4403	0,0368	0,000143	0,000015	2,51
13	191,60	0,1511	6,617	874,25	814,88	226,30	194,58	2785,42	773,73	665,29	1970,73	547,43	470,70	2,7328	4,4565	0,0375	0,000140	0,000015	2,34
14	195,04	0,1407	7,106	870,38	830,05	230,57	198,26	2787,79	774,39	665,85	1957,73	543,81	467,60	2,7767	4,4724	0,0381	0,000137	0,000016	2,20
15	198,28	0,1317	7,596	866,67	844,64	234,62	201,74	2789,88	774,97	666,35	1945,24	540,34	464,51	2,8196	4,4879	0,0388	0,000135	0,000016	2,07
16	201,37	0,1237	8,085	863,09	858,54	238,48	205,06	2791,73	775,48	666,79	1933,19	537,00	461,74	2,8620	4,5037	0,0394	0,000133	0,000016	1,96
17	204,30	0,1166	8,575	859,64	871,82	242,17	208,23	2793,37	775,94	667,18	1921,55	533,76	458,95	2,9036	4,5191	0,0400	0,000131	0,000016	1,86
18	207,11	0,1103	9,065	856,30	884,55	245,71	211,27	2794,81	776,34	667,53	1910,27	530,63	456,26	2,9444	4,5342	0,0405	0,000129	0,000016	1,77
19	209,79	0,1047	9,556	853,06	896,78	249,10	214,19	2796,09	776,69	667,83	1899,31	527,59	453,54	2,9849	4,5497	0,0411	0,000127	0,000016	1,69
20	212,37	0,0995	10,047	849,91	908,66	252,38	217,01	2797,2	777,0	668,10	1888,65	524,62	451,10	3,0248	4,5648	0,0417	0,000125	0,000016	1,61
21	214,85	0,0949	10,539	846,85	919,93	255,54	219,72	2798,18	777,27	668,33	1878,25	521,74	448,61	3,0643	4,5800	0,0422	0,000124	0,000016	1,55
22	217,24	0,0906	11,032	843,86	930,92	258,59	222,35	2799,0	777,51	668,54	1868,11	518,92	446,19	3,1034	4,5950	0,0427	0,000123	0,000016	1,49
23	219,55	0,0868	11,525	840,94	941,57	261,55	224,89	2799,7	777,71	668,71	1858,20	516,17	443,82	3,1421	4,6101	0,0433	0,000121	0,000016	1,43
24	221,78	0,0832	12,020	838,09	951,90	264,42	227,36	2800,3	777,89	668,86	1848,49	513,47	441,50	3,1804	4,6250	0,0438	0,000120	0,000017	1,38
25	223,94	0,0799	12,515	835,31	961,93	267,20	229,75	2800,9	778,03	668,99	1838,96	510,83	439,23	3,2187	4,6402	0,0443	0,000119	0,000017	1,33
26	226,03	0,0769	13,012	832,57	971,69	269,91	232,07	2801,3	778,15	669,09	1829,66	508,24	437,01	3,2566	4,6551	0,0448	0,000118	0,000017	1,28
27	228,06	0,0740	13,509	829,90	981,19	272,55	234,35	2801,6	778,25	669,17	1820,50	505,69	434,82	3,2944	4,6703	0,0453	0,000117	0,000017	1,24
28	230,04	0,0714	14,008	827,27	990,46	275,1	236,56	2801,9	778,32	669,24	1811,50	503,20	432,67	3,3319	4,6852	0,0458	0,000115	0,000017	1,20
29	231,96	0,0689	14,508	824,68	999,50	277,4	238,73	2802,1	778,38	669,28	1802,65	500,74	430,56	3,3694	4,7003	0,0462	0,000114	0,000017	1,17
30	233,84	0,0666	15,009	822,15	1008,33	280,1	240,84	2802,2	778,41	669,31	1793,94	498,32	428,48	3,4069	4,7156	0,0467	0,000114	0,000017	1,13
31	235,66	0,0645	15,512	819,65	1016,97	282,49	242,90	2802,3	778,42	669,32	1785,36	495,93	426,43	3,4442	4,7308	0,0472	0,000113	0,000017	1,10
32	237,44	0,0624	16,016	817,19	1025,41	284,7	244,94	2802,3	778,42	669,32	1776,90	493,58	424,41	3,4815	4,7461	0,0477	0,000112	0,000017	1,07
33	239,18	0,0605	16,521	814,77	1033,69	286,9	246,97	2802,3	778,40	669,31	1768,56	491,27	422,41	3,5187	4,7614	0,0481	0,000111	0,000017	1,04
34	240,88	0,0587	17,028	812,38	1041,73	288,9	248,93	2802,1	778,37	669,28	1760,33	488,98	420,45	3,5560	4,7767	0,0486	0,000110	0,000017	1,01
35	242,54	0,0570	17,536	810,02	1049,4	291,6	250,9	2801,9	778,32	669,23	1752,20	486,72	418,51	3,5931	4,7919	0,0491	0,000109	0,000017	0,99
36	244,16	0,0554	18,046	807,70	1057,1	294,2	252,59	2801,7	778,26	669,18	1744,17	484,49	416,59	3,6306	4,8076	0,0495	0,000109	0,000017	0,96
37	245,75	0,0539	18,557	805,40	1064,2	296,89	254,42	2801,4	778,18	669,11	1736,24	482,29	414,59	3,6679	4,8232	0,0500	0,000108	0,000017	0,94
38	247,31	0,0524	19,070	803,14	1071,7	299,98	256,22	2801,2	778,09	669,04	1728,39	480,11	412,62	3,7053	4,8386	0,0504	0,000107	0,000017	0,92
39	248,84	0,0511	19,585	800,9	1079,3	303,04	257,98	2800,9	777,99	668,95	1720,56	477,95	410,66	3,7430	4,8545	0,0509	0,000106	0,000018	0,90
40	250,33	0,0497	20,10	800,3	1086,8	306,06	259,72	2800,7	777,87	668,85	1712,94	475,82	409,13	3,7807	4,8703	0,0513	0,000106	0,000018	0,88
41	251,80	0,0485	20,619	799,9	1094,56	304,04	261,43	2799,89	777,75	668,74	1705,33	473,70	407,31	3,8185	4,8862	0,0517	0,000105	0,000018	0,86
42	253,24	0,0473	21,136	799,3	1101,61	306,00	263,12	2799,40	777,61	668,62	1697,79	471,61	405,51	3,8563	4,9020	0,0522	0,000104	0,000018	0,84
43	254,66	0,0462	21,660	798,18	1108,55	307,93	264,77	2798,87	777,46	668,50	1690,32	469,53	403,73	3,8946	4,9183	0,0526	0,000104	0,000018	0,82
44	256,05	0,0451	22,183	797,05	1115,39	309,83	266,41	2798,30	777,31	668,36	1682,91	467,48	401,96	3,9330	4,9345	0,0531	0,000103	0,000018	0,80
45	257,41	0,0440	22,708	795,9	1122,13	311,70	268,02	2797,70	777,14	668,22	1675,57	465,44	400,20	3,9715	4,9508	0,0535	0,000103	0,000018	0,79
46	258,76	0,0430	23,235	795,87	1128,78	313,55	269,60	2797,07	776,96	668,07	1668,29	463,41	398,46	4,0103	4,9672	0,0539	0,000102	0,000018	0,77

Annexe 3

Éléments	d m m	avec brides					fileté				
		25	50	100	200	500	12	25	50	100	
coudes à 45° 	k	0,21	0,20	0,19	0,16	0,14	0,39	0,32	0,30	0,29	 fileté
coudes à 90° 	k	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	2,0	1,5	0,95	0,65	
	k (R grand)	0,40	0,30	0,20	0,15	0,10	1,0	0,70	0,40	0,24	
coudes à 180° 	k	0,41	0,35	0,30	0,25	0,20	2	1,5	0,95	0,65	
	k (R grand)	0,40	0,30	0,20	0,15	0,10					
tés 	k cas A	1,24	0,19	0,14	0,10	0,07	0,90	0,90	0,90	0,90	
	k cas B	1,0	0,80	0,64	0,58	0,41	2,4	1,8	1,4	1,1	

Annexe 4

Abaque : Détermination de facteur de correction F (2 passe côté tube, une passe côté calandre)



I.1.Présentation général de l'entreprise

I.1.1. Historique

CEVITAL est parmi les entreprises algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché. Elle a été créée par des fonds privés en 1998. Son complexe de production se situe dans le port de Bejaia et s'étend sur une superficie de 14 Hectares.

CEVITAL contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale, elle vise à satisfaire le marché national et exporter le surplus, en offrant une large gamme de produits de qualité.

En effet les besoins du marché national sont de 1200T/J d'huile l'équivalent de 12 litres par personne et par an. Les capacités actuelles de CEVITAL sont de 1800T/J, soit un excédent commercial de 600T/J.

I.1.2. Situation géographique

CEVITAL est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 Km du sud-ouest de cette ville, à proximité de la RN 26. Cette situation géographique de l'entreprise lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet elle se trouve proche du port et l'aéroport.

I.1.3. Activités de CEVITAL

Lancé en Mai 1998, le complexe CEVITAL a débuté son activité par le conditionnement d'huile en Décembre 1998.

En Février 1999, les travaux de génie civil de la raffinerie ont débuté, elle est devenue fonctionnelle en Août 1999.

L'ensemble des activités de CEVITAL est concentré sur la production et la commercialisation des huiles végétales, de margarine et de sucre, ainsi que la production de l'énergie électrique qu'elle est en cours d'études, elles se présentent comme suit :

- Raffinage des huiles (1800 tonnes/jour) ;
- Conditionnement d'huile (1400 tonnes/jour) ;
- Production de margarine (600tonnes/jour) ;
- Fabrication d'emballage (PET) : Poly-Éthylène-Téréphtalate (9600unités/heure) ;
- Raffinage du sucre (1600 tonnes/jour) et (3000 tonnes /jour) ;
- Stockage des céréales (120000 tonnes) ;
- Minoterie et savonnerie en cours d'étude ;

- Cogénération (production de l'énergie électrique avec une capacité de 64MW et de la vapeur).

I .2. Raffinerie d'huile

I.2.1. Historique

Elle a été mise en service en aout 1999 elle est dotée des équipements de très haute technologie, actuellement sa capacité de production est de 1800T/J. Cette raffinerie est conçue pour traiter toutes les qualités d'huiles comestibles : le colza, le tournesol, le soja...etc.

I.2.2. Définition

Le raffinage est l'ensemble des opérations qui servent à transformer l'huile brute en un produit comestible en éliminant les impuretés indésirables. Les huiles peuvent avoir une destination alimentaire ou industrielle, dans les deux cas elles doivent être traitées tant pour leur donner la qualité correspondante au but poursuivi que pour faciliter leur conservation.

La raffinerie d'huile est munie de deux salles de contrôle du processus (une pour les lignes A et B et l'autre pour la ligne C), et d'un laboratoire pour contrôler la qualité d'huile à chaque étape du processus.

Le processus du raffinage est contrôlé automatiquement à l'aide d'un logiciel WINCC FLEXIBLE supervision en temps réel.

I.2.3. Objectifs du raffinage

Le raffinage a pour objectif l'amélioration des caractéristiques organoleptiques :

- Réduire le niveau de la couleur.
- Réduire ou éliminer l'odeur.
- Éliminer les produits indésirables pour avoir un produit d'un bon niveau de pureté et de stabilité.
- Modifier la structure des triglycérides nécessaires.
- Préserver le contenu en vitamines.
- Minimiser les pertes en triglycérides.
- Protéger les triglycérides de la dégradation au cours du procès.

I.2.4. Les différentes étapes de production

Afin d'avoir une huile prête à consommer, l'huile brute passe par plusieurs étapes qui peuvent étre structurées comme suit :

- **La démulcination ou dégomme** : éliminations des mucilages par action de l'acide phosphorique et centrifugation.
- **La neutralisation** : Cette étape permet essentiellement d'éliminer les acides gras libres par transformation en savons et séparation, ainsi que divers composés résiduels (phospholipides, composés de nature protéique, etc.). Le procédé traditionnel comprend les phases suivantes : addition d'une solution de soude, mélange, séparation par centrifugation, lavages à l'eau et séparation. Ensuite le mélange est envoyé à l'étape de décoloration.
- **Lavage** : par eau chaude à 95° et séchage sous vide de 50 tours minimum.
- **La décoloration** : Le but principal de cette opération est d'éliminer les pigments colorés contenus dans l'huile. La décoloration fait intervenir un agent d'adsorption (terres décolorantes). L'agent d'adsorption ou le mélange d'agents est introduit dans le décolorateur. L'huile chauffée vers 90° /110°C est agitée vigoureusement sous vide, le temps de séjour terre / huile est de l'ordre de 30 minutes, après traitement, l'huile sera refroidie et passe à travers trois filtrations, ce qui permettra à l'huile d'être un produit fiable.
- **La désodorisation** : La désodorisation est l'étape finale du raffinage. Elle consiste en la distillation des acides gras résiduels et élimination des pigments colorés résiduels sous vide de 2 millibars et une température de 250°C. L'huile ainsi obtenue est exempté (délivré) d'impuretés, d'humidité et de produits oxydes, à sa sortie de la désodorisation, elle est refroidie à 25° avant d'aller en stockage, puis en conditionnement.

D'autres opérations spécifique à chaque type d'huile sont ajoutées à cette chaîne de raffinage, tels que la cristallisation pour l'huile de tournesol et démulcination pour l'huile de soja.

Des utilités tel que la vapeur, l'eau brute et air comprimé sont mises en œuvre par l'ensemble des procédés de raffinage, leurs consommations sont déterminées en fonction des rendements de chaque équipement.

I.2.5. Les sous-unités de la raffinerie d'huile

La raffinerie d'huile de CEVITAL est composée des sous-unités suivantes :

- **Sous-unité approvisionnement** : son rôle est de stocker les huiles brutes et l'alimentation de la chaîne de raffinage de cette dernière.
- **Sous-unité de raffinage** : l'emplacement des procédés industriels (les séparateurs, les mélangeurs, les réacteurs...).
- **Sous-unité de conditionnement** : le lieu de fabrication d'emballage, ainsi que la mise en bouteille du produit fini.

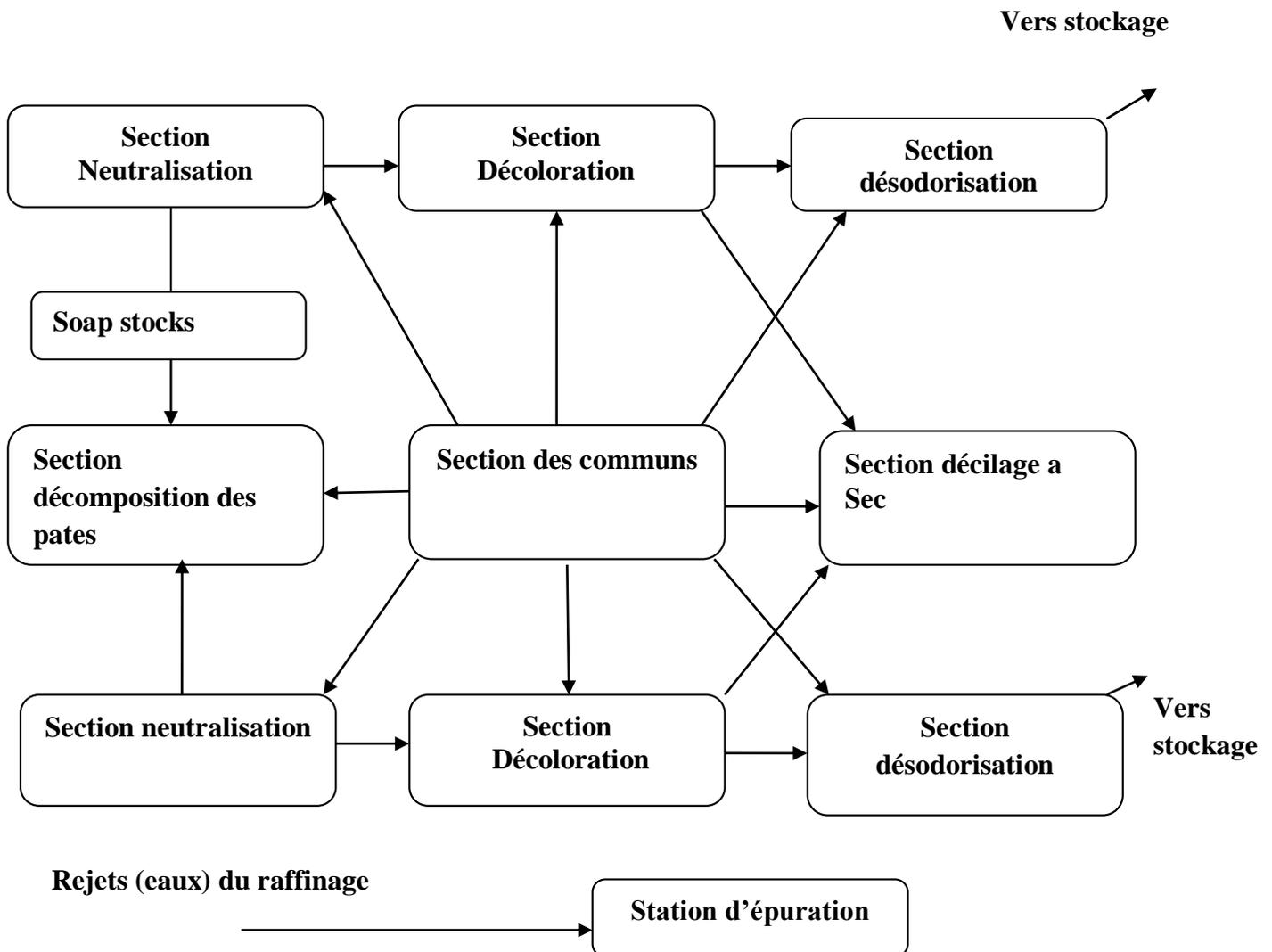
- **Sous-unité de composition de la patte** : pour le traitement des déchets de raffinage afin de récupérer des sous-produits et d'évaluer les pertes en huiles.
- **Sous-unité d'épuration des eaux** : pour le traitement des eaux avant de les déverser dans la nature.
- **Laboratoire de la raffinerie** : pour le contrôle de qualité des huiles.
- **Laboratoire de conditionnement** : il est destiné au contrôle physicochimique et micro biologique de la matière à son arrivée au port, des produits finis, ainsi que des produits laitiers destinés à la margarinerie.

I.2.6. Structure de la raffinerie d'huile

La raffinerie d'huile est subdivisée en trois lignes principales :

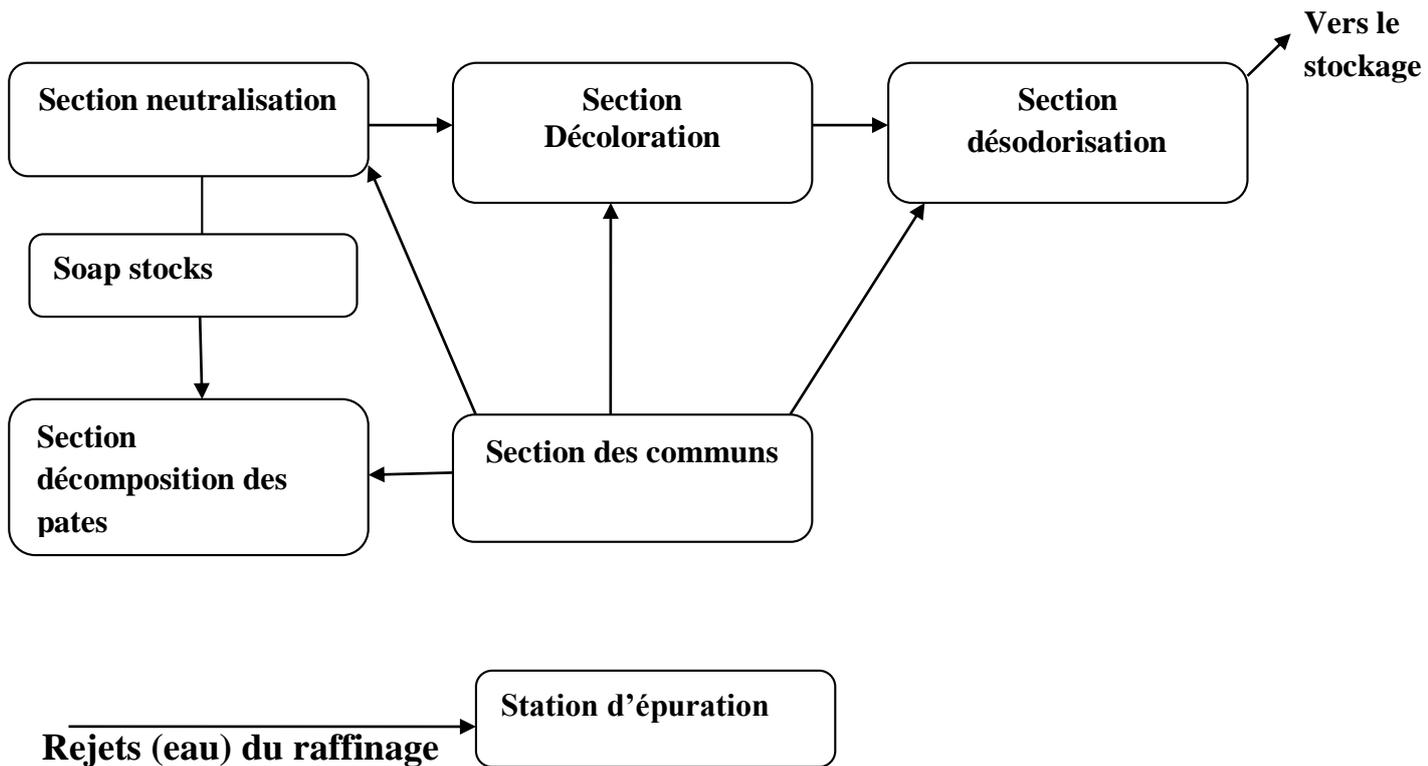
I.2.6.1. Lignes (A, B) de production de 400tonnes /jour chacun

Elles sont décomposées en trois sections principales enchainées comme suit :



I.2.6.2. Ligne de production de 1000 tonnes /jours

Nouvellement créées pour satisfaire la demande du marché national et ses trois sections principales sont enchainées comme suit :



I.2.7. Les équipements industriels de la raffinerie d'huile

I.2.7.1. Définition

La raffinerie d'huile dispose des équipements (procèdes) récents qui composent les trois chaines de raffinage, les deux lignes **A** et **B** sont de marque **ALFALAVAL**, et la ligne **C** de marque **WEST FALIAT** et **DE SMET**.

I.2.7.2. Les différents équipements

- **Les mélangeurs**

Ce sont des appareils qui permettent de mélanger l'huile avec l'acide phosphorique lors de la démulcination, et l'huile avec la soude caustique lors de la neutralisation.

- **Les réacteurs chimiques**

C'est là où s'effectue le brassage pendant 20 à 30 min.

- **Les cristaux liseurs**

Dans les quels passe de l'eau glucosée qui maintient la température à 8°C.

- **Les séparateurs**

Ce sont des équipements qui permettent la séparation des phases.

- **Les échangeurs**

Ils permettent l'échauffement d'huile.

- **Un sécheur**

Permet d'annuler l'humidité d'huile après lavage.

- **Les filtres**

Ils permettent de débarrasser l'huile de la terre décolorante lors de la décoloration.

- **La colonne de distillation**

Elle contient des colonnes à différentes températures qui permettent la désodorisation d'huile.

- **Des générateurs de vapeur**

Ce sont des chaudières à vapeur haute pression, de type serpentin verticale (GARIONI AVAL)

Résumé

Le problème de régulation de combustion dans les chaudières est un sujet d'actualité dans le cadre de l'amélioration de la production d'énergie notamment de la vapeur.

Il est établi, que les générateurs de vapeur sont le siège de multiples transferts thermodynamiques. Au cours de ces évolutions, des pertes thermodynamiques se produisent. La question qui se pose alors comment minimiser ces pertes.

Dans ce mémoire, nous proposons de faire un bilan énergétique d'un générateur de vapeur. Les pertes énergétiques, ainsi que le rendement global de générateur de vapeur sont évaluées et discutés.

Mots clés

Générateur de vapeur – pertes – rendement.

Abstract

The control problem of combustion in the boilers is a real time subject to improve the energy production especially steam.

It is established that steam generating is the seat of multiple and thermodynamic transfers. During these evolutions, thermodynamic losses occur. The question is then being how to minimize these losses.

In this thesis, we propose to make an energy assessment of steam generating. The loss energy and the overall efficiency of the steam generating are evaluated and discussed.

Keywords :

Steam generating - losses- yield