

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



Département Génie Chimique

Mémoire de Master

En Génie Chimique

Thème :

Dimensionnement thermique d'une chaudière à bois pour la production de 60 tonnes/h de vapeur surchauffée à 32 bars et 375 °C

Proposé et dirigé par :

M^r : BENNOUR Hocine

M^r : T.AHMED ZAID

Soutenu le 14 Juin 2015 devant le jury composé de :

Présidente :

M^{me} : R . DERRICHE

Professeur à l'ENP

Examineurs :

M^{me} : F. MEZIANI

M. A. A à l'ENP

M^r : R . BOUARAB

Professeur à l'ENP

Ecole Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassen Badi 16200 Alger

Promotion 2015

ملخص:

الهدف من هاته الدراسة هو تحليل مراحل عملية حرق الخشب في المراجل، من أجل تحديد الخصائص الحرارية الأنسب لإنتاج 60 طن من البخار المسخن كل ساعة عند درجة حرارة 375 م° وتحت ضغط 32 بار. يقوم المرجل المختار باستهلاك 17 طن من الخشب في الساعة، بحيث يحتوي هذا المرجل على فرنين يعملان بشكل متواز. قمنا بإنجاز الرسوم البيانية الموضحة لدرجات حرارة المبادلات الحرارية داخل المرجل وتقدير مساحات التبادل في المبادلات بالإضافة إلى الأبعاد الرئيسية للفرنين.

الكلمات الرئيسية : خشب طاقوي ، الكتلة الحيوية، الحرق، المرجل.

Résumé

Cette étude s'est donnée pour objectif d'analyser les processus de combustion du bois dans une chaudière dans le but principal d'en déterminer les caractéristiques thermiques les plus adaptées à une production de 60 tonnes de vapeur surchauffée par heure à une température de 375 °C et sous une pression de 32 bars. La chaudière retenue consommera 17 tonnes de bois par heure et comprendra deux fours fonctionnant en parallèle. Les profils des températures à travers les échangeurs de la chaudière ont été établis, les surfaces d'échange de ces derniers évaluées, ainsi que les dimensions principales des fours.

Mots clés : Bois énergie, biomasse, combustion, chaudière.

Abstract:

The purpose of this study is to analyze the processes of wood combustion in a boiler in order to determine the most adapted thermal characteristics to a production of 60 tons overheated vapor per hour at a temperature of 375 °C and under a pressure of 32 bars. The boiler selected will consume 17 tons of wood per hour and include two furnaces functioning in parallel. The profiles of the temperatures through the boiler exchangers are established, the heat-transferring surfaces of this latter are evaluated as well as principal furnaces dimensions.

Key words: wood energy, biomass, combustion, boiler

Remerciement

Toute ma gratitude, grâce et remerciement vont à Dieu le tout puissant qui m'a donné la force, la patience, le courage et la volonté de finir ce travail à temps.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à mes promoteurs, Messieurs BENNOUR Hocine et AHMED ZAID Toudert, pour leurs précieux conseils et leur grande disponibilité.

Mes remerciements s'adressent également aux membres du jury : M^{me} DERRICHE, M^{me} MEZIANI et M^r Bouarab , d'avoir honoré ma soutenance et pour l'effort fourni afin de juger ce modeste travail.

Ma gratitude va également à tous les enseignants qui ont contribué de près ou de loin à ma formation.

Amel .HAMDI

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes Parents.

A la mémoire de mon oncle Khaled "Allah yerahmou"

A mon frère Mustapha.

A mes sœurs Yasmine et Ikrame.

A ma binôme Narimane.

A mes amies : Bisma, Ryma, Amina, Kami, Sabah, Samira, Selma, Sarah, Roza et Sadia.

A mes amis de l'ENP et pour les cinq ans qu'on a passé ensemble.

*A ceux qui m'ont soutenue dans les moments les plus difficiles de ma vie
particulièrement à Ilyes*

*Le jour est venu pour leur dire **Merci**...*

Amel

Table des matières

Table des matières.....	i
Liste des tableaux.....	iv
Liste des figures.....	v
Nomenclature.....	vii
Introduction générale.....	1
Chapitre I. Le bois comme source d'énergie	
I. Introduction	4
II. La filière bois énergie.....	5
III. Composition et propriétés du bois	5
III.1 Composition chimique du bois.....	5
III.2 L'humidité	5
III.3 Granulométrie	6
III.4 Densité et masse volumique apparente	6
III.5 Taux de cendres.....	6
III.6 Pouvoir calorifique du bois	6
IV. Ressources en bois énergie :.....	9
V. L'efficacité de la conversion du bois énergie :	10
VI. Les différents systèmes qui favorisent la production du bois :.....	10
VI.1 Boisement de terres agricoles :	10
VI.2 Arbres têtards :	10
VI.3 Taillis à courtes et très courtes Rotations (TCR/TTCR).....	11
VI.4 Les haies.....	12
VI.5 Agroforesterie (AF):	12
VII. Valorisation énergétique du bois :	13
VII.1 Les transformations thermochimiques.....	13
VII.2 Les transformations biochimiques.....	14
VIII. La combustion du bois énergie :.....	15
IX. Avantages et inconvénients du bois énergie :.....	17
X. Le bois en Algérie et le potentiel de sa valorisation en tant que bois énergie.....	18
XI. Conclusion :	19
Chapitre II. La chaudière et le combustible	
I. Introduction :	21
II. Constitution de la chaudière à bois :	21
II.1 Le silo	21

Table des matières

II.2 Le Foyer.....	22
II.2.1 Foyer à grille fixe.....	22
II.2.2 Foyer volcan	22
II.2.3 Foyer à lit fluidisé.....	22
II.2.4 Foyer à grilles mobiles	23
II.3 L'échangeur de chaleur.....	24
II.4 Le système d'évacuation des fumées	25
II. 5 Le système d'évacuation des cendres	25
III. Choix de la chaudière :	25
III.1 Constitution de la chaudière.....	26
III.1.1 La chambre de combustion.....	26
III.1.2 La zone de convection.....	28
IV. Le combustible	29
IV.1 Composition massique élémentaire du combustible brut	30
V. La combustion :	31
V.1 Hypothèses d'analyse de la combustion.....	31
V.2 Les réactions de la combustion	31
V.3 L'air théorique	31
V.4 Les pouvoirs calorifiques du combustible.....	33
V.5 L'excès d'air.....	33
V.6 Composition des fumées issues d'une combustion complète du bois.....	34
Chapitre III. Dimensionnement de la chaudière	
I. Introduction :	41
II. Le four :	41
II.1.Détermination de la température de flamme :	41
II.2.Détermination de la température des gaz à la sortie du four :.....	42
II.3.Critère pour éviter le régime d'ébullition en filme dans les écrans :	46
II.4.Calcul de la chaleur mise en jeu au niveau de la chambre de combustion :.....	47
II.5.Calcul du flux de chaleur par unité de surface intérieure des tubes-écrans :	47
III. Zone de convection :	49
III.1.Calcul de la température des gaz à la sortie du surchauffeur T_2 :	49
III.2.Calcul de la température des gaz à la sortie de l'évaporateur T_3 :	50
III.3.Calcul de la température des gaz à la sortie de l'économiseur T_4 :.....	52

Table des matières

III.4.Calcul de la température des gaz à la sortie du préchauffeur d'eau T_6 :	53
IV. Données nécessaires aux calculs :	54
IV.1.Calcul des chaleurs spécifiques	54
IV.2.Les enthalpies de l'eau et de la vapeur d'eau :	55
V. Procédure de calcul :	56
Chapitre IV. Exploitation des résultats	
I. Introduction	58
II. Présentation commentée des résultats	58
II.1.Température de flamme (T_c) et température d'évacuation des fumées (T_6)	58
II.2.Températures des fumées à travers la zone de convection	60
II.3.Flux calorifique q_i dans les écrans	61
III. Choix des paramètres opératoires mc , α et λ	62
IV. Tracé des profils de température à travers la chaudière pour $mc = 17 t/h$ et pour $mc = 18 t/h$	64
V. Estimation des dimensions principales du four :	67
VI. Calcul des conductances thermiques et des surfaces d'échange de chaleur	69
Conclusion générale	71
Références bibliographiques	73
Annexe	75

Liste des tableaux :

Tableau I-1: Comparaison des PCI caractérisant différents combustibles 9

Tableau I-2: Productivité de différents boisements 10

Tableau I-3: Productivité de différentes essences de (TCR/TTCR) 11

Tableau I-4: Émissions au cours de la combustion 16

Tableau I-8: Occupation des terres forestières en Algérie selon leur fonction 18

Tableau I-9: Répartition des superficies forestières en Algérie suivant différentes espèces . 19

Tableau II-1: Composition massique élémentaire basée sur la substance sèche de quelques essences 30

Tableau II-2: Composition massique élémentaire basée sur la substance sèche du combustible choisi 30

Tableau II-3: Composition massique élémentaire du combustible sur bois brut 30

Tableau II-4: Air théorique pour la combustion du bois brut à 45% et à 20% d'humidité 32

Tableau II-5: Pouvoirs calorifiques du combustible brut à 45% et à 20% d'humidité 33

Tableau II-6: Composition des fumées issues de la combustion d'un bois brut à 45% d'humidité pour différentes valeurs du rapport d'air théorique α 36

Tableau II-7: Composition des fumées issues de la combustion d'un bois brut à 20% d'humidité pour différentes valeurs du rapport d'air théorique α 37

Tableau III-1: Propriétés de l'eau et de la vapeur d'eau 55

Tableau IV-1: Rendement de la chaudière 63

Tableau IV-2: Données nécessaires au tracé des profils de température à travers la chaudière pour un débit de combustible de 17t/h 64

Tableau IV-3: Données nécessaires au tracé des profils de température à travers la chaudière pour un débit de combustible de 18t/h 64

Tableau IV-4 : Caractéristiques opératoires de la chaudière 66

Tableau IV-5 : coefficient de convection côté gaz pour différents échangeurs..... 68

Tableau IV-6: Conductances et surfaces d'échange des différents échangeurs de la chaudière 69

Figure 0-1: schéma de l'installation.....	2
Figure I-1: Plage de variation du pouvoir calorifique inférieur du bois anhydre selon les essences en kWh/t	7
Figure I-2: Pouvoir calorifique inférieur en fonction de l'humidité	8
Figure I-3: Les différentes voies de la valorisation énergétique du bois	14
Figure I-4: Les différentes phases de la combustion du bois.....	15
Figure II-1: foyer à grille mobile	24
Figure II-2: Figure échangeurs de chaleur dans :	24
Figure II-3: constituants principaux d'une chaudière à bois	26
Figure II-4: Différents types d'écrans d'eau	27
Figure II-5: Différentes directions des flux gaz brûlés/bois dans la zone de combustion primaire d'une chaudière.....	28
Figure II-6: Exemple d'alimentation d'une petite chaudière en air primaire et air secondaire	34
Figure II-7: Composition molaire des fumées en fonction du rapport d'air théorique pour un brut à 45% d'humidité.....	38
Figure II-8: Composition molaire des fumées en fonction du rapport d'air théorique pour un brut à 20% d'humidité.....	38
Figure II-9: Pouvoirs fumigènes en fonction du rapport d'air théorique pour un brut à 45% et un brut à 20% d'humidité.....	39
Figure III-1: Température de ramollissement de quelques biomasses	42
Figure III-2: La zone de rayonnement.....	43
Figure III-3: Tubes d'écrans d'eau	47
Figure III-4: les différents échangeurs de la chaudière	49
Figure III-5: Surchauffeur d'eau	50
Figure III-6: Ecrans d'eau	51
Figure III-7: Evaporateur.....	52
Figure III-8: Economiseur	52
Figure III-9: Réchauffeur d'air.....	53
Figure III-10: Préchauffeur d'eau	54
Figure IV-1: Evolution de la température de flamme T_c en fonction du rapport d'air théorique α pour une température d'air de combustion $T_a = 100^\circ\text{C}$	58

Figure IV-2: Evolution de la température de flamme T_c et de la température d'évacuation des fumées T_6 en fonction de la température de l'air de combustion T_a pour un rapport d'air théorique $\alpha = 1.35$ 59

Figure IV-3: Evolution des températures des gaz à travers la zone de convection en fonction du débit de combustible m_c pour $\alpha = 1.35$, $T_a = 100^\circ\text{C}$ et $\lambda = 70\,000 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h}$ 60

Figure IV-4: Evolution du flux calorifique dans les tubes en fonction du débit de $\alpha = 1.35$, pour différentes valeurs de $\lambda = 70\,000 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h}$ 61

Figure IV-5: Profils des températures à travers une chaudière présentant les caractéristiques opératoires suivantes : $\alpha = 1.35$; $\lambda = 70\,000 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h}$; $T_a = 100^\circ\text{C}$ et $m_c = 17 \text{ t/h}$ → Rendement = 81% 65

Figure IV-6: Profils des températures à travers une chaudière présentant les caractéristiques opératoires suivantes : $\alpha = 1.35$; $\lambda = 70\,000 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h}$; $T_a = 100^\circ\text{C}$ et $m_c = 18 \text{ t/h}$ → Rendement = 76.5% 66

Nomenclature

Variable	désignation	Unité
A	Quantité d'air théorique nécessaire pour la libération d'une énergie de $10^6 Btu PCS$	[-]
A_e	La surface réelle de la paroi du côté extérieur	[in ²]
A_G	Surface utile de la grille	[m ²]
A_p	Surface projetée	[ft ²]
A_t	Air théorique	[kg air/kg bois]
C_p	Chaleur spécifique	[kJ/kg K]
d	Diamètre extérieur des tubes	[in]
d_i	Diamètre intérieur des tubes	[in]
\dot{E}	Energie transféré à un échangeur	[kJ/kg]
h	Enthalpie spécifique	[kJ/Kg]
h_o	coefficient de convection côté gaz	[Btu/ft ² .h]
H	Hauteur des tubes	[in]
H_b	humidité sur brut de combustible	[%]
h_{fg}	Enthalpie de vaporisation de l'eau	[KJ/Kg]
L	Longueur des tubes	[in]
m	Débit massique	[t/h]
M_f	masse molaire du constituant i	[kg/kmol]
m_f	Le pouvoir fumigène du combustible	[kg fumées/Kg bois]
M_i	masse molaire des fumées	[kg/kmol]
n	Nombre de tubes	[-]
n_i	Nombre de mole du constituant i	[mol]
PCI	Pouvoir calorifique inferieur	[kJ/kg]
PCS	Pouvoir calorifique supérieur	[kJ/kg]
\dot{q}_e	Flux de chaleur par unité de surface extérieure des écrans	[Btu/ft ² . h]
\dot{Q}_F	La chaleur rayonnée par les gaz et absorbée par les écrans	[Btu/h]
\dot{q}_i	flux par unité de surface intérieure des tubes	[Btu/ft ² . h]
\dot{q}_p	Flux de chaleur par unité de surface projetée	[Btu/ft ² . h]
S_t	pas transversal des parois de la membrane	[in]
T_c	Température de flamme adiabatique	[°R]
U	Coefficient d'échange de chaleur global	[kW/m ² .C]
V	Volume du four	[m ³]

Nomenclature

x	titre massique de la vapeur d'eau	[-]
x_i	Fraction massique	[%]
y_i	Fraction molaire	[%]
ΔT_m	Différence de température moyenne logarithmique (corrigée lorsque l'échangeur n'est pas à contre-courant)	[°C]

Variables Grec

Variable	Désignation	Unité
α	Rapport d'air théorique	[-]
σ	Constante de Stefan Boltzmann	[Btu/ft ² .h.°R]
ε_s	Emissivités de la paroi	[-]
ε_g	Emissivités des gaz de combustion	[-]
λ	densité surfacique de la charge calorifique de la chaudière	[Btu/h.ft ²]
η	Rendement de la chaudière	[%]
φ	Pourcentage d'énergie allouée à chaque échangeur de chaleur	[%]
β	Critère sur la surface de la grille du four	[kcal/m ² .h]
γ	Critère sur le volume du four	[Btu/ft ³ .h]

Indices

Indice	Désignation
a	Air
c	combustible
ec	Entrée écrans d'eau
ee	Entrée économiseur
ep	Entrée préchauffeur d'eau
er	Entrée réchauffeur d'air
es	Entrée surchauffeur
ev	Entrée évaporateur
f	fumées
F	Four
g	Gaz

s	surface des écrans d'eau
sc	Sortie écrans d'eau
se	Sortie économiseur
sp	Sortie préchauffeur d'eau
sr	Sortie réchauffeur d'air
ss	Sortie surchauffeur
sv	Sortie évaporateur

Abréviation :

BE	Bois Energie
BRF	Bois Raméal Fragmenté
COVNM	Composés Organiques Volatils Non Méthaniques
HAP	Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques
MD	Membre de Droite
MG	Membre de Gauche
TCR	Taillis à Courtes Rotations
TTCR	Taillis à Très Courtes Rotations

Introduction générale

La multiplication des catastrophes climatiques depuis quelques temps relance les craintes sur les émissions de gaz à effet de serre. De plus, les fluctuations incontrôlées des prix du pétrole et la volonté affichée de certains pays industriels de diversifier leurs sources d'approvisionnement en énergie, soulèvent plus que jamais le débat sur les énergies renouvelables.

Le bois est dans ce cadre une solution envisageable et intéressante. Ce dernier est le premier matériau combustible dont l'homme s'est servi. Avec l'avènement du charbon puis du pétrole, il a été par la suite principalement dédié à des usages d'agrément et d'appoint dans les sociétés industrialisées. Cependant, depuis au moins deux décennies, le bois-énergie fait l'objet d'un regain d'intérêts.

Parmi les multiples techniques de valorisation énergétique de la biomasse, la combustion reste la plus ancienne et la plus usitée. Ce procédé subit en permanence des modifications afin de l'adapter aux unités industrielles et de réduire au maximum les émissions polluantes. Des technologies modernes, entièrement automatisées et fiables, pour la combustion du bois, sont aujourd'hui disponibles à des prix abordables sur le marché mondial.

Le monde rural est particulièrement concerné par le développement de la filière bois-énergie et adapté de par sa proximité des principaux gisements de bois et également de par son organisation en petites communautés susceptibles de satisfaire leurs besoins en énergie par des systèmes de petite et moyenne cogénération. Il est indéniable que l'utilisation du bois en tant qu'énergie dans le milieu rural présente un potentiel intéressant et peut générer des revenus supplémentaires pour supporter et financer en partie la gestion durable des forêts et en même temps, contribuer aux efforts dont l'objectif est de rationaliser l'utilisation des ressources énergétiques. Des entreprises rurales pourraient voir le jour pour gérer l'exploitation du bois-énergie de sa récolte à sa commercialisation en passant par son conditionnement et son transport, mais également pour son utilisation en tant que combustible disponible sur place pour la production d'énergie ou pour une production manufacturière locale. C'est une réelle opportunité de développement économique régional qui pourrait contribuer à fixer les populations et à atténuer leurs mouvements migratoires en direction des centres urbains avec les problèmes qu'on leur connaît.

En Algérie, il s'agit tout d'abord d'évaluer et de démontrer le potentiel économique et environnemental du bois en comparaison avec les énergies fossiles dans le monde rural, mais aussi pour les secteurs commercial et industriel. Ensuite, il faut établir et optimiser la contribution du bois en tant qu'énergie renouvelable en relation avec la gestion du patrimoine forestier et du développement rural. Il faut enfin soutenir le développement et la rentabilité de la filière bois-énergie en mobilisant et en organisant les secteurs concernés pour qu'il n'y ait pas d'obstacles au développement de la filière.

Introduction générale

Dans la présente étude, nous allons analyser les processus qui accompagnent la combustion du bois et déterminer les conditions nécessaires à leur déroulement, avant de procéder aux calculs thermiques des équipements principaux d'une chaudière à bois. Nous avons choisi à cet effet une chaudière qui devrait produire 60 t/h de vapeur surchauffée à une température de 375°C et sous une pression de 32 bars. Ces besoins sont typiques pour satisfaire par cogénération les consommations en chaleur et en électricité d'une sucrerie ou d'une papeterie ; industries candidates par excellence à l'utilisation de la biomasse comme source d'énergie, étant donné qu'elles traitent des matières premières qui relèvent de la même filière. Le schéma complet du système à étudier est présenté à la figure ci-dessous.

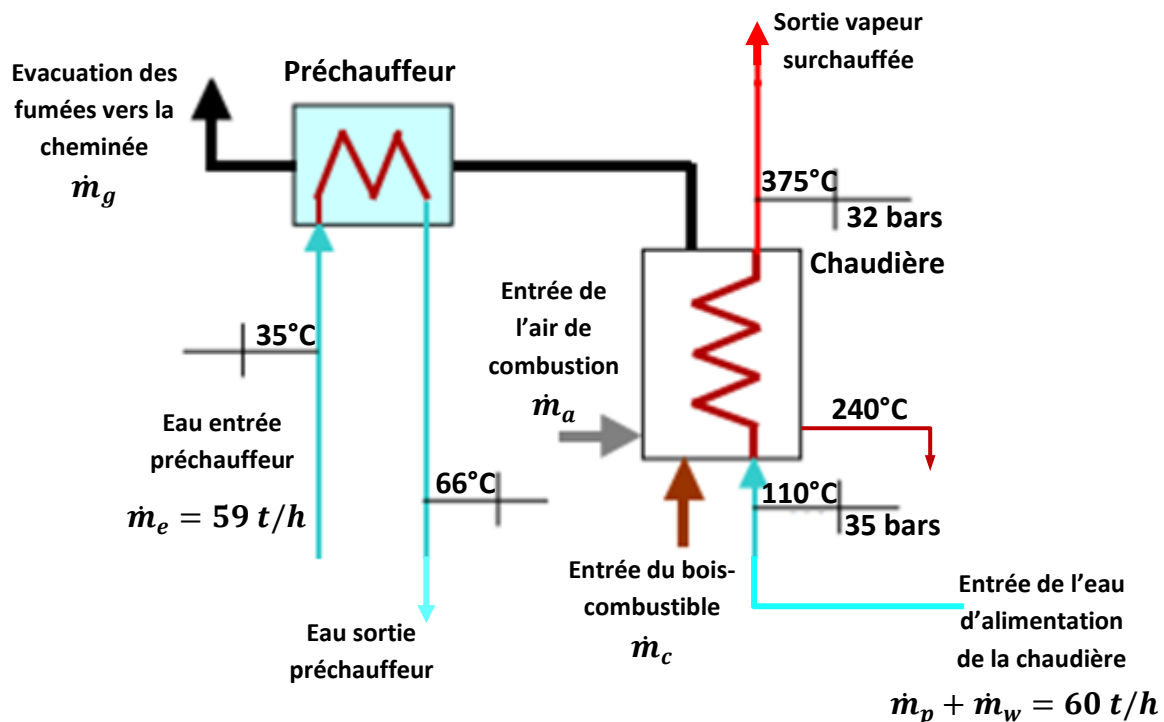


Figure 0-2: schéma de l'installation

En plus du réchauffeur d'air, de l'économiseur, de l'évaporateur et du surchauffeur qui sont des échangeurs intégrés à la chaudière, le système comprend également un préchauffeur d'eau, qui est en général un échangeur qu'on ajoute séparément au système pour puiser davantage dans l'énergie des fumées avant de les évacuer dans l'atmosphère. La chaudière est alimentée avec 63 t/h d'eau à 110°C, 35 bars, dont 60 t/h parviendront à la sortie à l'état de vapeur surchauffée à 375°C, 32 bars, les 3 bars de différence avec la pression d'entrée étant consommées en pertes de charge dans les différents échangeurs de la chaudière et les 3t/h de différence étant destinées à l'égout sous forme de purges de déconcentration. La chaudière est également alimentée avec un débit de combustible qui reste à déterminer et un débit d'air qui dépend du débit de combustible, de sa composition et des conditions dans lesquelles se fera la combustion.

Introduction générale

L'étude sera répartie en quatre chapitres. Dans le premier, nous présenterons les caractéristiques générales de la filière bois-énergie et le potentiel pouvant être exploité pour développer la filière en Algérie. La description organique de la chaudière et le choix du combustible feront l'objet du deuxième chapitre de ce rapport, chapitre dans lequel nous analyserons également les réactions de combustion et calculerons les pouvoirs calorifiques et la composition des fumées, calculs préliminaires nécessaires avant d'aborder le chapitre trois qui traite du dimensionnement thermique de la chaudière. Enfin, le dernier chapitre sera consacré à l'exploitation des résultats de notre analyse et à un choix adapté des paramètres opératoires de la chaudière.

Chapitre I : Le bois comme source d'énergie

I. Introduction

Le terme « **bois énergie** » désigne le bois utilisé pour produire de l'énergie au moyen de la combustion. Cette énergie est au départ celle du soleil, transformée par les arbres lors de la photosynthèse. Elle est utilisée directement pour produire de la chaleur ou, en cogénération, pour produire également de l'électricité.

Le bois énergie est un mode de chauffage ancestral qui connaît depuis plusieurs années d'importantes évolutions technologiques : automatisation de l'alimentation et du déclenchement, régulation pour les chaudières et certains poêles, amélioration des performances techniques et du rendement. Les produits développés apportent un grand confort sur le plan thermique et sont de plus en plus souples d'utilisation. Les niveaux de pollution ont été réduits de manière importante par rapport aux anciens modèles, grâce notamment à l'automatisation des chaudières et à la mise en place de nouveaux procédés. Enfin, le bois énergie est une énergie renouvelable qui, si elle est bien gérée, ne court pas de risque de pénurie à court ou à long terme, à la différence des énergies fossiles par exemple. Attention cependant à ne pas faire entrer en concurrence cette filière avec celles déjà existantes de valorisation matière du bois (bois d'œuvre et d'industrie).

Le bois est habituellement considéré comme « carboneutre », ou faiblement émetteur de dioxyde de carbone, si l'on tient compte de l'usage de l'énergie fossile utilisée pour sa récolte, sa préparation et son transport. C'est-à-dire que pendant leur croissance, les arbres absorbent le dioxyde de carbone de l'atmosphère par photosynthèse et que, lorsque ces arbres meurent et pourrissent dans la forêt, le carbone emmagasiné dans ces arbres est relâché dans l'air, à nouveau sous forme de dioxyde de carbone. Lorsque le bois brûle, il produit la même quantité de dioxyde de carbone que ce qu'il aura absorbé pendant son cycle de vie, ce qui explique que le bois brûlé serait ainsi carboneutre.

Le concept de "carboneutralité" entraîne selon plusieurs chercheurs une importante erreur dans la comptabilité du carbone, et un nombre croissant d'études reconnaît l'inexactitude de la carboneutralité et l'urgence d'en corriger les nombreuses failles, puisque :

1. Les arbres qui sont coupés auraient continué à capter du carbone de l'atmosphère pendant plusieurs années s'ils étaient laissés en vie. *La coupe et l'extraction de biomasse court-circuitent le cycle du carbone.*

2. Il faut plusieurs décennies, voire même des siècles, pour que les forêts se régénèrent et rétablissent leur capacité à absorber le CO₂ qui a été relâché d'un seul coup lors de la combustion [1].

Dans son un récent rapport [2], Greenpeace soutient que la biomasse n'est pas carboneutre et même qu'elle émet plus de CO₂ que les énergies fossiles : *"C'est une erreur de dire que la biomasse est carboneutre. La biomasse forestière crée une dette de carbone lors de son utilisation. La combustion de la biomasse crée plus de carbone dans l'atmosphère que les carburants fossiles, car elle est moins dense en énergie. La biomasse émet donc plus de CO₂ que le mazout, par exemple. Mais cette dette de carbone se rembourse au fur et à mesure où la forêt repousse. Si bien qu'après 4, 5 ou 6 ans (selon les cas, parfois plus), la dette de*

carbone est remboursée. C'est donc une énergie renouvelable qui a des bénéfices environnementaux importants lorsqu'elle est bien utilisée".

II. La filière bois énergie

Le terme "**filière bois énergie**" est utilisé couramment pour désigner l'ensemble des modes d'approvisionnement possibles en bois pour la production de chaleur, et dans une moindre mesure d'électricité dans le cas de la cogénération. Il s'agit donc de l'utilisation de bois de forêt, des rebuts de l'industrie forestière et du bois issu des déchets.

III. Composition et propriétés du bois

III.1 Composition chimique du bois [3].

Le bois, matière organique, est composé de trois polymères principaux que sont la cellulose, la lignine et les hémicelluloses.

- La cellulose : Polymère à haute masse molaire dont l'élément de base est un motif cellobiose (deux glucoses). Elle se présente sous forme de fibrilles et constitue la structure de la paroi cellulaire du bois. Elle représente de 40 à 50 % de la masse de matière sèche.

- La lignine : Polymère phénolique, il constitue la matrice de cette paroi cellulaire et représente de 23 à 33 % de la masse sèche dans les résineux et de 16 à 23 % dans les feuillus.

- Les hémicelluloses : Polymères ramifiés à basse masse molaire, ils sont constitués de sucres en C5 (pentoses) ou C6 (hexoses) et peuvent représenter de 10 à 30 % de la masse sèche.

En plus de ces éléments constituant sa structure, le bois peut contenir, en masse, de 5 à 30 % d'extractibles (tanins, huiles résines, gomme, etc.) et jusqu'à 1 % de constituants inorganiques, contenant en particulier du calcium, du sodium, du potassium et de la silice, posant quelques problèmes en valorisation énergétique (fusion des cendres).

III.2 L'humidité

L'humidité du bois est définie comme étant le rapport de la masse d'eau qu'il contient sur sa masse totale (ou parfois sur la masse de bois sec).

On distingue deux types d'eau dans le bois : l'eau libre et l'eau liée.

- L'eau libre est contenue dans les cellules (la cellule s'apparente à un tube, son espace intérieur est appelé le vide cellulaire). Elle est facile à extraire du bois ; on parle dans ce cas de ressuyage.

- L'eau liée est à l'intérieur des parois des cellules et ne peut s'extraire que sous forme de vapeur ; il s'agit alors d'un séchage.

L'humidité contenue dans le bois est déterminante pour le bon fonctionnement de la chaudière. Une humidité mal adaptée est susceptible de réduire son rendement thermique et également de provoquer des rejets dans l'atmosphère pouvant dégrader la qualité de l'air. Une humidité trop faible peut entraîner des surchauffes dans le foyer et l'endommager. Par ailleurs, le pouvoir calorifique dépend principalement du taux d'humidité du bois.

III.3 Granulométrie

La granulométrie indique les dimensions des morceaux de bois qui constituent le combustible. Elle a une influence sur la masse volumique apparente mais est aussi déterminante sur les choix technologiques d'alimentation automatique des chaudières. Elle est déterminée par le passage de celui-ci à travers des tamis à mailles rondes ou carrées de différentes tailles : méthode simple et peu onéreuse avec résultat rapide. Elle s'exprime par 3 facteurs [4]:

- les cotes de la fraction la plus importante, exprimées en millimètres
- la fraction fine, composée des éléments de taille inférieure à 1mm, exprimée en % de la masse totale
- la fraction grossière, composée des éléments dont les cotes sont supérieures à la classe de granulométrie recherchée, exprimée en % de la masse totale.

III.4 Densité et masse volumique apparente

La masse volumique est une donnée importante pour évaluer les volumes des divers stockages, transports et autonomie des silos. Elle correspond à la masse d'une certaine quantité de produits divisée par le volume qu'elle occupe et qui comprend donc l'air entre les morceaux de bois.

La masse volumique apparente du bois s'exprime en kg/m^3 apparent, et pour les plaquettes on parle de **MAP** (mètre cube apparent de plaquette).

La masse volumique réelle du bois correspond à la masse volumique d'un volume donné de bois plein, elle s'exprime en kg/m^3 plein et dépend de l'essence du bois et de sa teneur en humidité. Le rapport du volume de bois plein sur le volume du bois combustible est appelé **coefficient de foisonnement**.

III.5 Taux de cendres [5] :

Les cendres sont un sous-produit de la combustion qu'il faut stocker puis valoriser ou éliminer. Par ailleurs, Il existe deux types de cendres :

- Les cendres non exogènes, produites par les matières minérales constitutives du bois (azote, potassium, phosphore, etc.)
 - Les cendres exogènes, produites par des impuretés acheminées avec le bois (terres, cailloux, graviers chutes de métal, etc.).
- La détermination du taux de cendres est nécessaire lorsque l'on souhaite calculer de façon très précise le pouvoir calorifique du combustible.
 - L'usage a souvent consacré le terme taux de cendres pour les cendres non exogènes et taux d'impureté pour les cendres exogènes.
 - Les cendres, riches en potasse peuvent être valorisées en tant que fertilisant pour les jardins et espaces verts.

III.6 Pouvoir calorifique du bois

Définitions :

Le pouvoir calorifique d'un combustible est la quantité de chaleur produite par sa combustion, à pression constante et dans les conditions dites "standard" de température et de pression (c'est à dire à 25°C et sous une pression de 1 bar).

Le pouvoir calorifique permet ainsi de comparer entre eux différents combustibles (gaz, fioul, bois...) afin de savoir lequel est susceptible de libérer le plus de chaleur lors de sa combustion. Il s'exprime en quantité de chaleur par quantité de combustible. Habituellement, pour le bois, il est exprimé en kWh/tonne

Il est généralement décliné en Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI) et Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS).

- Le pouvoir calorifique supérieur ou PCS, c'est la quantité d'énergie maximale que peut générer la combustion d'une unité de masse d'un combustible sec lorsque l'eau produite par cette combustion est condensée. Le PCS du bois varie peu selon l'essence et approche les 20 000 kJ/kg.

- Le pouvoir calorifique inférieur ou PCI, c'est la quantité de chaleur maximale libérée par une unité de masse de combustible sec lorsque l'eau formée par la combustion demeure à l'état de vapeur. Autrement dit, le PCI se déduit du PCS par soustraction de l'énergie utile à la vaporisation de l'eau produite au cours de la combustion. Cette dernière a pour origine l'hydrogène contenu dans le bois.

Les valeurs du PCI sont classées selon deux familles d'essence qui sont : les feuillus (chêne, hêtre, frêne, bouleau, etc.) et les résineux (pin maritime, sapin, épicéa, mélèze, etc.).

L'examen de leurs valeurs montre que les feuillus présentent un PCI moyen sur sec (c'est-à-dire que le bois est anhydre) de 5100 kWh/t alors que les résineux ont un PCI moyen sur sec légèrement supérieur, égal à 5300 kWh/t. La variation du PCI du bois anhydre selon les essences (en kWh/t) est illustrée à la figure 1 ci-après [6]

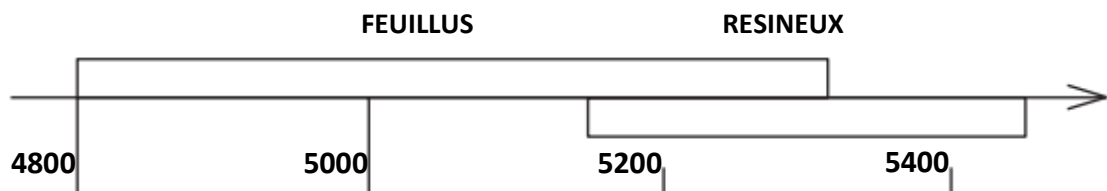


Figure I-1: Plage de variation du pouvoir calorifique inférieur du bois anhydre selon les

Variation du PCI en fonction de l'humidité

Le PCI sur brut (PCI_{humide}) s'obtient à partir du PCI sur sec ($PCI_{anhydre}$) en fonction du taux d'humidité au moyen de la formule suivante [3]

$$(PCI)_{humide} = \left(1 - \frac{H_b}{100}\right)(PCI)_{anhydre} - \frac{H_b}{100} h_{fg} \quad (I.1)$$

avec :

H_b : humidité sur brut de combustible (en %).

h_{fg} : enthalpie (ou chaleur latente) de vaporisation de l'eau

La figure I.2 ci-dessous [7] montre l'évolution du PCI du bois brut en fonction du taux d'humidité des bois appartenant aux deux familles envisagées (feuillus et résineux). Il est donc possible à partir de ces deux courbes, de déterminer le PCI réel du bois utilisé.

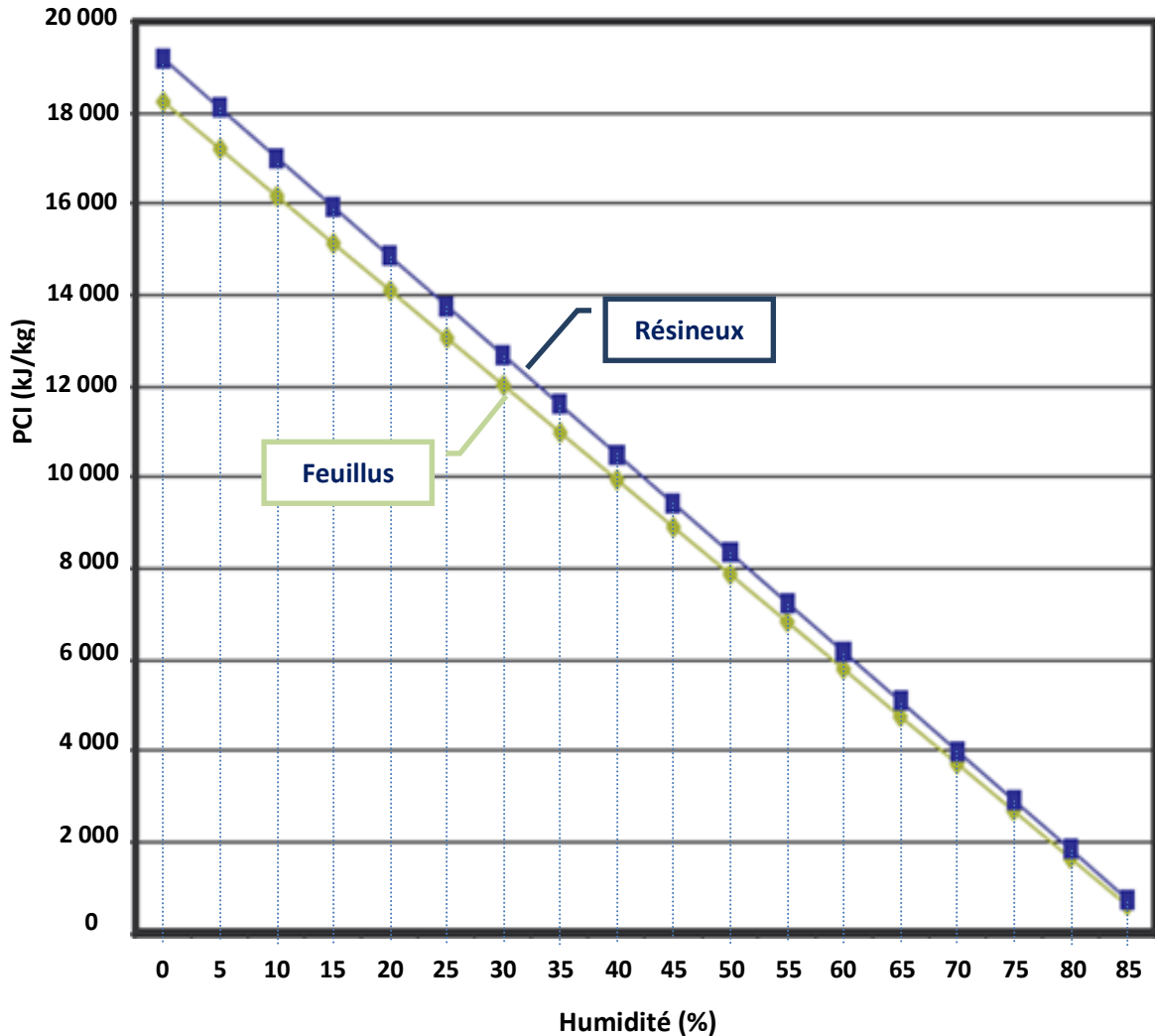


Figure I-2: Pouvoir calorifique inférieur en fonction de l'humidité [7]

Nous remarquons que dans les plages d'humidité qui caractérisent fréquemment le bois-énergie (10% à 65% d'humidité), le PCI varie de 4 760 à 16 170 kJ/kg. L'influence de l'humidité est donc très importante sur le PCI brut.

Comparaison avec les combustibles fossiles :

Le bois présente l'avantage d'être non seulement une source d'énergie renouvelable, mais également une source qui peut être facilement mobilisée. En revanche, il a un contenu énergétique relativement faible en comparaison avec les combustibles fossiles tels que le charbon, le fioul ou le gaz naturel. D'après le tableau I.1 ci-dessous, on constate qu'un kilogramme de fioul contient environ 2 à 6 fois plus d'énergie qu'une bûche de bois brut.

Tableau I-1: Comparaison des PCI caractérisant différents combustibles [8]

Combustible	PCI (kWh/kg)
bois brut (bûches)	2 – 5
charbon (coke)	8
fioul	12
gaz naturel	17

IV. Ressources en bois énergie :

On distingue deux grands types de ressources en bois énergie : la ressource sylvicole et la ressource industrielle.

Ressource industrielle :

Ressource la moins importante mais la plus sollicitée, elle peut se répartir en deux origines.

- **Le bois de rebut :** On appelle bois de rebut l'ensemble des produits en fin de vie constitués uniquement de bois sains (bois d'emballage, de déconstruction...).

- **Les sous-produits des industries du bois :** L'industrie de première transformation produit l'essentiel des sous-produits industriels, généralement sous forme d'écorces ou de sciures.

Ressource sylvicole :

- **Les bûches :** Les bûches proviennent de l'exploitation de taillis ou de récupération de houppiers lors de coupes commerciales de bois.

- **Les plaquettes (chips) :** Les plaquettes (ou chips) sont des morceaux de bois déchiquetés. Leurs caractéristiques varient largement selon le bois dont elles proviennent. Les plaquettes forment un combustible beaucoup plus homogène que les produits de départ.

- **La sciure :** La sciure est constituée de fines particules de bois. Elle est produite lors du sciage des grumes (il s'agit alors de sciure assez humide) ou lors du travail de planches dans les industries de seconde transformation du bois (fabriques de meubles, etc.),

- **Le bois densifié :** Le bois densifié est produit à partir de déchets de bois de petites dimensions, principalement de la sciure. Celle-ci est séchée et compressée en un matériau dense et cohérent.

- **Le BRF (Bois Raméal Fragmenté) :** Il résulte du broyage frais de rameaux et petites branches vertes d'un diamètre inférieur à 7cm (avec ou sans feuilles). Il est généralement préférable d'employer des rémanents de feuillus. Il est toutefois possible d'utiliser un peu de conifères à hauteur de 20%. Riche en nutriments, protéines, tissus lignifiés et polyphénols, une fois épandu sur les sols, le BRF contribue à ce qu'on appelle : *l'aggradation des sols*. Il stimule en fait l'activité biologique et la formation d'humus pour améliorer la fertilité et la stabilité des sols [9].

V. L'efficacité de la conversion du bois énergie :

Les tonnes du bois produit par hectare et par année est un facteur très important pour les cultures énergétiques. Les rendements dépendent de nombreux facteurs tels que : l'emplacement, le climat et la météo, la nature du sol, l'approvisionnement en eau, les éléments nutritifs, le choix des plantes.

VI. Les différents systèmes qui favorisent la production du bois :

VI.1 Boisement de terres agricoles :

Les boisements de terres agricoles consistent en la conversion de terres agricoles en forêts par la plantation ou l'ensemencement. Le boisement arrive en substitution de l'activité agricole. Les densités de plantations sont d'environ 1000 arbres/ha. Les rendements varient d'un système à un autre. Le choix de tel ou tel système (choix des essences) va quant à lui dépendre des objectifs de l'agriculteur et des conditions pédoclimatiques de la parcelle destinée au boisement [10].

Tableau I-2: Productivité de différents boisements [9]

Système	Durée de la rotation (années)	Rendement (t MS/ha/an)
Peupleraie	7	10 à 12
Frêne	10	6
Douglas	10	3 à 5
Cèdre	10	4 à 5
chênaie	15	3 à 4

Production : Bois d'œuvre, bois de chauffage

Inconvénients

- Conflit d'usage des terres (production agricole /production biomasse)
- Entretien parfois difficile
- Taux d'échec important (choix essences, manque entretien)

Avantages

- Intérêt paysager
- Protection contre l'érosion
- Rôle dans l'épuration des eaux
- Valorisation de patrimoine foncier
- Production du bois + Emplois

VI.2 Arbres têtards :

Essences dont la bille exploitable en bois d'œuvre est de 2 à 3 m. Arbre étêté afin d'obtenir la formation de nombreuses branches à partir de la tête. Les branches sont régulièrement coupées, favorisant l'apparition de rejets [9]

Facteurs d'influence : Essences, âge, conditions pédoclimatiques

Production : Bois de chauffage, agrocarburants de seconde génération, BRF, bois d'œuvre

Avantages

- Forte productivité en bois énergie
- valeur patrimoniale et paysagère
- intérêts environnementaux (vie des sols, biodiversité et corridors Ecologiques)
- lutte contre l'érosion
- bien-être animal

Inconvénients :

- Gourmand en temps de travail
- Tailles parfois dangereuses

VI.3 Taillis à courtes et très courtes Rotations (TCR/TTCR)

Il s'agit de cultures dédiées, en grande partie, à une valorisation énergétique. Ce sont des plantations d'arbres très denses. Après la coupe, de nouvelles tiges repoussent sur les souches et plusieurs cycles de production-récolte sont ainsi effectués. Elles sont implantées pour une durée de 20 ans (TTCR) à 30 ans (TCR). Les densités de plantations sont d'environ [9]

- TCR de peupliers : 1000 à 2000 arbres/ha.
- TTCR de peupliers : environ 10000 arbres/ha.

Dans le tableau I.3 ci-après, sont présentés, pour différentes essences de taillis et selon que le système d'exploitation soit à courte ou à très courte rotation, le rendement et la fréquence des récoltes.

Tableau I-3: Productivité de différentes essences de (TCR/TTCR) [9]

Essence	système	Rendement (tMS/ha/an)	Fréquence de chantier (années)
Eucalyptus	TTCR	10	2-3
	TCR	12 à 18	10
Peuplier	TTCR	10 à 12	2-3
	TCR	10 à 12	7-10
Robinier	TTCR	8	2-3
	TCR	8	10

Facteurs d'influence : Essences, conditions pédoclimatiques, densités de plantations.

Production : Bois de chauffage, agrocarburants de seconde génération

Avantages :

- C'est une biomasse homogène, facilement mobilisable hors période de végétation et récoltable de façon mécanisée.
- Produire un maximum de biomasse ligneuse par unité de surface et de temps.

- Les valorisations de ce type de production peuvent être, à l'heure actuelle, de deux sortes : une valorisation papetière ou énergétique pour les TCR, et une valorisation énergétique pour les TCCR.

- La possibilité de valoriser les terres ingrates.

Inconvénients :

- Concurrence avec d'autres énergies renouvelables plus rentables

- Pour l'irrigation des parcelles avec des eaux de stations d'épuration déjà existantes, la logistique peut être coûteuse

- Possible meurtrissure du paysage lors de la coupe rase

- Risques d'incendies dans les zones déjà sensibles

VI.4 Les haies

Plusieurs types de haies peuvent être distingués : Les haies buissonnantes (basses) principalement valorisées en BRF, les haies arbustives (arbres en cépées + buissons) valorisées en bois de chauffage, et les haies arborescentes (arbres de haut-jet, arbres en cépées et buissons) valorisées en bois d'œuvre, bois de chauffage et BRF.

Une haie bien entretenue et exploitée sous forme de taillis peut produire en moyenne 3 tMS/km/an ; elle peut être exploitée tous les 10 à 15 ans en fonction de sa productivité. Selon les conditions pédoclimatiques, cette production peut varier de 2 à 9 tMS/ha/an [9]

Facteurs d'influence : Essences, conditions pédoclimatiques, âge de la haie, homogénéité de la haie, largeur de la haie, sa structure.

Avantages

I. Intérêts environnementaux (Vie des sols, biodiversité et corridors écologiques)

II. Intérêt paysager

III. Lutte contre l'érosion et maintien de la qualité de l'eau

IV. Effet brise-vent sur l'ensemble de la parcelle

V. Création d'un microclimat (bien-être animal, protection des cultures)

Inconvénients

- Réservoir à bio-agresseurs

- Emprise au pied des arbres avec compétition pour la lumière

- Microclimat avec zones froides

VI.5 Agroforesterie (AF):

Des rangées d'arbres au sein des parcelles agricoles est la forme la plus répandue d'agroforesterie, mais ce n'est pas la seule. L'agroforesterie est une appellation générique pour l'ensemble des pratiques agricoles qui associent des arbres aux cultures ou à l'élevage. Les éléments arborés des systèmes agroforestiers recouvrent une grande variété de formes : haies, ripisylves, alignements prés vergers, pré-bois. Les productions agricoles associées sont également très diverses : grandes cultures, élevage à lait, élevage à viande, cultures permanentes, maraîchage, horticulture [10].

Un arbre agroforestier produit ainsi plus de biomasse qu'un arbre forestier : le diamètre de son tronc et la biomasse raméale sont plus importants. Ceci, pour plusieurs raisons :

- Un enracinement plus profond du fait de la compétition avec la culture ;
- Des arbres en situation de pleine lumière, avec peu de compétition entre eux ;
- Les arbres bénéficient des apports faits à la culture (fertilisation notamment).

Production : Bois d'œuvre, bois de chauffage, BRF provenant des houppiers des arbres récoltés

Avantages :

- Plus productives que des parcelles agricoles et forestières séparées
- Optimisation de l'utilisation des ressources (lumière, eau, nutriments...)
- Intérêts environnementaux (fertilité des sols, biodiversité et corridors écologiques) et intérêt paysager
- Lutte contre l'érosion, meilleure infiltration de l'eau
- Effet brise-vent et création d'un microclimat (bien-être animal, protection des cultures)
- Séquestration de carbone
- Diversification des produits et des revenus

Inconvénients :

- Microclimat
- Augmentation des maladies
- Baisse du rendement de la culture pendant la seconde moitié de la vie de l'arbre (compétition pour la lumière)

VII. Valorisation énergétique du bois :

La valorisation énergétique du bois peut se faire selon différentes voies. On distingue deux catégories de transformations selon la nature de la réaction appliquée à la biomasse : les valorisations par voie thermochimique et les valorisations par voie biochimique.

VII.1 Les transformations thermochimiques

La voie thermochimique met en œuvre trois principaux procédés de transformation de la biomasse :

La combustion : Elle a lieu dans des chaudières de natures diverses, selon la qualité du bois et les éventuelles transformations préalables dont il aurait fait l'objet pour en faciliter la combustion et en augmenter l'efficacité. L'énergie thermique libérée par la combustion sera utilisée directement ou transformée en énergie électrique.

La pyrolyse : C'est une décomposition du bois par action de la chaleur. Le bois est chauffé à température moyenne (500 à 700°C) pendant un temps donné et en atmosphère inerte (absence d'oxygène). Il est ainsi fractionné en trois produits :

- solides (charbon de bois),
- gazeux,
- gazeux condensables en liquides (huiles pyrolytiques).

La torréfaction est une pyrolyse à plus basse température (environ 200°C) qui permet l'obtention d'un combustible solide sec et friable pouvant être substitué au charbon.

La carbonisation : est une transformation plus ou moins rapide d'une substance organique en charbon, gaz et goudron, sous l'effet de la chaleur. Elle recouvre la pyrolyse, la

combustion (partielle) et la *houillification*, une série de transformations chimiques sous haute pression, permettant la transformation lente des matières organiques en charbon.

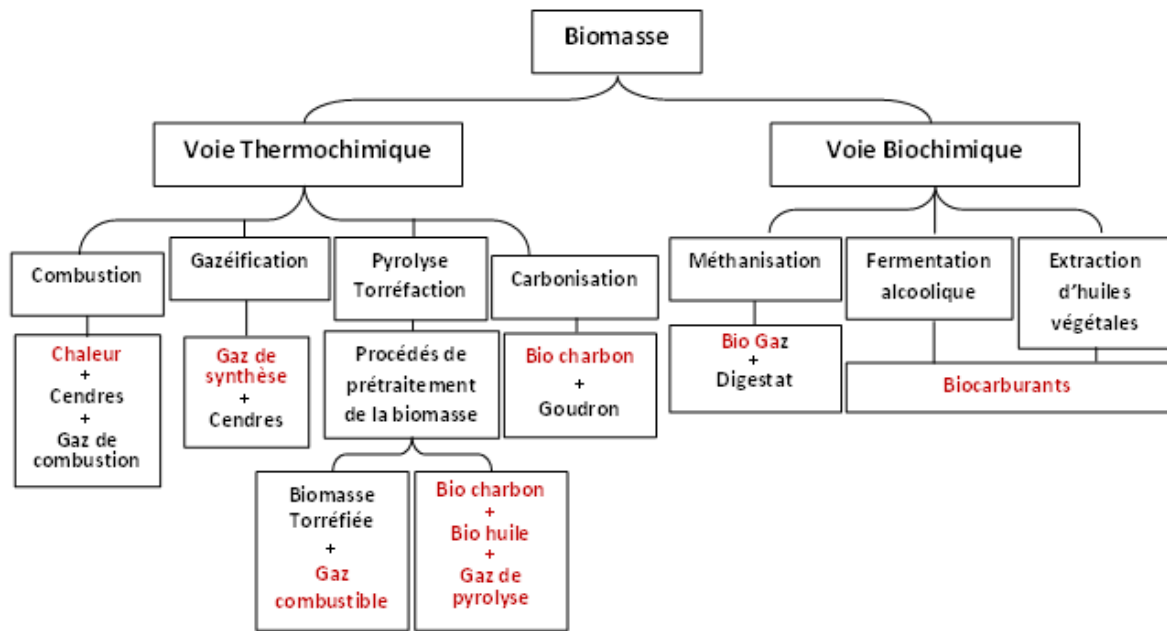


Figure I-3: Les différentes voies de la valorisation énergétique du bois

La gazéification : est une voie intermédiaire entre la pyrolyse et la combustion.

Conduite en présence d'eau et d'une quantité réduite d'oxygène, la gazéification transforme le bois en un gaz de synthèse, le *syngas*, dont les principaux constituants combustibles sont l'hydrogène et le monoxyde de carbone. Ce procédé est très énergivore et avant son utilisation comme combustible, le *syngaz* doit encore subir un traitement visant à le purifier de certains contaminants présents à l'état de traces, tels HCl, HF, NH₃, HCN, métaux alcalins et goudrons.

VII.2 Les transformations biochimiques

Les principaux procédés biochimiques de la biomasse sont la méthanisation, la fermentation alcoolique et l'extraction d'huiles végétales. Le premier de ces trois procédés permet de produire un biogaz riche en méthane, tandis que les deux autres sont utilisés essentiellement pour la production de biocarburants.

La méthanisation : La méthanisation consiste en la fermentation par des bactéries d'une biomasse organique en anaérobie, dans un digesteur. Deux produits en résultent :

- Le *biogaz* saturé en eau et contenant environ 50% à 70% de méthane (CH₄), 20% à 50% de gaz carbonique (CO₂) et des traces de NH₃, N₂, H₂S entre autres gaz.
- Le *digestat*, un résidu liquide ou solide, en général valorisé en tant qu'amendement organique des sols en substitution ou en complément des engrais chimiques traditionnels.

Alors que la combustion libère immédiatement sous forme de chaleur l'énergie contenue dans le bois, les autres voies de valorisation ont pour principe de convertir le

combustible primaire en un vecteur énergétique plus aisément stockable ou transportable et dont la transformation finale en énergie utile peut être effectuée à un autre moment et à un autre endroit. Ces vecteurs peuvent être solides (le charbon de bois), liquides (les huiles pyrolytiques, raffinées ou non) ou gazeux (le gaz de synthèse issu de la gazéification). Ces différentes techniques procurent de l'énergie à partir du bois avec des rendements sensiblement différents. En fonction des besoins caractéristiques de chaque situation, une technologie s'imposera plutôt qu'une autre. Ainsi la combustion, en libérant directement l'énergie du combustible primaire et non celle d'un vecteur en lequel il a été transformé avec parfois de lourdes pertes d'énergie, reste la voie la plus rentable, même si sa mise en œuvre est plus compliquée et ne peut être adaptée à toutes les applications.

VIII. La combustion du bois énergie :

En tant que combustible solide plus ou moins humide, le bois se caractérise par une combustion qui se déroule en plusieurs phases [11]

Le séchage : phase au cours de laquelle, grâce à la chaleur du foyer, l'eau encore contenue dans le bois s'évapore ;

La pyrolyse : Lorsque la température devient supérieure à environ 300°C, les constituants du bois commencent à se décomposer, sous l'action de la chaleur, en gaz et en fines gouttelettes de goudrons qui se vaporisent. La majorité de ces composés gazeux sont combustibles. La décomposition laisse un résidu carboné ;

La combustion des gaz : dès qu'ils s'échappent de la pièce de bois, les gaz de décomposition se combinent à l'oxygène et brûlent (flamme) ;

La combustion du résidu carboné : Finalement, le résidu carboné brûle à son tour (incandescence des braises).

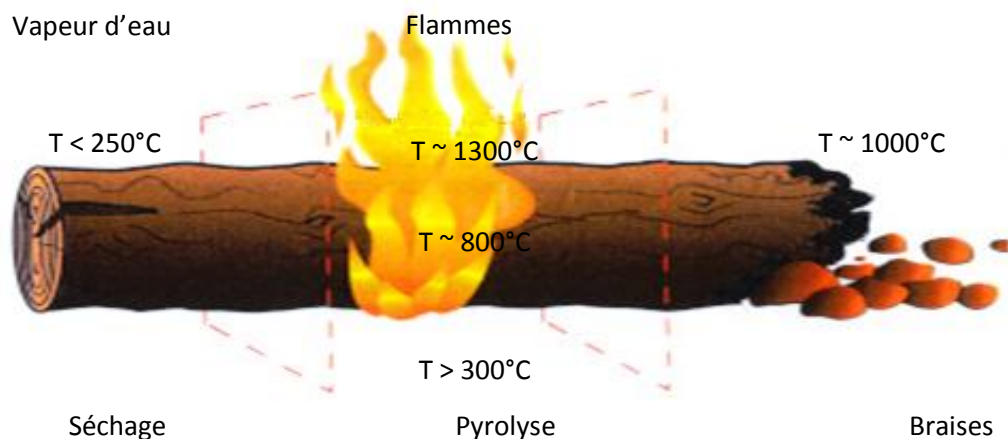


Figure I-4: Les différentes phases de la combustion du bois

Tant que des gaz se dégagent du combustible, la température de celui-ci reste voisine de 800°C tandis que les flammes avoisinent les 1300°C. Débarrassé des gaz combustibles, le résidu carboné brûle aux environs de 1000°C. Il est nécessaire que l'intérieur du foyer atteigne au moins 800°C pour permettre une bonne décomposition du combustible [11]

Les émissions de polluants de la combustion du bois :

La combustion incomplète du bois interviendrait dans le foyer pour deux raisons principales :

- un mauvais réglage de l'installation
- l'utilisation d'un bois trop humide.

Dans ces deux cas, la combustion incomplète du bois se traduit par l'émission importante de polluants gazeux et particulaires. Le monoxyde de carbone (CO) représente l'imbrûlé gazeux le plus abondant. D'autres polluants gazeux, tels que le méthane (CH₄), des composés organiques volatils non méthaniques (COVNM), des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), etc... et le protoxyde d'azote (N₂O) sont également formés.

A cette émission de polluants gazeux, est associée celle de particules fines et ultrafines, comportant une fraction minérale et une fraction organique complexe (suie, HAP, composés organiques oxygénés, semi-volatils ou non). Parmi les composés contribuant à la fraction organique des particules, figurent des composés chimiques spécifiques de la dégradation thermique du bois : il s'agit du lévoglucosan et de ses isomères, issus de la décomposition de la cellulose et de l'hémicellulose, et de nombreux composés de la famille des méthoxyphénols résultant de la pyrolyse de la lignine.

Émissions liées au type de combustible et au système de combustion :

Le tableau I.7 ci-dessous porte sur les émissions liées plus précisément à chacun des combustibles en fonction du type de système de combustion utilisé. Ces émissions sont exprimées en mg/MJ d'énergie produite. Ainsi, on constate qu'une chaudière produit 104 000 mg de CO₂/MJ si elle fonctionne au charbon, 51 000 mg si elle brûle du gaz naturel et 78 000 mg si elle est alimentée au mazout. Il est utile de rappeler qu'un bon moyen de réduire les émissions de GES (gaz à effet de serre) est sans aucun doute le remplacement d'un combustible fossile par le bois.

Lorsqu'on considère l'ensemble des émissions et matières particulaires dues à la combustion du bois, ce sont certainement les chaudières à copeaux et à granules, de même que les poêles à granules, qui impactent le moins négativement la qualité de l'environnement en général et de l'atmosphère en particulier.

Tableau I-4: Émissions au cours de la combustion [12]

Type de système et de combustible	Rendement (%)	SO ₂	NO _x	COV* et HAP**	CO	CO ₂	Particules
		mg/MJ					
Chaudière au mazout	75	220	55	10	50	78 000	5
Chaudière au GN	75	0.25	40	5	50	51 000	0.8
Chaudière au charbon	-	340	70	10	4	104 000	60
Chaudière à copeaux ou à granules	75	10	45	2	16	0	4
Chaudière modernes à bûches ou poêle certifié EPA	75	10	70	700	366	0	32
Poêle non certifié EPA	40	10	70	2100	600	0	520

* Composés Organiques Volatils

** Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques

IX. Avantages et inconvénients du bois énergie :

Avantages environnementaux :

- Le bois est une source d'énergie locale, naturelle et renouvelable par photosynthèse.
- Sa consommation permet d'économiser les énergies fossiles dont les stocks sont limités.
- L'utilisation du bois énergie contribue à l'entretien de la forêt et du paysage.
- La valorisation énergétique des sous-produits forestiers et bocagers permet d'améliorer l'état sanitaire des espaces boisés.
- L'utilisation du bois énergie permet également de valoriser les sous-produits de la filière « bois » en combustible.
- Le combustible bois peut aussi provenir des bois de rebut propres collectés par des déchetteries et sociétés du recyclage : une chaufferie bois peut alors valoriser ces déchets industriels banals s'ils ne contiennent pas de traitement ou adjuvant.
- Le bois énergie permet de lutter contre la dérive de l'effet de serre.

Avantages économiques :

- *Création de ressources locales* : La collecte, le transport, la préparation de combustibles bois se font généralement dans un rayon de moins de 50 à 100 kms des chaufferies, ce qui permet de contribuer à l'économie locale.
- Un coût de chaleur stable et compétitif.

Avantages sociaux :

Le bois énergie est créateur d'emplois : il permet de créer localement en moyenne trois fois plus d'emplois que les énergies fossiles. Ceci s'explique par la nécessité de :

- Mobiliser le bois issu de l'entretien des milieux naturels (bois et forêts, bords de rivière, chemins de randonnée, haies, arbres d'alignements urbains) ou issu des activités commerciales, artisanales ou industrielles.
- Collecter et transformer les matières premières en combustible.
- Livrer le bois en chaufferie.
- Construire et exploiter les chaufferies.
- Recycler les cendres en agriculture ou en forêt.

Inconvénients :

- Nécessite un approvisionnement régulier.
- La combustion du bois est responsable d'une pollution significative (notamment avec les systèmes traditionnels).
- Nécessité de disposer d'un espace de stockage dans un environnement sec.
- Faible densité énergétique.
- Concurrence potentielle avec la production agricole.
- Coût important lié à la récolte, la collecte, le transport et le stockage.

X. Le bois en Algérie et le potentiel de sa valorisation en tant que bois énergie

La forêt Algérienne est arrivée à un stade de dégradation très avancé. Son état actuel, alarmant, est le résultat de l'action combinée de plusieurs facteurs : naturels, historiques et sociaux. Cette situation exige un redressement urgent du secteur forestier sur le long terme. C'est précisément ce que l'Algérie semble tenter actuellement en menant une politique forestière qui prend en compte les quatre groupes de forêts suivants :

- Les forêts de production
- Les forêts de protection du sol et de l'eau
- Les forêts de conservation de la biodiversité
- Les forêts d'utilité sociale.

Tableau I-5: Occupation des terres forestières en Algérie selon leur fonction [13]

Fonction	Superficie Forestière (1000 ha)			
	1990	2000	2005	2010
Production	596	562	544	526
Protection du sol et de l'eau	895	841	816	790
Conservation de la biodiversité	173	173	173	173
Utilité sociale	3	3	3	3
Total	1667	1579	1536	1492

D'après le tableau ci-dessus, on constate que les principales essences couvrent environ 1 492 000 ha en 2010, dont la surface forestière destinée à la production du bois représente environ 35 % de la surface forestière totale ; tandis que la surface forestière dite de protection représente 53 % de la surface forestière totale. Nous pouvons conclure que la forêt Algérienne joue un rôle de protection plutôt que de production.

La répartition géographique de la forêt en Algérie :

La forêt Algérienne de type méditerranéen est localisée entièrement sur la partie septentrionale du pays, elle est limitée au sud par les monts de l'Atlas saharien. Elle est inégalement répartie suivant les différentes régions écologiques, ce qui confère à ces dernières des taux de boisement très variables. En effet, ces taux décroissent d'est en ouest et plus particulièrement du nord au sud. La forêt algérienne est constituée par une variété d'essences appartenant à la flore méditerranéenne, dont le développement est lié essentiellement au climat.

Au fur et à mesure que l'on s'éloigne du littoral, le faciès forestier change du nord au sud du pays. On peut distinguer deux zones principales bien différentes :

- Le littoral, et surtout les chaînes côtières du pays, comme la Grande Kabylie, Bejaia, Jijel, Collo, El Milia, El Kala. Ces régions sont relativement bien arrosées, elles comportent les forêts les plus denses et les plus belles. C'est l'aire de répartition de deux essences principales, à savoir : Le *chêne liège* et le *chêne Zeen*.

- Les hautes plaines continentales, plus sèches, représentées par les régions steppiques situées entre les chaînes côtières et l'Atlas saharien. Ces zones contiennent dans leurs parties accidentées de grands massifs de *pin d'Alep* et de *chêne vert* (Aurès, Djelfa, et Saida).

Tableau I-6: Répartition des superficies forestières en Algérie suivant différentes espèces [13]

Espèce↓ année→	Superficie (ha)			
	1990	2000	2005	2010
Pin d'Alep	933 782	1 021 252	1 064 976	1 108 711
Eucalyptus	40 084	35 224	32 789	30 359
Chêne ZeenAfarés	47 388	46 368	45 855	45 345
Cèdre	19 270	24 720	27 435	30 160
Chêne vert	117 558	133 488	141 454	149 419
Pin maritime	28406	23 416	20 929	18 434
Total	1 186 488	1 284 468	1 333 438	1 382 428

Pour l'année 2010, on constate que les différentes espèces occupent une superficie totale de 1 382 428 ha, et on remarque que l'essence prédominante est le *pin d'Alep* qui occupe 1 108 711 ha (soit 80 % de la surface totale) et se rencontre principalement dans Les zones semi arides. Les *eucalyptus*, introduits dans le nord et surtout à l'est du pays, occupent 30 359 ha (2 %). Les *chênes Zeen-Afarés* avec 45345 ha (3%) occupent les milieux les plus frais. Les *cèdres* sont éparpillés sur 30 160 ha (2 %) en îlots discontinus dans le Tell central et les Aurès. Le *pin maritime* est naturel dans le nord-est du pays et couvre 18 434 ha (1%). Ces essences constituent le premier groupe de forêts dites économiques qui totalisent 1 233 009 ha. Le *chêne vert* joue essentiellement un rôle de protection, il couvre 149 419 ha (11 %).

XI. Conclusion :

En Algérie, le bois n'a quasiment jamais été utilisé en tant que combustible que pour les usages domestiques. Mais là encore, la part des combustibles ligneux (bois de feu et charbon de bois) dans la consommation de l'énergie, a décliné graduellement depuis les années soixante-dix, à mesure que le recours aux gaz de pétrole et au naturel notamment prenait de l'ampleur, du fait de leur facilité d'emploi, de leur propreté et de leurs coûts modeste.

Sur le plan technique, l'utilisation du bois énergie dans le contexte énergétique mondial actuel, serait fortement appréciée, car elle permettrait de trouver un débouché à des bois de petits diamètres provenant des exploitations forestières et constituant un risque potentiel pour les massifs (incendies et maladies), elle permettrait également de réaliser des économies sur les combustibles fossiles qui ne sont pas renouvelables.

Cependant, si cette tendance se confirmait et venait à s'amplifier, cela risquerait d'induire une pression supplémentaire sur la forêt à travers des prélèvements incontrôlés et anarchiques, les ressources en bois s'épuiseront alors à un rythme plus rapide que leur renouvellement, et même la carboneutralité qui fait sa force perdrait son sens.

Le reboisement et l'agroforesterie semblent constituer des solutions pour réaliser de courtes et mêmes de très courtes rotations des récoltes du bois, mais à l'échelle industrielle, les taux de consommation d'énergie sont si importants qu'il ne semble pas évident que, sans mettre en péril les cultures agricoles de base, une telle solution puisse ambitionner de répondre de façon significative à une partie de la demande de l'industrie en énergie ; du moins en ce qui concerne l'Algérie, où d'ailleurs l'agroforesterie ne semble pas, d'après nos recherches, avoir été jamais envisagée dans le but de promouvoir la filière bois énergie.

Après avoir présenté les caractéristiques du bois combustible tout au long de ce chapitre, nous allons dans les chapitres suivants étudier certains des aspects de la combustion du bois et évaluer les besoins en bois pour satisfaire en énergie une unité industrielle type.

Chapitre II : La chaudière et le combustible

I. Introduction :

La combustion du bois dans des chaudières est un principe très ancien, qui a connu au cours des deux dernières décennies un important renouveau, marqué notamment par un accroissement des capacités des installations, et une amélioration spectaculaire de leur performance énergétique et environnementale. Dans ce chapitre, nous allons présenter les équipements qui permettent de réaliser la combustion du bois et choisir le bois combustible qu'on utilisera pour l'étude de la chaudière dans le chapitre III.

II. Constitution de la chaudière à bois :

Quelle que soit l'utilisation finale de la chaleur produite, les chaudières à bois présentent toutes le même schéma général. Elles comportent toutes :

- Un silo d'alimentation et éventuellement de stockage
- Un système de transfert et d'alimentation
- Un foyer
- Des échangeurs de chaleurs
- Un système d'évacuation des fumées
- Un système d'évacuation des cendres

II.1 Le silo :

Le silo d'alimentation jouxte la chaudière ; il peut s'agir d'une fosse, d'un silo maçonné ou d'un conteneur. Diverses possibilités existent pour acheminer le combustible du silo au foyer de la chaudière. Dans un premier temps, des mécanismes brassent le combustible dans le fond du silo pour l'entraîner vers le système d'alimentation proprement dit. Ce sont des racloirs hydrauliques, des pales, etc. De là, une vis sans fin, un convoyeur à bande, un système d'aspiration, voire un grappin, transfère le combustible jusqu'à la chaudière pour être introduit dans le foyer.

Si la chaudière est alimentée en flux tendu, seul un silo d'alimentation sera nécessaire. Celui-ci est alimenté au fur et à mesure des besoins de la chaudière, soit par livraisons en camion soit à partir de l'exploitation même si la chaudière est installée sur le lieu de production du combustible-bois. Cette organisation en flux tendu est financièrement avantageuse car elle ne demande pas la mobilisation d'un espace de stockage. Elle pose toutefois le problème de la sécurité d'approvisionnement.

La fourniture en combustible peut au contraire être assurée de façon périodique par des livraisons de quantités de combustible garantissant une certaine sécurité d'approvisionnement. Ce système nécessite toutefois la construction d'une zone de stockage, idéalement abritée (hangar, silo, fosse, etc.) et demande une manutention supplémentaire pour remplir périodiquement le silo d'alimentation. La livraison se fait par tracteur agricole, par camion à benne, porte conteneur, semi-remorque ou par camion souffleur pour les granulés.

II.2 Le Foyer [12] ;[14] .

Le foyer de la chaudière est le lieu de la première phase de la combustion. Il est alimenté en combustible et en air primaire. Plusieurs configurations de foyer sont possibles et

utilisées en fonction, entre autres, de l'humidité et de la granulométrie du combustible et de la puissance de l'installation. La conception et le fonctionnement du foyer constituent des éléments importants de la performance et du rendement du système de combustion. Les principaux types de foyers sont les foyers à grille fixe, volcan, à grilles mobiles et à lit fluidisé.

II.2.1 Foyer à grille fixe

Ce type de foyer est constitué d'une grille sur laquelle le combustible est introduit et à travers laquelle l'air primaire est injecté. Il est employé pour les petites chaudières à bûches ou à plaquettes. Dans les systèmes modernes, la grille est animée de mouvements destinés à faire évoluer le lit de combustible du système d'alimentation jusqu'au bac de récolte des cendres. Cependant, le manque de mouvement du combustible restreint son étalement optimal sur la grille et ne permet pas de maintenir un lit homogène en combustion. Dans certaines conditions, des zones de combustion de différentes intensités apparaissent et peuvent conduire à une combustion incomplète. Cela constitue la principale limite de ce type de foyer, fréquemment utilisé pour des installations de petite et de moyenne puissance (de 0,015 à 5 MW). Il donne de bons résultats avec des combustibles plutôt secs (de 5 à 40 % d'humidité) .

II.2.2 Foyer volcan

Pour le foyer volcan, aussi appelé *foyer à creuset*, une vis sans fin située sous la chambre de combustion force la biomasse forestière à pénétrer dans un espace évasé, provoquant la montée de celle-ci vers le sommet du brûleur. La flamme se crée au-dessus de celui-ci grâce à l'air primaire injecté qui traverse le lit solide. L'air secondaire est injecté dans la flamme afin d'apporter l'oxygène nécessaire à la combustion complète des gaz issus de la dégradation thermique de la biomasse.

II.2.3 Foyer à lit fluidisé

Un foyer à lit fluidisé est généralement constitué d'une enceinte cylindrique dans laquelle l'air de combustion primaire est poussé à grande vitesse vers le fond, à travers un lit de particules (couramment du sable de silice). La biomasse fragmentée (introduite au-dessus du lit fluidisé ou directement dans celui-ci) et les particules de sable sont maintenues en suspension dans le foyer par ce courant d'air, ce qui favorise grandement l'homogénéisation du milieu réactif et l'amélioration des échanges thermiques. C'est ce qui explique que les chaudières à foyer à lit fluidisé ont une flexibilité supérieure à celles ayant d'autres types de foyers en ce qui a trait à la qualité des combustibles acceptés.

Conséquemment, les chaudières à foyer à lit fluidisé sont surtout utilisées pour valoriser des combustibles très humides (avec des taux d'humidité allant jusqu'à 60 %, voire 65 %) et qui ont une haute teneur en cendres, comme des écorces humides de résineux, des broyats forestiers verts et des boues papetières. Elles peuvent également brûler un mélange de combustibles (par exemple un mélange de biomasse forestière, de tourbe et de charbon).

Dans ce type d'installation, la température de combustion est maintenue entre 650 °C et 900 °C, comparativement à entre 750 °C et 1 100 °C pour les foyers à grille fixe, ce qui est favorable à de faibles rejets en oxydes d'azote (NOx) .

II.2.4 Foyer à grilles mobiles

Le foyer à grilles mobiles est muni de sections animées d'un mouvement de va-et-vient, ce qui permet de pousser le biocombustible vers le bout de la fournaise au fur et à mesure qu'il est consommé. La combustion est mieux contrôlée grâce aux mouvements qui provoquent l'étalement du lit de combustible et qui optimisent son temps de séjour dans la chambre. Les grilles sont munies d'ouvertures qui permettent le passage de l'air à travers le feu afin de l'attiser (air de combustion primaire). L'air secondaire est injecté au-dessus du lit solide, dans la flamme, pour apporter l'oxygène nécessaire à la combustion complète des gaz issus de la dégradation thermique de la biomasse

Les foyers à grilles mobiles sont couramment utilisés dans des installations de puissance moyenne à importante (de 0,400 à 25 MW). Pour des installations plus petites, le coût se révèle trop élevé et des systèmes plus simples sont alors privilégiés. Les chaudières équipées de ce type de grilles peuvent consommer une large gamme de combustibles avec des taux d'humidité très variables, de 10 à 50 %, voire de 60 % (base humide) .

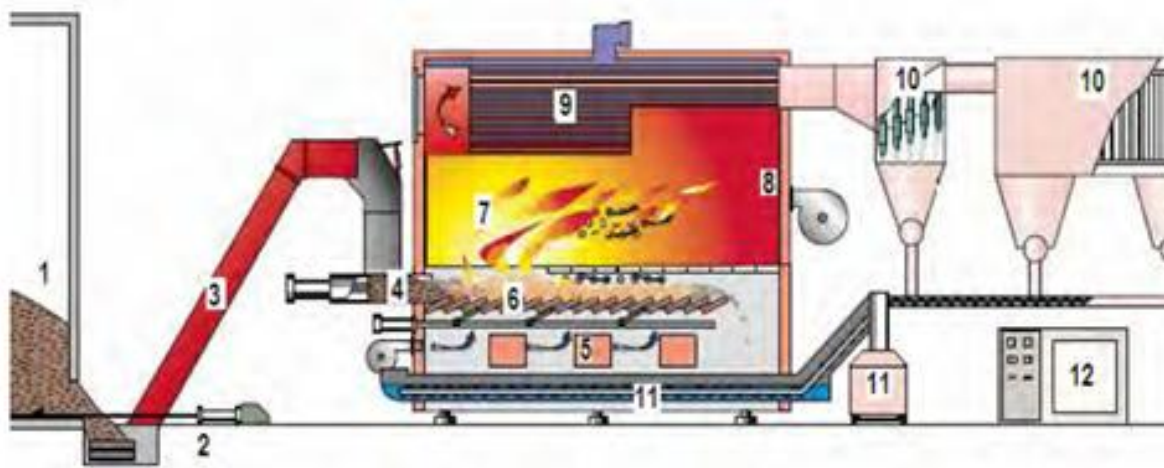
On peut distinguer différents systèmes de grilles selon la manière dont le bois est transporté à travers les différentes zones dans la chambre de combustion. En général, on différencie les principes d'alimentateurs continus (grilles à rouleaux et à chaînes) et discontinus (grille poussoirs) .

- *Grilles à chaînes à déplacement rectiligne continu* : elles sont constituées par un plan de barreaux fixés sur des chaînes entraînées par des roues montées sur un arbre raccordé au dispositif d'entraînement .La couche de combustible est statique par rapport à la grille.
- *Grilles à poussoirs à déplacement rectiligne alternatif* : elles sont constituées par des barreaux fixes alternés avec des barreaux mobiles reliés à des systèmes de commande. Les barreaux mobiles se déplacent suivant un mouvement rectiligne alternatif faisant avancer le combustible pendant le parcours aller, pendant le parcours retour, le vide qu'ils créent entraîne l'effondrement de la couche éliminant le tassement provoqué pendant le parcours aller.
- *Grilles à rouleaux* : elles sont constituées par une suite de rouleaux animés d'un mouvement rotatif continu.
- *Grilles à barreaux rotatifs* : elles sont constituées par des barreaux mobiles qui assurent l'avancement du combustible par une rotation successive ,et des barreaux fixes qui assurent la continuité du plan de grille évitant la chute du combustible pendant le déplacement des barreaux mobiles .

II.3 L'échangeur de chaleur :

La chaleur est transférée selon deux modes, par rayonnement et par convection. Dans la zone de combustion, la chaleur est transférée par rayonnement de la flamme au fluide caloporteur (eau, vapeur ou air) qui la distribue là où elle est utilisée (client). Après la zone de combustion, la chaleur est transférée à partir des fumées, par convection. C'est au niveau de l'échangeur de chaleur (ou plus exactement des échangeurs de chaleur) que l'énergie sera absorbée par le fluide caloporteur à partir de la flamme puis des fumées. Les échangeurs de chaleur sont soit à tubes de fumée, soit à tubes d'eau, soit hybrides (voir figure II-2). Dans le

premier cas, les gaz de combustion passent par des tubes traversant une chaudière remplie d'eau et dans le deuxième, les tubes dans lesquels circule l'eau sont entourés par les gaz de combustion, très chauds. Enfin, les chaudières hybrides exploitent les deux configurations précédentes de façon successive [12]



Légende :

- 1 et 2 : Réserve de biocombustible avec système d'extraction 3 : Système de transfert du combustible vers la chambre de combustion
 4 : Trémie doseuse et distributeur de combustible 5 : Air primaire 6 : Grille mobile 7 : Chambre de combustion
 8 : Air secondaire 9 : Échangeur de chaleur 10 : Système d'épuration et d'évacuation des gaz (cheminée)
 11 : Système d'extraction (convoyeur immergé) et d'entreposage des cendres 12 : Système d'automatisation et de contrôle

Figure II-1: foyer à grille mobile

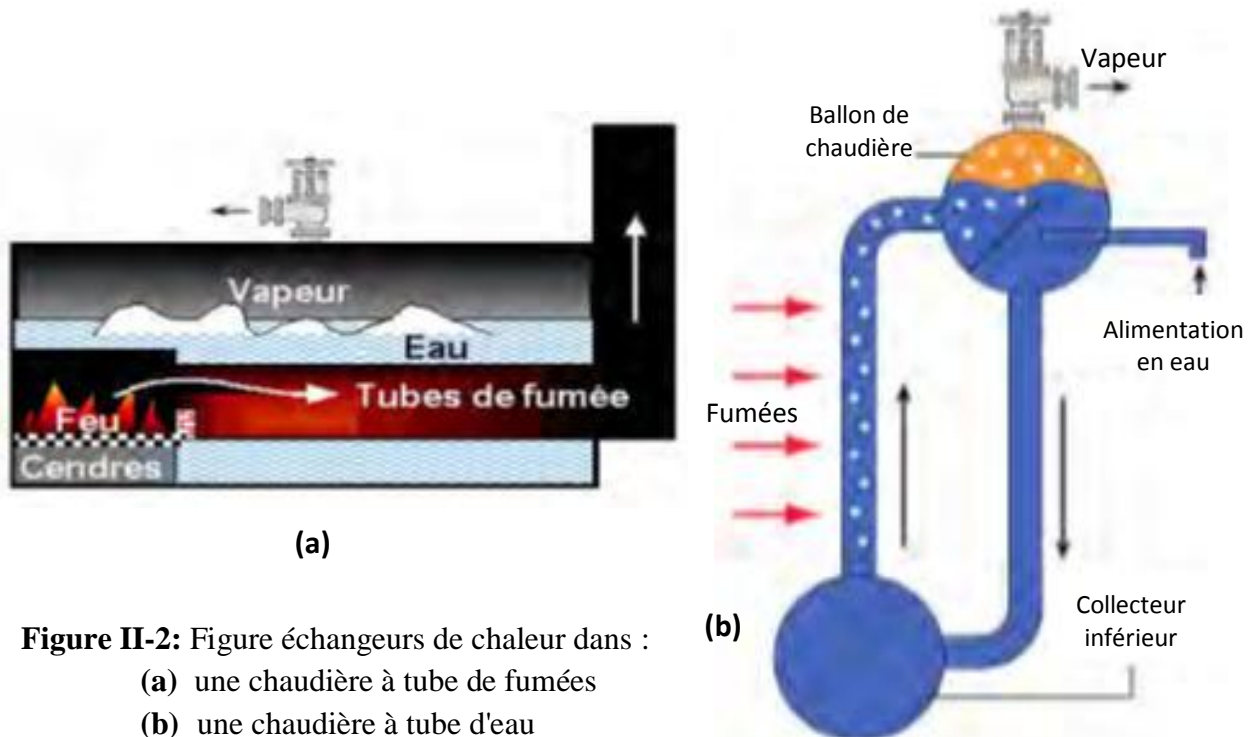


Figure II-2: Figure échangeurs de chaleur dans :

- (a) une chaudière à tube de fumées
 (b) une chaudière à tube d'eau

II.4 Le système d'évacuation des fumées

Les gaz de combustion, refroidis par l'échangeur de chaleur dans des installations d'une certaine envergure, doivent être épurés avant d'être évacués dans l'atmosphère. Ils sont pris en charge par le système d'épuration et d'évacuation des fumées. Pour les débarrasser de la majeure partie des particules en suspension, plusieurs types d'équipements peuvent être utilisés, seuls ou en combinaison par exemple :

- Le dépoussiéreur multi cyclone
- le laveur de gaz
- la précipitation électrostatique.

Leur sélection dépendra du type de combustible et de la puissance de la centrale thermique et devra permettre à l'exploitant de répondre aux normes d'émission fixées par le règlement sur la qualité de l'atmosphère.

II.5 Le système d'évacuation des cendres

Les cendres constituent le résidu de la combustion ; elles sont principalement constituées des minéraux contenus naturellement dans le bois. Pour autant que la chaudière n'utilise que du bois non traité, les cendres ne sont pas nocives pour l'environnement. Elles sont collectées, d'une part au niveau du foyer et d'autre part, au niveau du système de filtration des particules. Les cendres sont acheminées vers un conteneur qui doit être vidé selon une périodicité dépendant de la capacité du collecteur, de l'utilisation de la chaudière, et du taux de cendres du combustible. Elles sont transportées telles quelles ou sous forme de pâte par adjonction d'eau pour éviter leur dispersion dans l'air.

III. Choix de la chaudière :

Les chaudières à bois doivent être conçues en connaissant de façon aussi précise et fiable que possible le combustible qu'elles sont destinées à brûler. Pour apprécier correctement les risques d'une mauvaise combustion, de corrosion et d'encrassement (côté fumées), il est nécessaire de disposer à minima d'analyses ultimes et élémentaires du combustible et l'analyses des cendres.

La combustion sur grille mobile est à la fois la plus ancienne et la plus répandue pour brûler des biomasses de toute nature avec des taux d'humidité très variables de 10 à 50 %, voire jusqu'à 60 % (base humide). Les foyers à grilles mobiles sont couramment utilisés dans des installations de puissance moyenne à importante (de 0,4 à 25 MW). Toutefois, cette technologie a dû évoluer au cours des dernières années pour s'adapter aux nouvelles exigences réglementaires, notamment en matière d'émissions atmosphériques.

Les chaudières à grille mécanique se distinguent par leur robustesse, leur simplicité, leur faible perte de charge et par conséquent la faible consommation d'énergie électrique qu'elles engendrent, mais aussi par leur faible niveau d'exigences vis-à-vis de la granulométrie et de l'homogénéité du combustible. En revanche, elles ne sont pas adaptées aux combustibles de pouvoir calorifique élevé. En effet, le refroidissement des barreaux des grilles est principalement assuré par la convection assurée par l'air primaire de combustion. Il est donc nécessaire de fonctionner avec un excès d'air important et de limiter la température de flamme adiabatique de combustion, deux facteurs qui sont en contradiction avec les

conditions optima d'utilisation d'un combustible à pouvoir calorifique élevé. Dans la présente étude, nous devons utiliser un excès d'air suffisant pour assurer une combustion complète de notre bois et maintenir la température de la flamme toujours en-dessous de la température de ramollissement des cendres. On opte donc pour une chaudière à grille mécanique, dont la configuration générale est représentée à la figure II.3 ci-après.

III.1 Constitution de la chaudière :

Les éléments principaux de la chaudière sont la zone où a lieu la combustion proprement dite, où le transfert de chaleur vers l'eau se fait essentiellement par rayonnement, et la zone où sont disposés l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur, et où le transfert de chaleur largement prédominant est la convection.

II.1.1 La chambre de combustion :

La chambre de combustion consiste en une enceinte située juste au-dessus de la grille, dont les parois sont tapissées de tubes verticaux à l'intérieur desquels on réalise une circulation d'eau (en général, naturelle aux pressions basses et modérées, forcée dans le cas de pressions élevées), ces tubes sont appelés les *écrans d'eau*.

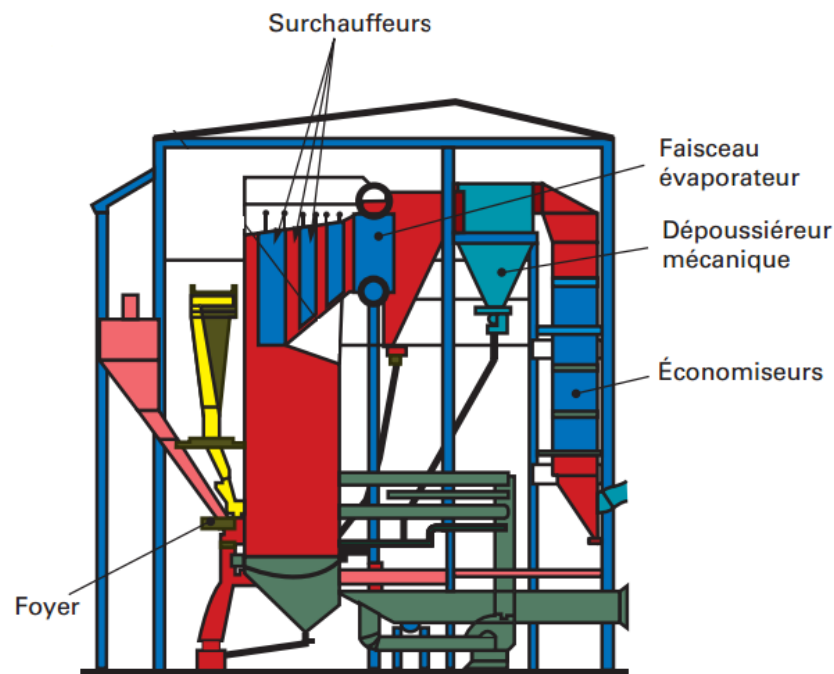


Figure II-3: constituants principaux d'une chaudière à bois

Dans les anciennes chaudières, les tubes écrans étaient espacés et posés sur une paroi intérieure revêtue d'une couche de matériau réfractaire (fig.II.4.a). Entre le mur réfractaire et les tubes d'eau, il est difficile d'assurer l'étanchéité par rapport aux gaz de combustion, qui pourraient alors s'échapper dans l'atmosphère en provoquant au passage une corrosion aux interfaces de l'enveloppe de la chaudière. Pour réduire ces fuites inévitables, on a eu recours à l'utilisation combinée d'un ventilateur de soufflage et d'un ventilateur de tirage pour maintenir partout la pression des gaz proche de la pression atmosphérique. En collant les

tubes les uns aux autres pour couvrir entièrement la paroi du four, on peut faire l'économie de la couche de réfractaire tout en réduisant davantage les fuites de gaz vers l'atmosphère (fig.II.4.b). Sauf que cette configuration maintient le risque potentiel que les gaz de combustion puissent passer à travers la paroi de séparation vers la zone de convection, à cause des jeux que laissent les déformations thermiques des tubes en cours de fonctionnement. Ces courts-circuits de gaz encore très chauds, où les processus de combustion n'ont pas été menés à bout conduisent à :

- des taux d'imbrûlés plus élevés dans les fumées (notamment le CO) ;
- une température des fumées plus élevée à la sortie de l'évaporateur ;
- une température de vapeur plus basse à la sortie du surchauffeur.

Tout ceci ayant bien sûr pour conséquence une baisse de rendement du procédé. Ces problèmes ont trouvé leur solution de nos jours en l'utilisation de parois à membrane, où les tubes portent des ailettes rectangulaires qui sont soudées entre elles bout à bout (fig.II.4.c), pour former une membrane métallique tapissant de l'intérieur toute l'enceinte du four et garantissant son étanchéité à toute épreuve. Dans une telle configuration, on évite les fuites, les courts-circuits et on peut réunir les conditions d'une combustion complète, pourvu que le volume du four soit suffisant pour que les gaz y séjournent le temps nécessaire à l'accomplissement de la combustion [15] .

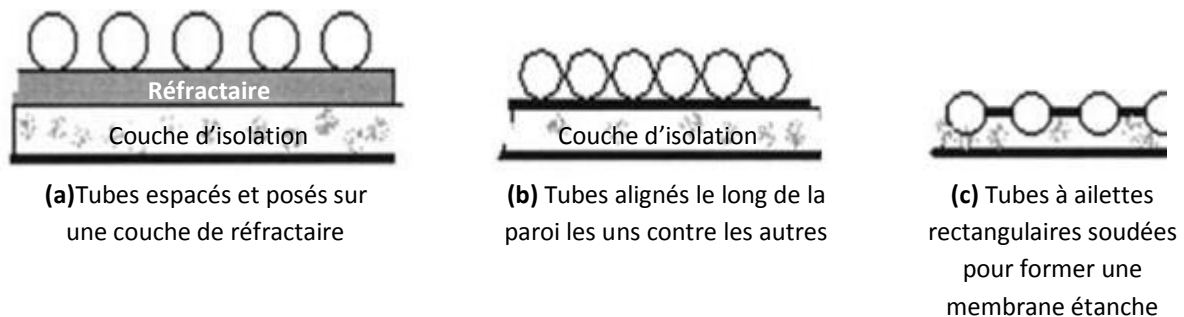


Figure II-4: Différents types d'écrans d'eau

Trois configurations sont possibles pour la zone de combustion primaire, selon la direction du flux des gaz qui brûlent par rapport au flux du bois : Co-courant ; contre-courant et courant mixte

Dans une disposition de flux à co-courant (fig.II.5.a), la production de gaz brûlés à partir de l'air primaire est située en bout de grille. Seule une quantité comparativement faible d'énergie est échangée entre les gaz de combustion et le bois sur la grille.

Dans la configuration de flux à contre-courant (fig.II.5.b), la production de gaz brûlés est située au départ de la grille. Dans ce cas, les gaz chauds facilitent le séchage et l'allumage du bois, le concept à contre-courant exige un apport d'air secondaire plus important.

Dans ce cas (fig.II.5.c), la production de gaz brûlés est située au centre de la grille. La zone qui recueille les courants partiels de gaz brûlés doit être conçue de manière à assurer leur mélange, qui sera également favorisé par les injections d'air secondaire.

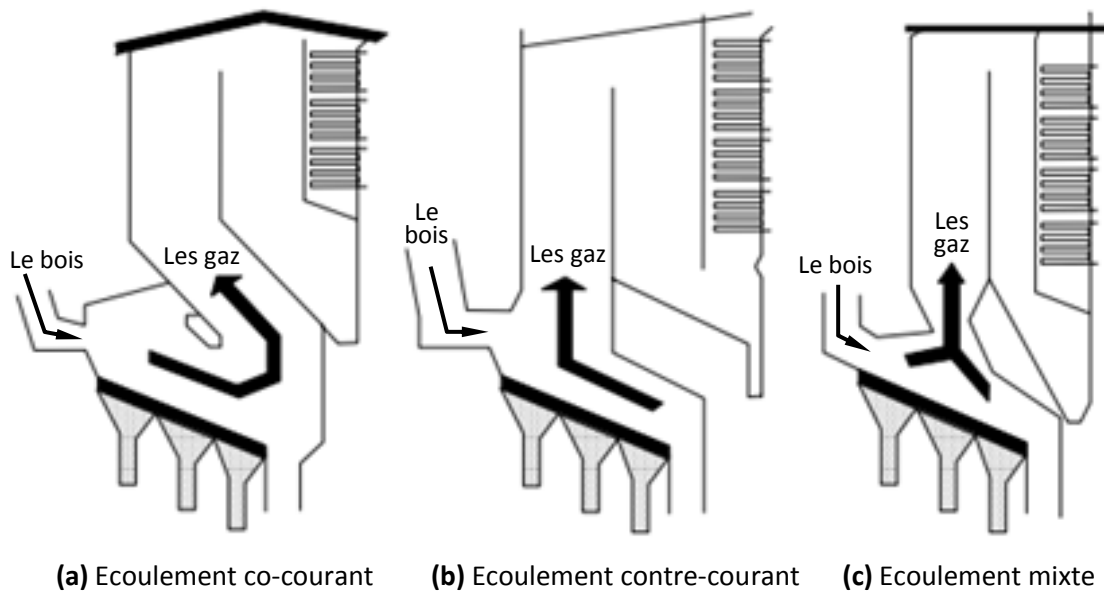


Figure II-5: Différentes directions des flux gaz brûlés/bois dans la zone de combustion primaire d'une chaudière.

Pour assurer une meilleure combustion du bois et une meilleure récupération de chaleur avec moins de pertes au niveau de la paroi, on utilisera des fours à courant mixte avec une paroi à membrane.

II.1.2 La zone de convection :

Dans la zone où les transferts de chaleur entre le fluide caloporteur (l'eau liquide ou la vapeur d'eau) et les fumées sont largement prédominés par les phénomènes de convection, les écoulements de ces fluides ont lieu globalement en contre-courant. De l'entrée des fumées dans cette zone jusqu'à la sortie, elles traversent respectivement les échangeurs suivants :

Le surchauffeur : C'est un échangeur de chaleur constitué d'une série de nappes tubulaires, il est alimenté par la vapeur saturée issue du ballon supérieur de la chaudière, il surchauffe cette dernière jusqu'à la valeur désirée de la température à la sortie. La vapeur surchauffée ainsi produite est en générale destinée à une turbine à travers laquelle elle va se détendre pour produire de l'énergie mécanique, qui sera à son tour convertie en énergie électrique dans un alternateur.

L'évaporateur : C'est un échangeur de chaleur constitué par des faisceaux de tubes reliant deux collecteurs appelés "ballons de chaudière" :

- un ballon supérieur recueillant la vapeur d'eau au fur et à mesure qu'elle se forme et qu'elle remonte grâce à sa grande différence de densité par rapport à l'eau, différence de densité qui génère des courants de convection naturels, d'autant plus importants que la pression est basse, dans les tubes ascendants ;
- un ballon inférieur collectant l'eau liquide amenée par les tubes descendants.

Le ballon supérieur doit être conçu de façon à contenir constamment de l'eau liquide en quantité suffisante dans sa moitié inférieure afin d'éviter les problèmes de surchauffe des tubes ascendants dans leurs parties qui les relient au ballon.

L'économiseur : C'est un échangeur de chaleur constitué de faisceaux de tubes raccordés l'un à l'autre à chaque extrémité par des coudes, où l'eau d'alimentation est chauffée par les fumées jusqu'à saturation. Il est situé à la sortie de la zone de convection en suivant le parcours des fumées.

En plus de ces trois échangeurs principaux, nous avons, dans cette étude, prolongé la zone de convection par un préchauffeur d'air qui, en alimentant le four avec un air plus chaud va favoriser le pré-séchage du bois, et un préchauffeur d'eau qui va aider à amener la température de l'eau d'alimentation à une valeur suffisamment élevée pour éviter le problème de condensation acide et donc de corrosion dans l'économiseur. De plus, ces deux échangeurs en nous permettant de puiser au maximum dans l'énergie des fumées, vont améliorer le rendement de la chaudière.

IV. Le combustible

Les performances du bois en tant que combustible dépendent fortement, comme mentionné plus haut, de ses caractéristiques physico-chimiques : sa composition chimique, son humidité et ses pouvoirs calorifiques. Cependant, le facteur le plus déterminant pour la combustion du bois est son humidité. La matière sèche est globalement présente en proportions élémentaires égales dans les différentes essences du bois (voir tableau II.1 ci-dessous). Quant à sa teneur en eau elle peut atteindre jusqu'à 60% dans le bois vert. Si le bois reste exposé à l'air libre, dans de bonnes conditions de stockage, pendant au moins une année, il pourrait être débarrassé de la totalité de l'eau libre du bois vert et d'une bonne partie de l'eau liée, piégée dans sa structure, et ramener ainsi sa teneur en eau à des taux avoisinant les 20%, mais pas de l'eau qui entre dans sa constitution et qui ne peut être libérée que par la combustion. Pour espérer atteindre des taux d'humidité proches de 10%, le bois doit être exposé à un flux artificiel d'air (ou de gaz) chaud, entre une et trois semaines [11] (8), ce qui est justement envisageable, par exemple, en utilisant les fumées produites à la cheminée d'une chaudière à bois.

Pour bien brûler, il faut d'abord que le bois parvienne à se débarrasser par vaporisation de toute son eau. En plus du fait que ce phénomène est fortement endothermique, et rend donc indisponible une partie importante de l'énergie libérée, il dégrade la qualité même de la combustion qui devient lente et capable seulement de températures de flamme relativement basses, ce qui favorise la présence d'imbrûlés aussi bien solides que gazeux et conduit à de faibles rendements de conversion.

Tableau II-1: Composition massique élémentaire basée sur la substance sèche de quelques essences [8]

Elément(%)→ Espèce↓	%C	%H	%O	%N	%S	%Cl
Hêtre	49.7	6.1	43.8	0.1	≈ 0.02	0.001 à 0.003
Sapin	49.0	6.0	44.9	0.1		
Chêne	49.5	5.4	44.7	0.3		
Peuplier	49.9	6.1	43.6	0.3		
Erable	49.5	6.0	44.3	0.1		

Pour notre étude de la combustion du bois, nous optons pour la composition élémentaire type donnée au tableau II.2 ci-dessous, établie par l'analyse ultime de la matière sèche d'un bois très représentatif (comparer aux données du tableau II.1). Pour modéliser le bois brut, nous allons envisager deux scénarios :

- un taux d'humidité de 45%, représentant notre bois-combustible fraîchement coupé ;
- un taux d'humidité de 20%, représentant notre bois-combustible, stocké en exposition à l'air ambiant au moins une année avant son utilisation.

Tableau II-2: Composition massique élémentaire basée sur la substance sèche du combustible choisi [16]

Elément	C	H	O	N	Cl	S	Cendres
% massique	50	5.8	43.4	0.2	0.02	0.05	0.53

IV.1 Composition massique élémentaire du combustible brut

L'analyse de la combustion se fera sur le bois brut, c'est-à-dire, le bois constitué de la matière sèche dont la composition massique figure au tableau II.2 ci-dessus, à laquelle on ajoutera l'eau qui constitue son humidité. Nous aurons donc à calculer la composition sur brut en considérant que la masse de ce dernier est constituée pour 45% d'eau et 55% de substance sèche dans le premier cas ; puis pour 20% d'eau et 80% de substance sèche dans le deuxième cas. Ainsi, par exemple, le pourcentage de carbone sur brut sera de $0.55 \times 50 = 27.5\%$ pour le brut à 45% d'humidité et de $0.80 \times 50 = 40\%$ pour le brut à 20% d'humidité. Les résultats des calculs pour les différents éléments entrant dans la composition du brut sont donnés au tableau II.3 ci-après.

Tableau II-3: Composition massique élémentaire du combustible sur bois brut

Elément →		H ₂ O	C	H	O	N	Cl	S	Cendres
Brut 1	% massiques →	45	27.5	3.19	23.87	0.11	0.01	0.03	0.29
Brut 2	% massiques →	20	40	4.64	34.72	0.16	0.02	0.04	0.42

V. La combustion :

La combustion du bois est une série complexe de réactions chimiques se terminant par l'oxydation du carbone, de l'hydrogène et du soufre contenus dans les substances composant le bois, avec libération d'énergie sous forme de chaleur. Ce processus, qui est d'autant plus complexe que le taux d'humidité du bois est élevé, sera analysé dans le cadre des hypothèses simplificatrices énumérées ci-après.

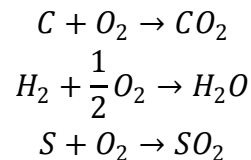
V.1 Hypothèses d'analyse de la combustion :

- La combustion sera considérée complète dans tous les cas étudiés, il n'y aura donc ni dissociation de N_2 pour former les NO_x , ni imbrûlés qui conduiraient, par exemple à la présence de monoxyde de carbone dans les gaz de combustion. Il faut noter qu'une telle condition est difficilement envisageable dans le cas du brut à 45% d'humidité.

- Tous les produits résultant de la combustion se retrouvent à l'état gazeux dans les fumées, à l'exception des cendres qu'on supposera précipitées au fond du four (alors qu'en réalité elles seront partiellement entraînées par les fumées et disséminées dans toute l'installation).

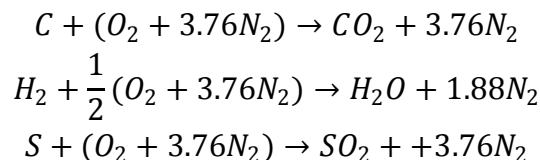
V.2 Les réactions de la combustion :

Les principales réactions chimiques d'une combustion complète concernant les éléments combustibles du bois sont :



V.3 L'air théorique :

C'est la quantité minimale d'air nécessaire à la combustion complète du bois. Pour la déterminer, il suffit de calculer les besoins en oxygène pour la combustion complète du carbone, de l'hydrogène et du soufre contenus dans le bois, puis de sommer ces besoins et de soustraire de la somme ainsi obtenue l'oxygène qui entre dans la composition du combustible. La quantité d'air théorique se calcule alors en tenant compte du fait que chaque mole d'oxygène est associée à 3.76 mole d'azote dans l'air standard. Les réactions ci-dessus peuvent être réécrites en considérant les combustions dans l'air comme suit :



- *Quantité d'air nécessaire à la combustion du carbone* : D'après la réaction du carbone ci-dessus, on peut noter qu'une kmole de carbone qui correspond à une masse de 12 kg, nécessite pour sa combustion complète une kmole d' O_2 qui correspond à une masse de 32 kg. En notant $[C]$ la fraction massique du carbone dans le combustible, la quantité d'oxygène nécessaire pour la combustion du carbone sera :

$$[O]_c = \frac{32}{12} [C]$$

et la quantité d'air nécessaire à la combustion du carbone :

$$[A_t]_C = \frac{32}{12} [C] \cdot \frac{32 + 3.76 \cdot 28}{32} = 11.44[C]$$

où $[C]$ est exprimé en kg de carbone/kg de bois brut et $[A]_C$ en kg d'air/kg de bois brut.

- *Quantités d'air nécessaires à la combustion de l'hydrogène et du soufre* : En notant $[H]$ et $[S]$ les teneurs du combustible en hydrogène et en soufre respectivement, les quantités d'air $[A_t]_H$ nécessaire à la combustion de l'hydrogène et $[A_t]_S$ nécessaire à la combustion du soufre, s'obtiennent par la même procédure que pour le carbone :

$$[A_t]_H = \frac{16}{2} [H] \cdot \frac{32 + 3.76 \cdot 28}{32} = 34.32[H]$$

$$[A_t]_S = \frac{32}{32} [S] \cdot \frac{32 + 3.76 \cdot 28}{32} = 4.29[S]$$

- *Quantité d'air correspondant à l'oxygène présent dans le combustible* : Cette quantité doit être déduite de celle qui est nécessaire pour la combustion des éléments C, H et S :

$$[A_t]_O = [O] \cdot \frac{32 + 3.76 \cdot 28}{32} = 4.29[O]$$

Finalement, l'air théorique (A_t), exprimé en kilogramme d'air par kilogramme de combustible, se calcule comme suit :

$$A_t = [A_t]_C + [A_t]_H + [A_t]_S - [A_t]_O = 11.44[C] + 34.32[H] + 4.29([S] - [O]) \quad (II.1)$$

où $[C]$, $[H]$, $[S]$ et $[O]$ sont les fractions massiques de carbone, d'hydrogène, de soufre et d'oxygène dans le combustible brut. Les résultats du calcul pour le bois à 45% et à 20% d'humidité sont donnés à la dernière colonne du tableau II.4 ci-après.

Tableau II-4: Air théorique pour la combustion du bois brut à 45% et à 20% d'humidité

Elément →		[H ₂ O]	[C]	[H]	[S]	[O]	A_t
Unité		$\frac{kg H_2O}{kg bois}$	$\frac{kg C}{kg bois}$	$\frac{kg H}{kg bois}$	$\frac{kg S}{kg bois}$	$\frac{kg O}{kg bois}$	$\frac{kg air}{kg bois}$
Brut 1	Fraction massique →	0.45	0.275	0.0319	0.0003	0.2387	3.2181
Brut 2	Fraction massique →	0.20	0.40	0.0464	0.0004	0.3472	4.6807

V.4 Les pouvoirs calorifiques du combustible

Dans le cas d'un combustible solide dont la composition élémentaire est connue, les pouvoirs calorifiques peuvent être calculés à l'aide des formules suivantes [15] :

$$PCS = 14\,500[C] + 62\,000 \left([H] - \frac{[O]}{8} \right) + 4\,000[S] \quad (II.2)$$

$$PCI = PCS - 9\,720[H] - 1\,110[H_2O] \quad (II.3)$$

Avec :

- [C], [H], [O], [S] et [H₂O]: fractions massiques de carbone, hydrogène, oxygène, soufre et eau respectivement dans le combustible.
- PCS et PCI : pouvoirs calorifiques supérieur et inférieur respectivement, exprimés dans les expressions ci-dessus en (Btu/lb)

Tableau II-5: Pouvoirs calorifiques du combustible brut à 45% et à 20% d'humidité

Unité	[H ₂ O]	PCS		PCI	
	$\frac{kg\ H_2O}{kg\ bois}$	$\frac{Btu}{lb}$	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{Btu}{lb}$	$\frac{kJ}{kg}$
Brut 1	0.45	4 116.58	9 575	3 307	7 692
Brut 2	0.20	5 987.6	13 927	5 314.6	12 362

V.5 L'excès d'air :

C'est la quantité d'air au-delà de la stœchiométrie, nécessaire à la combustion complète du combustible. L'excès d'air a toujours pour vocation d'assurer un taux d'oxygène suffisant dans chaque zone du foyer. À défaut de la quantité requise, la combustion est incomplète et génère des imbrûlés ainsi que des gaz nocifs. À l'opposé, un excès d'air trop important engendre une dilution des fumées, ce qui entraîne un abaissement de la température, et également des pertes à la cheminée plus importantes. Il faut donc contrôler soigneusement l'excès d'air pour avoir une bonne combustion : ni trop faible, ni trop important. Typiquement, dans les combustions du bois, on utilise des excès d'air de 25 à 40 %.

L'air destiné à la combustion est distribué en deux temps :

Un air primaire (air de grille), qui alimente le feu par le dessous, grâce à la grille ajourée. Les cendres, présentes sur ou sous la grille, ne doivent pas obstruer cette circulation d'air. Cet air primaire passant par la grille, généralement préchauffé, joue un rôle primordial dans la phase de séchage du bois et du dégagement des gaz combustibles.

Un air secondaire (air de porte), qui arrive par le haut, par un canal spécifique, il est très utile pour permettre aux résidus et gaz combustibles de continuer à brûler au-dessus du foyer.

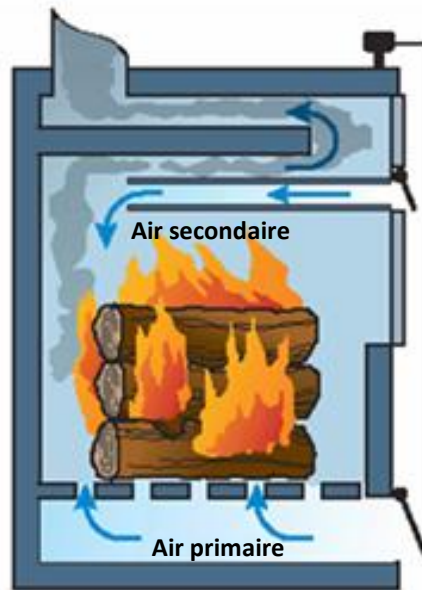


Figure II-6: Exemple d'alimentation d'une petite chaudière en air primaire et air secondaire

V.6 Composition des fumées issues d'une combustion complète du bois :

En considérant que toutes les cendres se déposeront au fond du four et en négligeant les traces des composés chlorés, les fumées résultant d'une combustion complète comprendront les composants suivants : CO_2 , H_2O , SO_2 et N_2 , en plus du O_2 si la combustion a lieu en présence d'un excès d'air.

D'après la réaction du carbone ci-dessus, on peut noter qu'une kmole de carbone qui correspond à une masse de 12 kg, forme lors d'une combustion complète une kmole de CO_2 qui correspond à une masse de 44 kg. En notant $[CO_2]$ la masse du dioxyde de carbone formé qui correspond à la combustion de 1 kg de combustible brut, on aura :

$$[CO_2] = \frac{44}{12} [C]$$

En procédant de même avec le soufre, la masse de SO_2 issue de la combustion complète de 1 kg de bois brut sera :

$$[SO_2] = \frac{64}{32} [S] = 2[S]$$

En ce qui concerne l'eau, il faut ajouter à la masse qui se forme à partir de la combustion de l'hydrogène, celle de l'eau qui entre dans la composition brut du combustible ; on aura ainsi dans les fumées pour chaque kg de brut ayant subi une combustion complète :

$$[H_2O]_f = \frac{18}{2} [H] + [H_2O] = 9[H] + [H_2O]$$

Pour obtenir la masse d'azote présente dans les fumées résultant de la combustion complète de 1 kg de bois brut, il faut additionner celle qui entre dans la combustion du combustible et celle apportée par l'air, on aura ainsi :

$$[N_2] = [N] + \frac{3.76 \cdot 28}{32 + 3.76 \cdot 28} (\alpha A_t) = [N] + 0.7669(\alpha A_t)$$

où α représente le rapport de la quantité d'air utilisé pour la combustion sur la quantité d'air théorique. Dans le cas d'une combustion réalisée avec l'air théorique, on a : $\alpha = 1$.

La masse d'oxygène dans les fumées résultant d'une combustion de 1 kg de bois avec excès d'air ($\alpha > 1$) sera :

$$[O_2] = \frac{32}{32 + 3.76 \cdot 28} (\alpha - 1)A_t = 0.2331(\alpha - 1)A_t$$

Le pouvoir fumigène du combustible m_f , exprimé en kg de fumées par kg de bois brut sera donc ;

$$\begin{aligned} m_f &= [CO_2] + [H_2O]_f + [SO_2] + [N_2] + [O_2] \\ &= \frac{44}{12} [C] + 9[H] + [H_2O] + 2[S] + [N] + 0.7669(\alpha A) + 0.2331(\alpha - 1)A_t \quad (II.4) \end{aligned}$$

La composition massique des fumées s'obtient par le calcul des fractions massiques :

$$x_i = \frac{[CO_2]}{m_f} ; \frac{[H_2O]_f}{m_f} ; \frac{[SO_2]}{m_f} ; \frac{[N_2]}{m_f} ; \frac{[O_2]}{m_f} \quad (II.5)$$

Et leur composition molaire, par le calcul des fractions molaires :

$$\begin{aligned} y_i &= \frac{n_i}{n_f} \quad (II.6) \\ n_i &= \frac{[CO_2]}{M_{CO_2}} ; \frac{[H_2O]_f}{M_{H_2O}} ; \frac{[SO_2]}{M_{SO_2}} ; \frac{[N_2]}{M_{N_2}} ; \frac{[O_2]}{M_{O_2}} \\ n_f &= \sum_i n_i \end{aligned}$$

La masse molaire apparente des fumées est obtenue en faisant la somme des produits de la fraction molaire par la masse molaire de chacun des constituants :

$$M_f = \sum_i y_i \cdot M_i \quad (II.7)$$

La composition des fumées est donnée en fonction du rapport d'air théorique (α) au tableau II.6 pour un brut à 45% d'humidité et au tableau II.7 pour un brut à 20% d'humidité.

Tableau II-6: Composition des fumées issues de la combustion d'un bois brut à 45% d'humidité pour différentes valeurs du rapport d'air théorique α

Rapport d'air ↓	Constituant i →	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	N ₂	O ₂	Σ
	M _i	44	18	64	28	32	
α = 1	m _i (kg/kg bois)	1.0083	0.7371	0.0006	2.4679	0	4.2139
	x _i	0.2393	0.1749	0.0100	0.5857	0	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0229	0.0410	0.00001	0.0881	0	0.1520
	y _i	0.1508	0.2694	0.00007	0.5799	0	1
	y _i M _i	6.6352	4.8492	0.0045	16.2372	0	M_f = 27.726
α = 1.25	m _i (kg/kg bois)	1.0083	0.7371	0.0006	3.0860	0.1875	5.0195
	x _i	0.2009	0.1468	0.00012	0.6148	0.0374	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0229	0.0409	0.00001	0.1102	0.0059	0.1799
	y _i	0.1274	0.2273	0.00006	0.6126	0.0326	1
	y _i M _i	5.6056	4.0914	0.0038	17.1528	1.0432	M_f = 27.897
α = 1.30	m _i (kg/kg bois)	1.0083	0.7371	0.0006	3.2095	0.2250	5.1805
	x _i	0.1946	0.1423	0.00012	0.6195	0.0434	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0229	0.0410	0.00001	0.1146	0.0070	0.1855
	y _i	0.1235	0.2210	0.00005	0.6178	0.0377	1
	y _i M _i	5.4340	3.9780	0.0032	17.2984	1.2064	M_f = 27.920
α = 1.35	m _i (kg/kg bois)	1.0083	0.7371	0.0006	3.3328	0.2626	5.3414
	x _i	0.1888	0.1380	0.00011	0.6240	0.0492	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0229	0.0410	0.00001	0.1190	0.0082	0.1911
	y _i	0.1198	0.2146	0.00005	0.6227	0.0429	1
	y _i M _i	5.2712	3.8628	0.0032	17.4356	1.3728	M_f = 27.946
α = 1.40	m _i (kg/kg bois)	1.0083	0.7371	0.0006	3.4562	0.3001	5.5023
	x _i	0.1833	0.1340	0.0001	0.6281	0.0545	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0229	0.0410	0.00001	0.1234	0.0094	0.1967
	y _i	0.1164	0.2084	0.00005	0.6274	0.0478	1
	y _i M _i	5.1216	3.7512	0.0032	17.5672	1.5296	M_f = 27.973

Tableau II-7: Composition des fumées issues de la combustion d'un bois brut à 20% d'humidité pour différentes valeurs du rapport d'air théorique α

Rapport d'air ↓	Constituant $i \rightarrow$	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	N ₂	O ₂	Σ
	M _i	44	18	64	28	32	
$\alpha = 1$	m _i (kg/kg bois)	1.4667	0.6176	0.0008	3.5912	0	5.6763
	x _i	0.2584	0.1088	0.0001	0.6327	0	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0333	0.0343	0.00001	0.1283	0	0.1959
	y _i	0.1702	0.1751	0.00005	0.6547	0	1
	y _i M _i	7.4888	3.1518	0.0032	18.3316	0	M_f = 28.975
$\alpha = 1.25$	m _i (kg/kg bois)	1.4667	0.6176	0.0008	4.4886	0.2728	6.8465
	x _i	0.2142	0.0902	0.0001	0.6556	0.0398	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0333	0.0343	0.00001	0.1603	0.0085	0.2365
	y _i	0.1409	0.1451	0.00004	0.6778	0.0360	1
	y _i M _i	6.1996	2.6118	0.0026	18.9784	1.1520	M_f = 28.944
$\alpha = 1.30$	m _i (kg/kg bois)	1.4667	0.6176	0.0008	4.6681	0.3273	7.0805
	x _i	0.2071	0.0872	0.0001	0.6593	0.0462	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0333	0.0343	0.00001	0.1667	0.0102	0.2446
	y _i	0.1363	0.1403	0.00004	0.6816	0.0418	1
	y _i M _i	5.9972	2.5254	0.0026	19.0848	1.3376	M_f = 28.947
$\alpha = 1.35$	m _i (kg/kg bois)	1.4667	0.6176	0.0008	4.8476	0.3819	7.3145
	x _i	0.2005	0.0844	0.0001	0.6627	0.0522	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0333	0.0343	0.00001	0.1731	0.0119	0.2527
	y _i	0.1319	0.1358	0.00004	0.6851	0.0472	1
	y _i M _i	5.8036	2.4444	0.0026	19.1828	1.5104	M_f = 28.944
$\alpha = 1.40$	m _i (kg/kg bois)	1.4667	0.6176	0.0008	5.0271	0.4364	7.5486
	x _i	0.1943	0.0818	0.0001	0.6660	0.0578	1
	n _i (kmol/kg bois)	0.0333	0.0343	0.00001	0.1795	0.0136	0.2608
	y _i	0.1278	0.1316	0.00004	0.6884	0.0523	1
	y _i M _i	5.6232	2.3688	0.0026	19.2752	1.6736	M_f = 28.944

A la figure II.7, nous avons représenté l'évolution de la composition molaire des fumées en fonction du rapport d'air théorique (α) pour un brut à 45% d'humidité. A la figure II.8, nous avons fait la même chose pour un brut à 20% d'humidité.

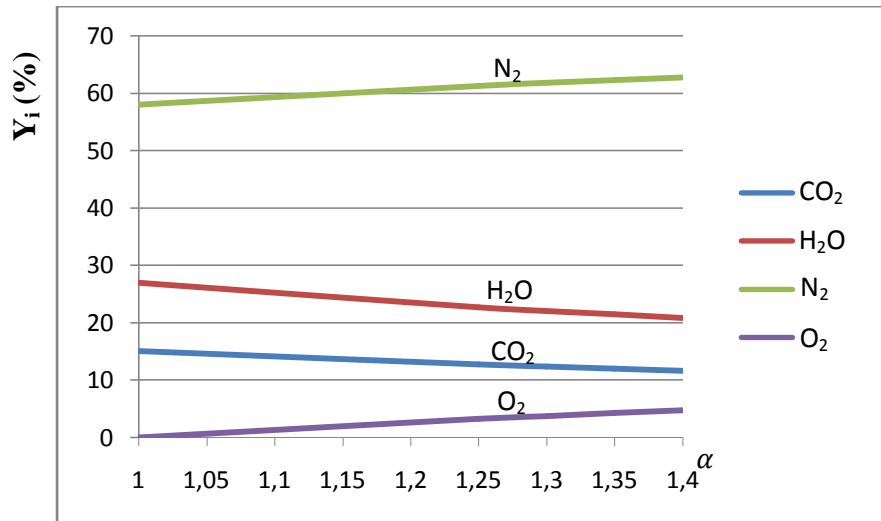


Figure II-7: Composition molaire des fumées en fonction du rapport d'air théorique pour un brut à 45% d'humidité

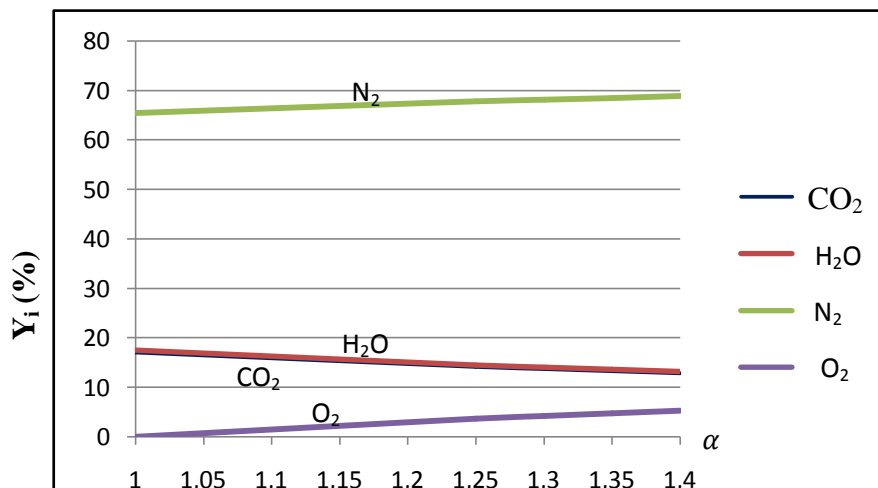


Figure II-8: Composition molaire des fumées en fonction du rapport d'air théorique pour un brut à 20% d'humidité

Nous relevons sur ces deux figures que les teneurs de l'ensemble des constituants des fumées évoluent linéairement avec le rapport d'air théorique, celles de l'azote et de l'oxygène croissant, tandis que celles de l'eau et du dioxyde de carbone décroissent logiquement. Les taux de décroissance pour le CO_2 et H_2O sont les mêmes, les deux courbes étant même confondues dans le cas du combustible à 20% d'humidité et seulement parallèle dans le cas du combustible à 45% d'humidité, avec celle de l'eau passant largement au-dessus. La composition des fumées est en général dominée par l'azote, ce qui maintient la masse molaire

apparente des fumées dans un intervalle très serré autour de la masse molaire de N_2 , n'affichant des valeurs en-dessous de 28 que lorsque le taux d'humidité du combustible est assez élevé.

Dans le chapitre suivant, nous allons étudier la chaudière et nous serons amenés à analyser ce qui se passe dans la chambre de combustion, puis au niveau des échangeurs de chaleur et il faut le rappeler, comme il a été mentionné plus haut, un taux d'humidité élevé du combustible est problématique et difficile à gérer dans la chaudière. Dans la partie où se trouvent les échangeurs, les échanges de chaleur se font par convection. Dans les chaudières classiques, utilisant les combustibles fossiles, les températures de flamme sont relativement élevées et il n'est pas nécessaire d'avoir des débits de fumées importants pour répondre aux exigences de la production de vapeur. Dans les chaudières de récupération, où la température des gaz est en général relativement basse (de l'ordre de $550^{\circ}C$ dans le cas des gaz d'échappement d'une turbine à gaz par exemple), il faut des débits de gaz très importants pour compenser ce manque d'intensité de l'énergie à transmettre à la vapeur. Dans le cas de la biomasse, les pouvoirs calorifiques sont assez faibles et ne permettent donc que des températures de flamme assez modestes, mais il y a aussi le problème de la limite imposée par la température de ramollissement des cendres qui nous amène à opérer avec des niveaux de températures maxima en deçà de $1000^{\circ}C$. Ces chaudières sont donc situées entre les chaudières classiques, qui opèrent à des niveaux de température élevés mais avec de faibles débits de gaz de combustion, et les chaudières de récupération, qui opèrent à des niveaux de température relativement bas mais avec des débits de gaz importants. Dans une chaudière à biomasse, le débit des fumées doit donc être suffisamment important pour lui permettre de fonctionner correctement. A la figure II.9 ci-dessous, nous avons représenté les pouvoirs fumigènes de nos deux combustibles et nous pouvons noter qu'ils croissent régulièrement avec l'excès d'air, mais pour une valeur donnée de cet excès d'air, le pouvoir fumigène du combustible décroît fortement avec son taux d'humidité.

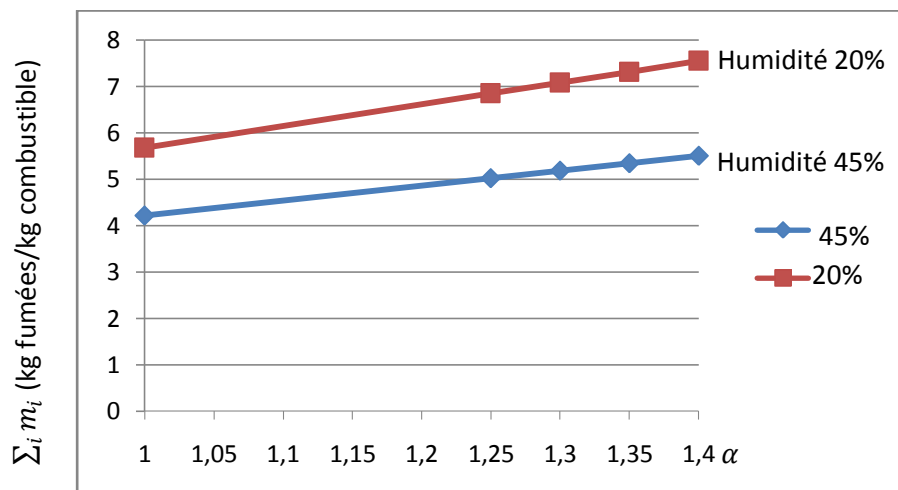


Figure II-9: Pouvoirs fumigènes en fonction du rapport d'air théorique pour un brut à 45% et un brut à 20% d'humidité

La seule contrainte qui militerait en faveur d'une utilisation du bois vert comme combustible immédiatement après sa coupe, serait l'absence d'une aire de stockage suffisante qu'on pourrait mobiliser en permanence afin de permettre au bois de sécher dans de bonnes conditions avant son utilisation.

Pour le reste, une forte humidité dans le combustible n'apporte que des problèmes. Tout d'abord, en nous référant à la figure I.2 du chapitre I, nous pouvons relever qu'en passant d'un taux d'humidité de 20% à un taux de 45%, le PCI d'un résineux passe de 14 500 kJ/kg à 9 500 kJ/kg, soit une réduction d'environ 35%, ce qui augmenterait d'autant la quantité de bois à consommer pour libérer la même énergie. Ensuite, cette énergie libérée ne peut pas être utilisée avec la même efficacité que dans le cas du combustible à 20% d'humidité. En effet, une partie de cette énergie, d'autant plus importante que le taux d'humidité est élevé, sera utilisée pour évaporer l'eau, et pour finir elle sera évacuée par la cheminée sous forme de chaleur latente. Mais il y a aussi le fait que le point de rosée des fumées est d'autant plus élevé que le taux d'humidité dans ces dernières est important, ce qui nous obligera à évacuer les fumées à des niveaux de température d'autant plus élevés qu'elles seront plus humides, pour éviter les problèmes de corrosion dues à la condensation dans les équipements de la chaudière. Ceci aura comme conséquence une perte sensible également plus importante à la cheminée. Il ne faut pas oublier non plus qu'il est d'autant plus difficile de réaliser une combustion de qualité que le bois est plus humide. Le risque de produire des imbrûlés toxiques et à la fois pénalisant sur le plan énergétique est quasiment inévitable dans une atmosphère trop humide. Toutes ces considérations nous conduisent à estimer la surconsommation du bois, s'il devait être brûlé avec un taux d'humidité de 45%, à environ 50% par rapport à une consommation correspondant à un combustible à 20% d'humidité. Ceci est énorme, et le bois n'est pas aussi abondant que l'air ; il l'est certainement moins que l'eau. Dans le chapitre suivant, nous n'allons donc considérer que la combustion d'un bois à 20% d'humidité, ce qui correspond à une pratique raisonnable en matière d'utilisation rationnelle des ressources énergétiques.

Chapitre III :

Dimensionnement de la chaudière

I. Introduction :

La valorisation énergétique du bois énergie permet de produire électricité et chaleur, dans le cadre de cette étude les besoins énergétiques du procédé industriel, sont de l'ordre de 60 t/h de vapeur.

Les besoins énergétiques et le combustible étant définis le dimensionnement thermique de la chaudière peut à présent se faire, et ce dans l'optique de définir les paramètres opératoires de cette combustion (le débit de combustible et d'air nécessaires ainsi que le profil des températures) .

II. Le four :

II.1.Détermination de la température de flamme :

Habituellement, Cette température se calcule en considérant une combustion adiabatique lors de laquelle toute l'énergie libérée sera absorbée par les gaz issus de la combustion, qui verront ainsi leur température atteindre sa plus grande valeur possible.

Dans ce cas, la température se calcule en posant que l'enthalpie des produits est égale à celle des réactifs, d'après le bilan d'énergie, un tel calcul exigerait la connaissance des enthalpies de formation de toutes les espèces en présence. Or, dans notre cas, nous ne disposons que de la composition élémentaire du combustible. Nous ne pouvons donc pas savoir les enthalpies de formation des espèces chimiques constituant réellement le combustible. Pour des cas comme la notre, où le combustible est défini par analyse ultime, des formules empiriques sont proposées dans la littérature, formules qui tiennent compte également du fait que la combustion dans le four n'est pas totalement adiabatique.

Une de ces formules est proposée dans l'ouvrage de V.Ganapathy, intitulé "Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators" cité en référence [15] .

$$T_c = \frac{(PCI) + (A\alpha)(PCS) \cdot C_{P_a}(T_a - 80) \cdot 10^{-6}}{\left(1 - \frac{\%Cendres}{100}\right) + (A\alpha)(PCS) \cdot 10^{-6}C_{P_g}} \quad (III.1)$$

(PCI) et (PCS) : Pouvoirs calorifiques inférieur et supérieur en $\left(\frac{Btu}{lb}\right)$

A : Quantité d'air théorique nécessaire pour la libération d'une énergie de $10^6 BtuPCS$

$A = \frac{A_t \cdot 10^6}{PCS}$ avec A_t : quantité d'air théorique définie précédemment au chapitre II

α : Rapport d'air théorique

Dimensionnement de la chaudière

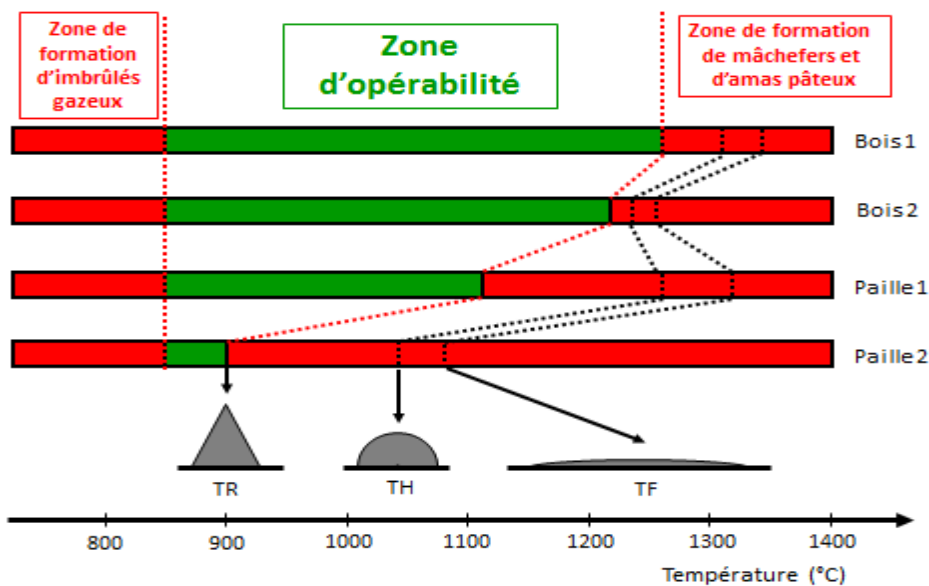
$$A = 782$$

T_a et T_c : Températures de l'air de combustion et de la flamme respectivement (en °F)

C_{p_a} et C_{p_g} : Chaleur spécifique de l'air et des gaz de combustion respectivement (en $\frac{Btu}{lb} \cdot ^\circ F$). C_{p_a} est évaluée à la température de l'air à l'entrée du foyer et C_{p_g} à la température T_c

Notons que la valeur de la température de flamme T_c dépend du rapport d'air théorique (α). C'est en fait, en agissant sur la valeur de ce rapport que nous pouvons contrôler cette température pour un combustible donné.

Dans le cas du bois, cette température doit rester en dessous de la température de ramollissement des cendres qui est de l'ordre de 1200 °C (voir figure III.1)



TR : Température de ramollissement.
TH : Température d'hémisphère.
TF : Température de fusion.

Figure III-1 : Température de ramollissement de quelques biomasses[17]

En effet, les cendres doivent rester tout le temps à l'état solide, si la température dépasse leur point de ramollissement, elles passent à la phase gazeuse et dès que leur température redescend en dessous du point de ramollissement, elles se déposent sous forme de scories, généralement à l'entrée du surchauffeur avec le risque de créer des bouchons dans le parcours des fumées et même de corrosion des surfaces d'échange.

Le rapport d'air théorique (α) sers donc choisi, entre autre de façon à éviter que la température de flamme ne dépasse pas dans notre cas 1100 °C par mesure de conservation.

II.2. Détermination de la température des gaz à la sortie du four :

Pour calculer la température qu'auront les gaz de combustion au moment où ils vont quitter le four, nous allons établir le bilan d'énergie au niveau de la zone de rayonnement. Cette zone est modélisée à la figure (III.2) ci-dessous, où la masse des gaz rayonnante vers les parois intérieures de la chambre de combustion tapissées d'écrans d'eau, est représentée en pointillés avec la flamme au fond du four. Cette masse de gaz constitue un volume de contrôle qui reçoit à l'entrée le combustible, modélisé par son débit (\dot{m}_c) et l'énergie qu'il transporte, représentée par son (PCI), et l'air qui admis au four avec un débit (\dot{m}_a) et à la température (T_a). A la sortie de notre volume de contrôle, les gaz de combustion quittent le four à la température (T_e) que nous cherchons.

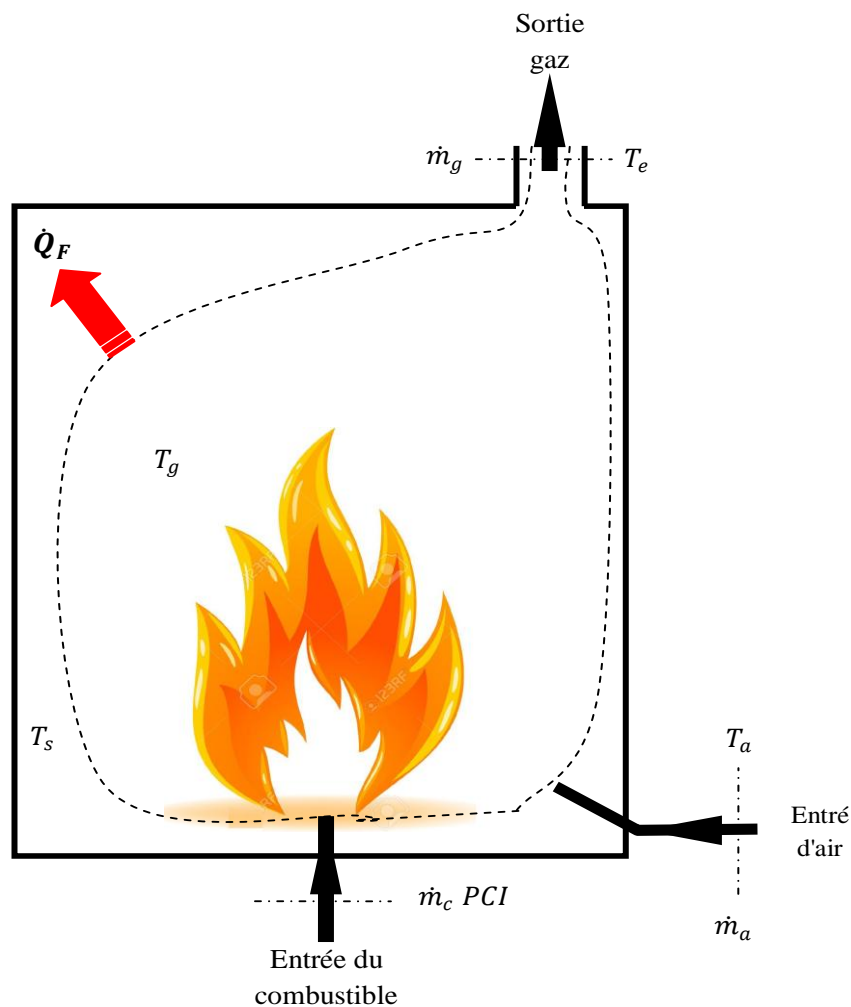


Figure III-2: La zone de rayonnement

Dimensionnement de la chaudière

La chaleur rayonnée par les gaz et absorbée par les écrans est notée (\dot{Q}_F). Le principe de conservation de la masse permet d'écrire :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c + \dot{m}_a - \dot{m}_{cendres} \quad (III.2)$$

Puisque nous admettons que la masse des cendres qui accompagne le combustible à l'entrée, se dépose au fon du four.

Le bilan d'énergie pour notre volume de contrôle donne à présent :

$$\dot{Q}_F + \dot{m}_g h_e = \dot{m}_a h_a + \dot{m}_c PCI \quad (III.3)$$

Plus bas, nous allons introduire une expression empirique pour la température (T_g) avec laquelle les gaz rayonnent dans la chambre de combustion. Dans cette expression, les températures sont en [°R]. Nous allons donc travailler le bilan d'énergie ci-dessus dans le système anglo-saxon pour éviter toute confusion. La température sera donc en [°R] et les enthalpies de l'air et des gaz, assimilés à des gaz parfaits, seront calculées par la loi de Joule avec :

Comme référence : $h=0$ à $T=0$ °R

On posera donc dans l'expression (III.3) :

$$h_e = C_{p_{gF}} T_e \quad \text{et} \quad h_a = C_{p_a} T_a$$

Où $C_{p_{gF}}$ et C_{p_a} sont les chaleurs spécifiques à pression constante pour les gaz à T_e et pour l'air à T_a respectivement. Ces chaleurs spécifiques seront exprimées en [Btu/lb.°R].

L'expression (III.3) devient :

$$\dot{Q}_F + \dot{m}_g C_{p_{gF}} T_e = \dot{m}_a C_{p_a} T_a + \dot{m}_c PCI \quad (III.4)$$

En considérant que le rayonnement a lieu majoritairement à partir d'une surface autour de la flamme dont l'air est négligeable devant selon celle de la paroi intérieure de l'enceinte du four, la loi du rayonnement du corps gris nous permet d'écrire :

$$\dot{Q}_F = A_p \varepsilon_S \varepsilon_g \sigma (T_g^4 - T_S^4) \quad (III.5)$$

Avec :

A_p : Surface projetée de l'enceinte du four qui aborde les gaz de combustion avant leur arrivée dans la zone de convection (ft^2)

$\varepsilon_S, \varepsilon_g$: Emissivités de la paroi et des gaz de combustion respectivement.

Dimensionnement de la chaudière

T_S : Température de la surface des écrans ($^{\circ}R$). Cette température ne doit pas dépasser beaucoup celle de l'eau à l'intérieur des écrans qui est de $240^{\circ}C$, étant donné que ces deux températures ne sont séparées que par une résistance à de conduction d'un matériau très bon conducteur, on prendra donc dans la suite des calculs la valeur de $250^{\circ}C$ pour cette température, soit $942^{\circ}R$.

σ : Constante de Stefan Boltzmann ($0,173 \cdot 10^{-8} \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^{\circ}R^4}$)

Certains auteurs utilisent pour cette température la valeur de la température de flamme adiabatique. Mais, des considérations empiriques montrent qu'un meilleur accord avec les mesures expérimentales sur des chaudières en opération est obtenu lorsqu'on pose :

$$T_g = T_e + 300 [^{\circ}R] \quad (III.6)$$

En portant l'expression de (\dot{Q}_F) dans l'équation (III.4) puis en divisant par (\dot{m}_c) , On obtient :

$$\frac{A_P \varepsilon_S \varepsilon_g}{\dot{m}_c} \sigma (T_g^4 - T_S^4) = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} C_{P_a} T_a + (PCI) - \frac{\dot{m}_g C_{P_g} T_e}{\dot{m}_c} \quad (III.7)$$

A présent, en divisant par (\dot{m}_c) les deux membres de l'équation (III.2), on obtient :

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_c} = 1 + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} - \frac{\dot{m}_{cendres}}{\dot{m}_c} \quad (III.8)$$

Dans cette dernière équation, le rapport du débit d'air (\dot{m}_a) sur celui du combustible (\dot{m}_c) peut être exprimé en fonction de l'air théorique (A) du rapport d'air théorique (α) et du (PCS) comme suit :

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = (A\alpha)(PCS) \cdot 10^{-6} \quad (III.9)$$

Quant au rapport $(\frac{\dot{m}_{cendres}}{\dot{m}_c})$, il est égal à la fraction massique des cendres dans notre combustible, soit :

$$\frac{\dot{m}_{cendres}}{\dot{m}_c} = 0.0042$$

L'émissivité (ε_g) du gaz incandescent représenté par la flamme et son voisinage immédiat, dépend de plusieurs facteurs dont les plus importants sont la luminosité de la flamme, la nature du combustible et la teneur des gaz en cendres volatiles. C'est pourquoi il est difficile de la calculer avec une expression générale, étant donné l'impossibilité de modéliser l'influence de ces facteurs sur elle. L'émissivité des écrans est également difficile à estimer régime d'opération du four, des dépôts de suies et de cendres sur les écrans, ce qui fait qu'elle sera donc variable selon l'état de la surface des écrans qui évolue en fonction de la fréquence des interventions pour son maintien.

Dimensionnement de la chaudière

Dans le cas des combustibles solides en général, produisant des flammes moins lumineuses que les huiles et les combustibles gazeux, et dont la combustion s'accompagne de production de cendres et de dépôts inévitables sur les écrans, les valeurs recommandées pour (ε_g) et (ε_s) [15], sont respectivement de 0.5 et 0.6.

II.3.Critère pour éviter le régime d'ébullition en film dans les écrans :

A aucun moment, nous ne devons avoir à l'intérieur des tubes qui constituent les écrans d'eau une ébullition qui se produirait dans la gamme de flux au dessus du flux critique qui sépare le régime nucléée du régime d'ébullition en film. L'ébullition en film, conduirait à une mauvaise circulation de la chaleur à cause des faibles coefficients d'échange du film de vapeur par rapport à ceux du liquide. La présence de tel film de vapeur entrainerait la surchauffe, puis le perçage des tubes.

Pour éviter ce phénomène, on utilise un critère sur la densité surfacique de la charge calorifique de la chaudière. Ce critère est défini par le rapport de la charge calorifique totale de la chaudière ($\dot{m}_c PCI$) sur l'aire de la surface projetée de l'enceinte de la chambre du combustion (A_p), soit :

$$\lambda = \frac{\dot{m}_c PCI}{A_p} \quad (III. 10)$$

Ce facteur (λ) doit être compris entre 70 000 et 120 000 Btu/h.ft² pour le charbon et peut atteindre 200 000 Btu/h.ft² dans le cas du gaz naturel [15], Ne disposant pas de valeurs de (λ) pour notre combustible, mais remarquant que plus la qualité du combustible est moins importante, plus petite est la valeur de (λ) à adopter, nous entreprenons d'analyser le comportement du four sur l'intervalle des valeurs de (λ) entre 40 000 et 100 000 Btu/h.ft² pour sélectionner la valeur qui donnerait les meilleurs résultats. Bien entendu, à chaque fois nous calculerons le flux qui arrive à l'intérieur des tubes écrans pour vérifier qu'il est bien inférieur au flux critique dont la valeur est auteur de 250 000 Btu/h.ft² [15].

A partir de l'expression (III.10), on tire :

$$\frac{A_p}{\dot{m}_c} = \frac{(PCI)}{\lambda} \quad (III. 11)$$

Ensuite, on revient à l'expression (III.7) et on pose pour le membre de gauche (MG) et le membre de droite (MD) :

$$MG = \left(\frac{A_p}{\dot{m}_c}\right) \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_g \cdot \sigma (T_g^4 - T_s^4) \quad (III. 12)$$

$$MD = \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}\right) C_{p_a} + (PCI) - \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_c}\right) C_{p_g} T_e \quad (III. 13)$$

Notons que la seule inconnue de l'équation ($MG = MD$) est la température (T_e) puisque (T_g) est fonction de (T_e) (voir équation (III.6)). Mais comme l'équation est au 4^{ème} degré, nous devons procéder par itération successives afin d'obtenir la valeur de (T_e), puis on

Dimensionnement de la chaudière

calcule séparément MG et MD et selon que $MG > MD$ ou inversement, on refait le calcul pour une plus grande valeur ou une plus petite valeur de (T_e) , jusqu'à convergence du processus lorsque $(MG = MD)$.

II.4. Calcul de la chaleur mise en jeu au niveau de la chambre de combustion :

Pour évaluer la quantité de chaleur \dot{Q}_F intervenant dans le bilan d'énergie de la chambre de combustion, il est nécessaire de connaître le débit de combustible \dot{m}_c . Cependant, ce débit nous ne pouvons que l'estimer à partir des besoins en énergie de notre procédé et du pouvoir calorifique du combustible.

A l'instar du facteur λ , le débit de combustible sera donc utilisé comme paramètre à faire varier dans les calculs.

Avec \dot{m}_c connu, on peut calculer la surface projetée, puisque le rapport $\frac{A_p}{\dot{m}_c}$ est obtenu à partir de l'équation (III.11)

A présent, on calcule :

$$\frac{\dot{Q}_F}{A_p} = \varepsilon_s \cdot \varepsilon_g \cdot \sigma (T_g^4 - T_s^4) \quad (III.14)$$

Puis :

$$\dot{Q}_F = \left(\frac{\dot{Q}_F}{A_p} \right) \cdot A_p \quad (III.15)$$

II.5. Calcul du flux de chaleur par unité de surface intérieure des tubes-écrans :

Ayant opté pour une paroi à membrane (voir chapitre II), si l'on fait une coupe transversale dans cette paroi, nous pouvons noter que sa configuration se reproduit avec pas S_t connue représenté à la figure ci-après :

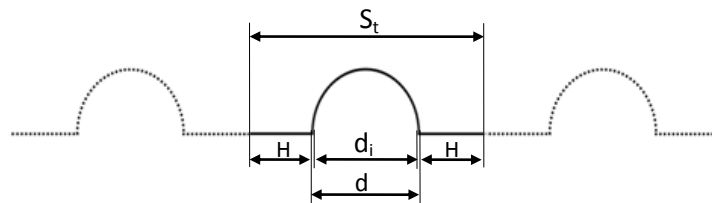


Figure III-3: Tubes d'écrans d'eau

Dimensionnement de la chaudière

Pour une longueur L des tubes, la surface projetée sera donnée par :

$$A_p = S_t \cdot L \cdot n = (2H + d) \cdot L \cdot n \quad (III.16)$$

n : étant le nombre de modules comme celui de la figure, qui sont nécessaires pour concevoir l'enceinte de la chambre de combustion.

La surface réelle de la paroi du côté extérieur, exposée au gaz sera quant à elle donnée par :

$$A_e = \left(2H + \frac{\pi d}{2}\right) \cdot L \cdot n \quad (III.17)$$

Par conséquent, en posant :

$\dot{q}_p = \frac{\dot{Q}_F}{A_p}$: Le flux de chaleur par unité de surface projetée

Et $\dot{q}_e = \frac{\dot{Q}_F}{A_e}$: Le flux de chaleur par unité de surface extérieure des écrans

On aura : $\dot{Q}_F = \dot{q}_e \cdot A_e = \dot{q}_p \cdot A_p$

D'où le flux par unité de surface extérieure des écrans :

$$\dot{q}_e = \dot{q}_p \cdot \frac{A_p}{A_e} = \dot{q}_p \cdot \frac{2H + d}{2H + \frac{\pi d}{2}} \quad (III.18)$$

Et le flux par unité de surface intérieure des tubes (\dot{q}_i) sera :

$$\dot{q}_i = \dot{q}_e \cdot \frac{d}{d_i} = \dot{q}_p \cdot \frac{2H + d}{2H + \frac{\pi d}{2}} \cdot \frac{d}{d_i} \quad (III.19)$$

Soit encore :

$$\dot{q}_i = \left(\frac{\dot{Q}_F}{A_p}\right) \cdot \frac{2H + d}{2H + \frac{\pi d}{2}} \cdot \frac{d}{d_i} \quad (III.20)$$

En notant : $\delta = \frac{2H+d}{2H+\frac{\pi d}{2}} \cdot \frac{d}{d_i}$

On aura : $\dot{q}_i = \left(\frac{\dot{Q}_F}{A_p}\right) \cdot \delta \quad (III.21)$

Dimensionnement de la chaudière

Remarquons que δ dépend des dimensions de la configuration choisie pour les écrans. Pour de faibles pressions et pressions modérées du côté eau, on recommande des diamètres nominaux des tubes de 2in et une hauteur d'ailette $H=1$ in [15].

A partir des données standards sur les tubes, on a : $d_i = 1,706$ in

Avec ces données le facteur $\delta = 0,912$

III. Zone de convection :

Rappelons que cette zone comprend les différents échangeurs de chaleur de notre chaudière, nous savons d'après les données de base des conditions thermodynamiques de l'eau, et de la vapeur d'eau aux différentes entrées et sorties de ces échangeurs. Nous savons également en ce qui concerne le réchauffeur d'air les températures du côté air à l'entrée et à la sortie. Nous connaissons le débit d'eau et le débit d'air est lié au débit de combustible \dot{m}_c et au rapport d'air théorique (α) utilisé. Il s'agira de calculer les températures des gaz de combustion aux différentes entrées-sorties des échangeurs parcourus. Ceci va se faire par les bilans d'énergie appliqués à chaque échangeur, en admettant partout 1% de perte et en négligeant les effets cinétique et potentiels.

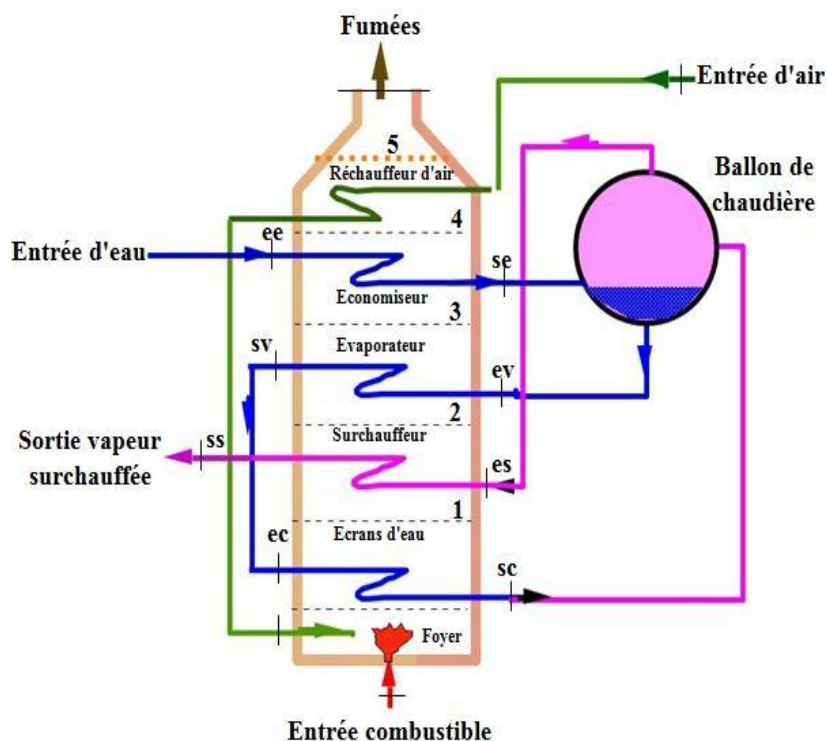


Figure III-4 : les différents échangeurs de la chaudière

Dimensionnement de la chaudière

Le schéma de la figure (III.3) ci-dessus montre que les différents échangeurs de la chaudière, ainsi que leur position par rapport au circuit des gaz

III.1. Calcul de la température des gaz à la sortie du surchauffeur T_2 :

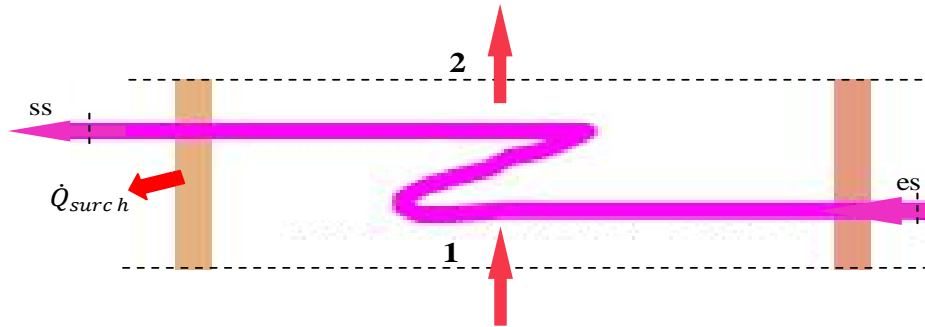


Figure III-5 : Surchauffeur d'eau

Le surchauffeur est repris à la figure (III.4) ci-dessus. En nous référant aux notations de figure, le bilan d'énergie pour le surchauffeur s'écrit :

$$\dot{Q}_{surch} + \dot{m}_v h_{es} + \dot{m}_g C_{p_{gs}} T_1 = \dot{m}_v h_{ss} + \dot{m}_g C_{p_{gs}} T_2 \quad (III. 22)$$

En remarquant que :

$$\dot{m}_{es} = \dot{m}_{ss} = \dot{m}_v$$

On peut mettre l'expression du bilan ci-dessus sous la forme :

$$\dot{Q}_{surch} + \dot{m}_g C_{p_{gs}} (T_1 - T_2) = \dot{m}_v (h_{ss} - h_{es}) \quad (III. 23)$$

Le 1% de pertes au niveau du surchauffeur se traduit par :

$$\dot{Q}_{surch} = -0,01 \dot{m}_g C_{p_g} (T_1 - T_2) \quad (III. 24)$$

Ce qui donne finalement la température des gaz à la sortie du surchauffeur :

$$T_2 = T_1 - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_g} \cdot \frac{h_{ss} - h_{es}}{0,99 C_{p_{gs}}} \quad (III. 25)$$

III.2. Calcul de la température des gaz à la sortie de l'évaporateur T_3 :

Cette température, s'obtient en effectuant le bilan d'énergie pour la partie de l'évaporateur qui se trouve dans la zone de convection. Mais pour établir ce bilan il nous faut d'abord calculer la part de l'énergie nécessaire à l'évaporation complète de l'eau à ce niveau, sur la base de la chaleur \dot{Q}_F reçue au niveau des écrans d'eau dans le four.

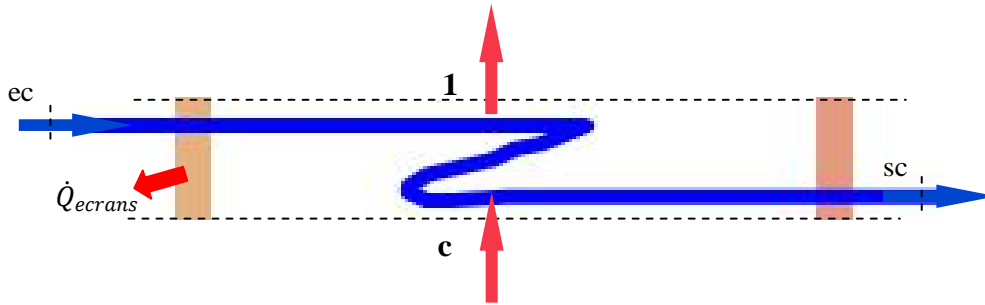


Figure III-6 : Ecrans d'eau

Nous allons donc tout d'abord considérer le bilan sur les écrans afin de calculer l'enthalpie de la vapeur à l'entrée de la partie de l'évaporateur qui se trouve dans la zone de convection. En nous référant aux notations de la figure (III.5) et en tenant compte des 1% de pertes, le bilan sur les écrans donne :

$$0,99 \cdot \dot{Q}_F + \dot{m}_{ec} h_{ec} = \dot{m}_{sc} h_{sc} + \dot{m}_p h_p \quad (III. 26)$$

Avec :

$$\dot{m}_{ec} = \dot{m}_v + \dot{m}_p$$

$$\dot{m}_{sc} = \dot{m}_v$$

$$h_{ec} = h_{f235^\circ\text{C}}$$

$$h_{sc} = h_{f240^\circ\text{C}} + x \cdot h_{fg240^\circ\text{C}}$$

$$h_p = h_{f240^\circ\text{C}}$$

Où : $\dot{m}_v = 60 \text{ t/h}$: Débit principale de vapeur produite.

$\dot{m}_p = 3 \text{ t/h}$: Débit des purges évacuées à l'état de liquide saturé à 240°C

En remplaçant dans l'expression du bilan ci-dessus, on peut la résoudre pour calculer le titre de la vapeur réalisable avec l'absorption de la chaleur \dot{Q}_F au niveau des écrans.

$$x = \frac{0,99 \cdot \dot{Q}_F - (\dot{m}_v + 3)(h_{f240^\circ\text{C}} - h_{f235^\circ\text{C}})}{\dot{m}_v \cdot h_{fg240^\circ\text{C}}} \quad (III. 27)$$

A présent, l'enthalpie que l'eau peut atteindre avec la chaleur qu'elle reçoit dans les écrans sera :

$$h_{sc} = h_{f240^\circ\text{C}} + x \cdot h_{fg240^\circ\text{C}}$$

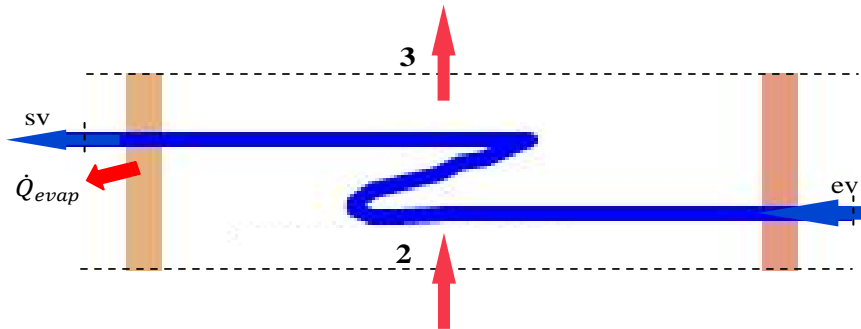


Figure III-7 : Evaporateur

Et la quantité d'énergie que les gaz doivent apporter à la vapeur au niveau de la partie évaporateur de la zone de convection sera, d'après la figure (III.6) $\dot{m}_v(h_{sv} - h_{ev})$

Avec :

$$h_{ev} = h_{sc}$$

$$h_{sv} = h_{es} = h_g(240^\circ\text{C})$$

A présent, le bilan sur cette partie de l'évaporateur donne en tenant compte des 1% de pertes :

$$0,99\dot{m}_g C_{p_{gv}} (T_2 - T_3) = \dot{m}_v (h_{sv} - h_{ev}) \quad (III. 28)$$

D'où :

$$T_3 = T_2 - \frac{\dot{m}_v \cdot h_{sv} - h_{ev}}{\dot{m}_g \cdot 0,99 C_{p_{gv}}} \quad (III. 29)$$

III.3.Calcul de la température des gaz à la sortie de l'économiseur T_4 :

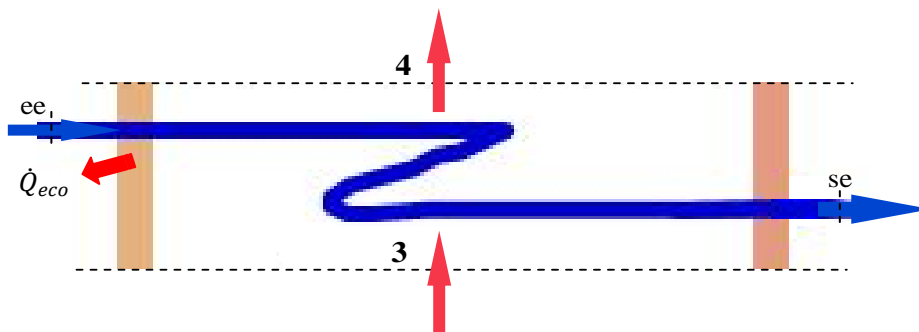


Figure III-8 : Economiseur

Dimensionnement de la chaudière

En nous référant aux notations de la figure (III.7) et en rappelant que le débit d'eau qui circule à travers l'économiseur comprend le débit principal de vapeur (\dot{m}_v) et le débit qui sera purgé (\dot{m}_p) et que l'eau doit quitter l'économiseur à 235 °C, 5°C de moins que la température d'évaporation pour éviter tout risques de « steaming » dans l'économiseur, le bilan d'énergie s'écrira :

$$0,99\dot{m}_g C_{p_{ge}} (T_3 - T_4) = (\dot{m}_v + \dot{m}_p)(h_{se} - h_{ee}) \quad (III. 30)$$

D'où on a la température des gaz à la sortie de l'économiseur :

$$T_4 = T_3 - \frac{\dot{m}_v + \dot{m}_p}{\dot{m}_g} \cdot \frac{h_{se} - h_{ee}}{0,99C_{p_{ge}}} \quad (III. 31)$$

Avec :

$$h_{se} = h_{f235^\circ\text{C}}$$

$$h_{ee} = h_{f110^\circ\text{C}}$$

III.4. Calcul de la température des gaz à la sortie du réchauffeur d'air T_5 :

Le schéma du réchauffeur d'air, accompagné des notations correspondant aux entrées-sorties de l'air et des gaz est représenté à la figure (III.8).

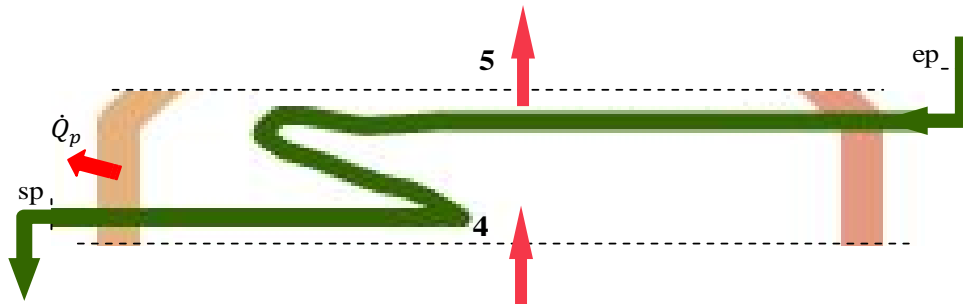


Figure III-9 : Réchauffeur d'air

Le bilan d'énergie appliqué au réchauffeur s'écrit comme suit :

$$0,99\dot{m}_g C_{p_{gR}} (T_4 - T_5) = \dot{m}_a C_{p_a} (T_a - T_0) \quad (III. 32)$$

D'où on obtient la température des gaz à la sortie :

$$T_5 = T_4 - \frac{\dot{m}_a C_{p_a}}{0,99\dot{m}_g C_{p_{gR}}} (T_a - T_0) \quad (III. 33)$$

III.5. Calcul de la température des gaz à la sortie du préchauffeur d'eau T_6 :

En plus des échangeurs que nous venons de considérer, notre chaudière comprend en annexe un préchauffeur d'eau qui va nous permettre de récupérer d'avantage d'énergie avant

Dimensionnement de la chaudière

de lâcher les fumées dans la cheminée, et ce dans le but d'élever la température d'eau d'alimentation de 35°C à 66°C et contribue à éviter de l'envoyer à des températures qui favorisent la condensation à partir des fumées au sein même de la chaudière.

Le schéma du préchauffeur d'eau est donné à la figure (III.9)

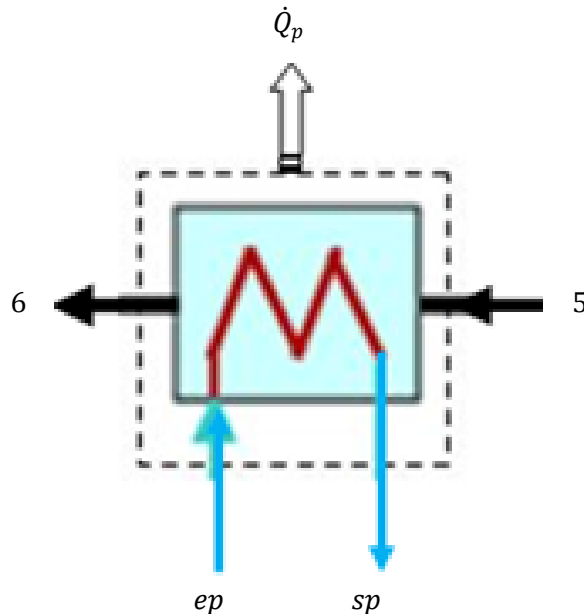


Figure III-10 : Préchauffeur d'eau

Le bilan d'énergie s'écrit :

$$0,99\dot{m}_g C_{PgP} (T_5 - T_6) = \dot{m}_e (h_{sp} - h_{ep}) \quad (III. 34)$$

D'où on aura la température des gaz à la sortie :

$$T_6 = T_5 - \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \cdot \frac{h_{sp} - h_{ep}}{0,99C_{PgP}} \quad (III. 35)$$

Avec :

$$\dot{m}_e = 59 \frac{t}{h}$$
$$h_{sp} = h_{f66^\circ\text{C}}$$
$$h_{ep} = h_{f35^\circ\text{C}}$$

IV. Données nécessaires aux calculs :

IV.1. Calcul des chaleurs spécifiques

Pour l'évaluation des chaleurs spécifiques des gaz et de l'air, nous avons utilisé une corrélation qui exprime la chaleur spécifique des différents espèces entrant dans la composition de ces gaz, à savoir CO₂ ; H₂O ; N₂ ; SO₂ ; O₂ en fonction de la température.

Dimensionnement de la chaudière

Cette corrélation tirée à partir de la [18] est donnée en annexe (tableau A.1)

Pour l'air et les gaz qui sont considérés comme des gaz parfaits, la chaleur spécifique à une température T donnée est calculée par l'expression :

$$C_p = \sum x_i C_{pi} \quad (III.36)$$

Avec :

x_i : Fraction massique du constituant (i)

C_{pi} : Chaleur spécifique molaire à pression constante du constituant (i) à la température T

Lorsqu'il s'agit d'effectuer les bilans des échangeurs les chaleurs spécifiques utilisées sont des chaleurs spécifiques moyennes évaluées à la température moyenne arithmétique du gaz entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Il en est ainsi pour $C_{p_{gs}}$ au niveau du surchauffeur, de même pour $C_{p_{gv}}$ au niveau de l'évaporateur, etc...

IV.2. Les enthalpies de l'eau et de la vapeur d'eau :

Pour la lecture des enthalpies de l'eau et de la vapeur d'eau, nous avons utilisé les tables des propriétés thermodynamiques de la substance pure pour la vapeur d'eau [18]

Les valeurs lues pour les différentes enthalpies qui figurent dans les expressions de calculs utilisées dans le chapitre, sont récapitulées au tableau (III.1)

Tableau II-1: Propriétés de l'eau et de la vapeur d'eau

		T (°C)	P (bar)	Débit ($\frac{t}{h}$)	Enthalpie ($\frac{kJ}{kg}$)
Préchauffeur d'eau	ep	35	6	59	147,19
	sp	66	6	59	276,69
Réchauffeur d'air	er	25	1	\dot{m}_a	25.44
	sr	100	1	\dot{m}_a	102
Economiseur	ee	110	35	63	461,3
	se	235	35	63	1013,62
Ecrans d'eau	ec	235	35	63	1013,62
	sc	240	35	60	$h_{f240^\circ C} + x \cdot h_{fg240^\circ C}$
Evaporateur	ev	240	35	60	$h_{f240^\circ C} + x \cdot h_{fg240^\circ C}$
	sv	240	35	60	2803,8
Surchauffeur	es	240	35	60	2803,8
	ss	375	32	60	3169,62

Dimensionnement de la chaudière

On admet que le combustible est admis au four à 25°C , c'est également la valeur de la température de l'air T_0 à l'entrée du réchauffeur.

Toutes autres données concernant le combustible et les fumées issues de la combustion en particulier leur composition suivant le rapport d'air théorique α figurent dans les tableaux présentés au chapitre II

V. Procédure de calcul :

Pour procéder aux calculs exposés tout au long de ce chapitre, les données que nous venons de rappeler et d'introduire ne suffisent pas. Il est nécessaire en effet de connaître le rapport d'air théorique (α), le paramètre λ défini par l'équation (III.10) et enfin le débit de combustible \dot{m}_c .

α , λ et \dot{m}_c seront donc les degrés de liberté qui vont nous permettre d'explorer les possibilités opératoires de notre chaudière pour répondre aux besoins du problème tout en satisfaisant à certaines contraintes techniques.

Nous avons déjà exposé au chapitre II le rôle que joue le rapport d'air théorique α dans l'accomplissement du processus de combustion et la contrôle de la température de flamme, qui diminue lorsque α augmente, mais qui fait également augmenter le pouvoir fumigène devient plus important. Il y a donc une valeur optimale de α qui réalise un compromis entre ces exigences contradictoires.

Dans le cas de la combustion du bois, une valeur comprise entre 1,25 et 1,40 est recommandée.

En ce qui concerne le facteur λ , nous avons déjà rappelé qu'il doit être dans l'intervalle $40\,000 \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$ et $100\,000 \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$

Quant au débit de combustible \dot{m}_c , il dépend principalement de la charge calorifique nécessaire pour la production des $60 \frac{t}{h}$ de vapeur surchauffée dans les conditions imposées de 375°C ; 32 bar.

Dans ces conditions, l'enthalpie spécifique de la vapeur est lue au tableau, elle est de $3169.62 \frac{kJ}{Kg}$.

Par ailleurs à l'entrée à 110°C , 35bar l'enthalpie spécifique de l'eau est de $463.72 \frac{kJ}{Kg}$.

Donc, les besoins en énergie pour produire la vapeur seront de :

$$60 \left(\frac{t}{h} \right) \cdot 10^3 \left(\frac{kg}{t} \right) \cdot \frac{1}{3600} \left(\frac{h}{s} \right) \cdot (3169,62 - 463,72)$$

Dimensionnement de la chaudière

$$= 162\,354 \frac{MJ}{h}$$

En estimant à 0.80 le rendement de la chaudière, la charge calorifique estimée pour cette dernière sera donc :

$$\frac{162\,354}{0.80} = 202\,942 \frac{MJ}{h}$$

La quantité de combustible nécessaire sera donc évaluée en divisant cette charge par le PCI du combustible :

Bois : $\frac{202\,942}{12\,362} \cdot 10^3 = 16.42 \frac{t}{h}$

L'analyse sera donc menée pour les trois valeurs de \dot{m}_c suivantes : $16 \frac{t}{h}$; $17 \frac{t}{h}$ et $18 \frac{t}{h}$

Pour chaque valeur de $(\alpha) \in \{1.25 ; 1.30 ; 1.35 \text{ et } 1.40\}$, on a fait varier (λ) de $40\,000 \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$ et $100\,000 \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$ par pas de $10\,000$ et pour chaque couple de valeurs $(\alpha; \lambda)$, on a exécuté les calculs pour les trois valeurs de \dot{m}_c .

Les résultats des calculs sont représentés dans les tableaux (A-4 à A-7) insérés en annexe et discutés au chapitre IV suivant pour choisir les paramètres de fonctionnement qui répondent le mieux aux exigences du problème .

Chapitre IV :

Exploitation des résultats

I. Introduction

Le dimensionnement thermique de la chaudière que nous nous sommes fixés pour objectif dans cette étude sera parachevé par le choix de trois valeurs pour les paramètres α , λ et \dot{m}_c .

Les calculs effectués nous permettent notamment de connaître les températures des gaz de combustion à tous les endroits pertinents de la chaudière : de la chambre de combustion jusqu'à la cheminée. Les résultats de ces calculs figurent dans les tableaux insérés en annexes. Suivant le circuit des fumées, chaque température correspondant à une position donnée (four, entrée surchauffeur, entrée évaporateur, etc...) peut être connue pour un jeu de valeurs des trois paramètres α , λ et \dot{m}_c . Pour faciliter la lecture de ces résultats, nous avons tracé les graphiques des figures IV-1 à IV- 4 ci-après.

II. Présentation commentée des résultats

II.1. Température de flamme (T_c) et température d'évacuation des fumées (T_6)

Sur la figure IV-1 ci-dessous, nous avons représenté l'évolution de la température de flamme T_c en fonction du rapport d'excès d'air α pour une température d'air à l'entrée de la chambre de combustion $T_a = 100^\circ\text{C}$.

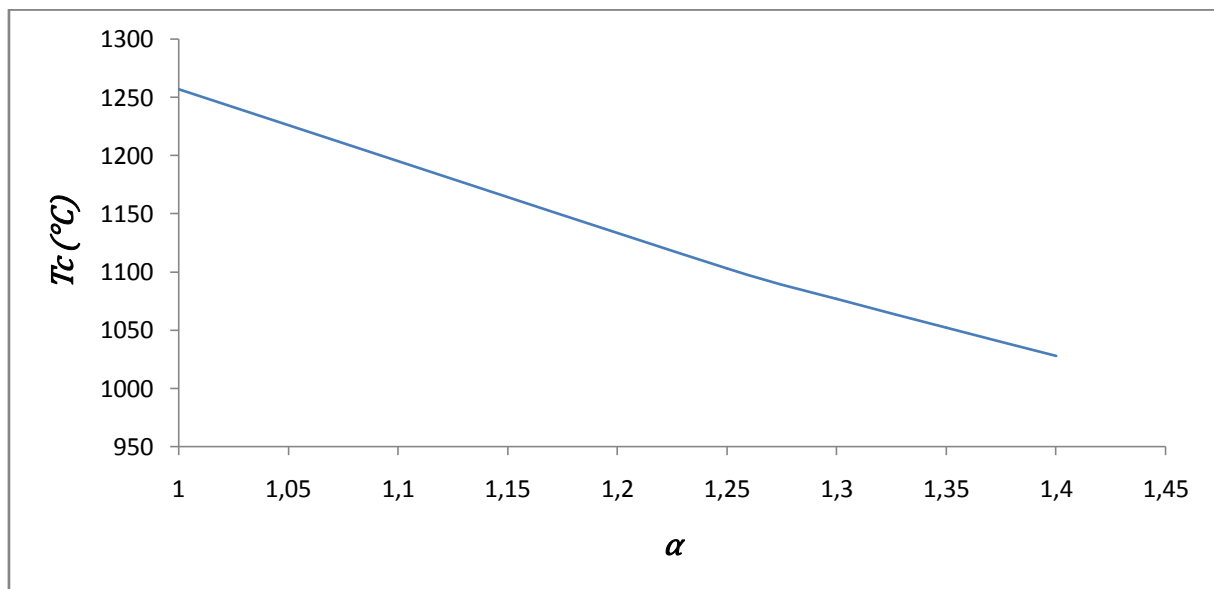


Figure IV-1: Evolution de la température de flamme T_c en fonction du rapport d'air théorique α pour une température d'air de combustion $T_a = 100^\circ\text{C}$

La température de flamme ne dépend en effet, ni du paramètre λ , ni du débit de combustible brûlé dans le four. Elle ne dépend que du rapport d'air théorique en présence duquel a lieu la combustion, avec lequel elle décroît linéairement, et de la température à laquelle l'air est introduit dans la chambre de combustion, avec laquelle elle croit cette fois-ci

Exploitation des résultats

linéairement comme le montre la figure IV-2 ci-dessous. Sur cette même figure, nous avons également représenté l'évolution de la température T_6 , celle qu'on a à l'autre bout du circuit des fumées, juste à l'endroit où elles quittent les échangeurs de la chaudière et au-delà duquel on ne peut plus puiser dans l'énergie qu'elles transportent, elles sont alors évacuées dans l'atmosphère par la cheminée ou vont rejoindre les équipements de traitement avec ce qu'elles contiennent encore comme énergie. Cette température est donc particulièrement importante dans le sens où elle est révélatrice des pertes sensibles à la cheminée, pertes qui lui sont directement proportionnelles pour un débit de gaz donné. Comme le montre la figure, cette température évolue très peu en fonction de la température de l'air T_a . Autrement dit, lorsqu'on augmente la température de l'air à l'entrée du four, l'écart $(T_c - T_6)$, auquel est proportionnelle la quantité d'énergie cédée par les gaz de combustion au niveau de la chaudière pour un débit de combustible donné (ici 17 t/h), augmente et améliore les performances énergétiques de la chaudière. Mais, à l'opposé de la température de flamme T_c qui ne dépend que de α et de T_a , la température T_6 , à l'instar des autres températures du circuit des gaz, dépend également du débit de combustible \dot{m}_c et du facteur λ .

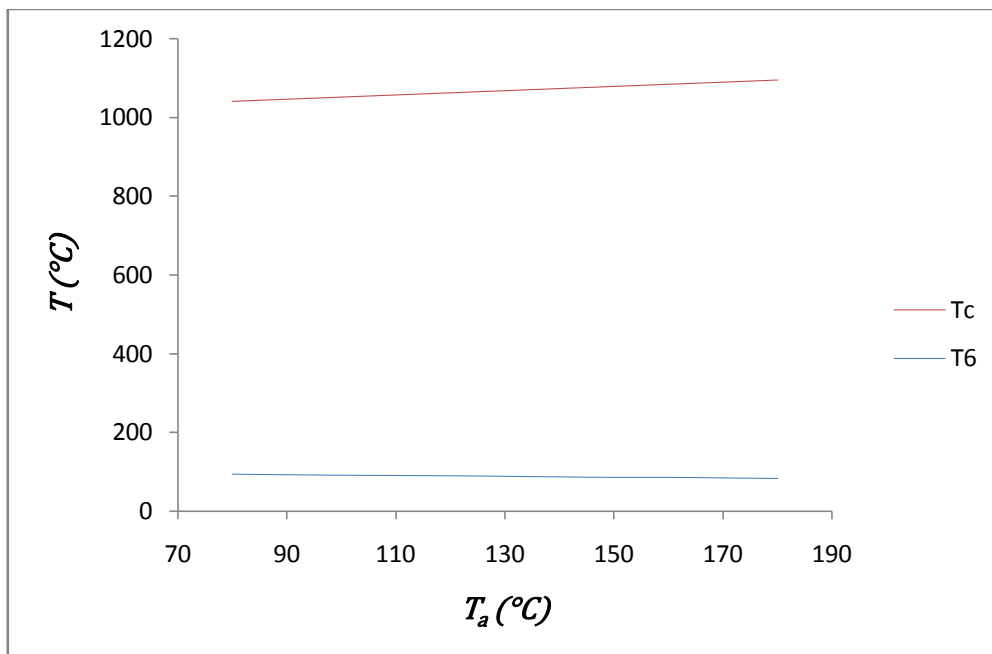


Figure IV-2: Evolution de la température de flamme T_c et de la température d'évacuation des fumées T_6 en fonction de la température de l'air de combustion T_a pour un rapport d'air théorique $\alpha = 1.35$

II.2. Températures des fumées à travers la zone de convection

A la figure IV-3 ci-dessous, nous représentons l'évolution des différentes températures du circuit des gaz en fonction du débit de combustible \dot{m}_c pour 35% d'excès d'air, une température d'air de combustion $T_a = 100^\circ\text{C}$ un facteur $\lambda = 70\,000 \text{ Btu}/\text{ft}^2 \cdot \text{h}$. Nous pouvons noter que :

Exploitation des résultats

- à l'exception de la température de flamme T_c qui reste constante, car ne dépendant que de α et T_a et,
- de la température des gaz à la sortie du four T_1 qui reste également constante, car dépendant en plus uniquement de λ ,

toutes les autres températures croissent avec le débit de combustible, particulièrement celles situées en aval de l'économiseur : T_4 à l'entrée du réchauffeur d'air, T_5 à sa sortie et T_6 à la sortie du préchauffeur d'eau, et donc à la cheminée d'évacuation des fumées.

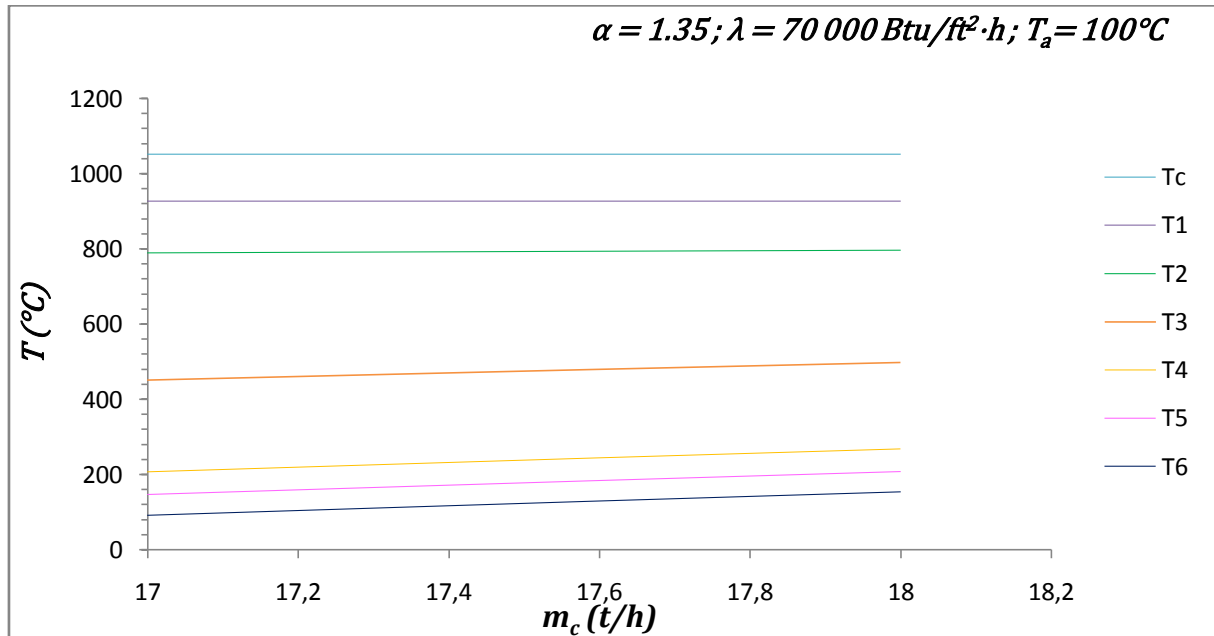


Figure IV-3: Evolution des températures des gaz à travers la zone de convection en fonction du débit de combustible m_c pour $\alpha = 1.35$, $T_a = 100^\circ\text{C}$ et $\lambda = 70\,000 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h}$

II.3. Flux calorifique q_i dans les écrans

Rappelons que ce flux ne doit en aucun cas dépasser une valeur critique qui est fonction des paramètres suivant [19].

- Le débit d'eau dans les tubes-écrans, quand il est important, facilite l'élimination de la couche de vapeur qui a tendance à se former au niveau de la paroi et permet d'éviter le fonctionnement en zone d'ébullition instable (formation de films de vapeur instables au contact de la paroi) ;

- Plus le titre de vapeur (x) est élevé, plus il y a risque d'atteindre des flux élevés ;

- Plus la pression est élevée, plus il y aura risque d'approcher le flux critique ;

- La façon dont les tubes sont inclinés peut influencer l'effet de poussée ascensionnelle s'exerçant sur les bulles en facilitant leur arrachement de la paroi ou au contraire en s'y opposant.

Exploitation des résultats

Le flux calorifique est représenté à la figure IV.4 ci-dessous en fonction de α pour différentes valeurs de λ .

Nous pouvons noter que, étant donné surtout la pression de la vapeur qui est assez basse pour une chaudière d'une capacité relativement importante comme la nôtre, les valeurs affichées par le flux calorifiques sont très faibles devant les valeurs courantes du flux critique qui peuvent approcher $250\,000\text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2$ (788 kW/m^2) [15]. Notons que le flux calorifique croît avec λ et décroît avec α . Pour son calcul, nous avons adopté une température de paroi de 10°C seulement supérieure à celle du fluide à l'intérieur des tubes. Cette hypothèse ne sera plus raisonnable lorsque les tubes seront encrassés, et s'ils ne sont pas maintenus régulièrement, la température à leur surface pourrait rapidement monter et provoquer leur surchauffe et leur perçage.

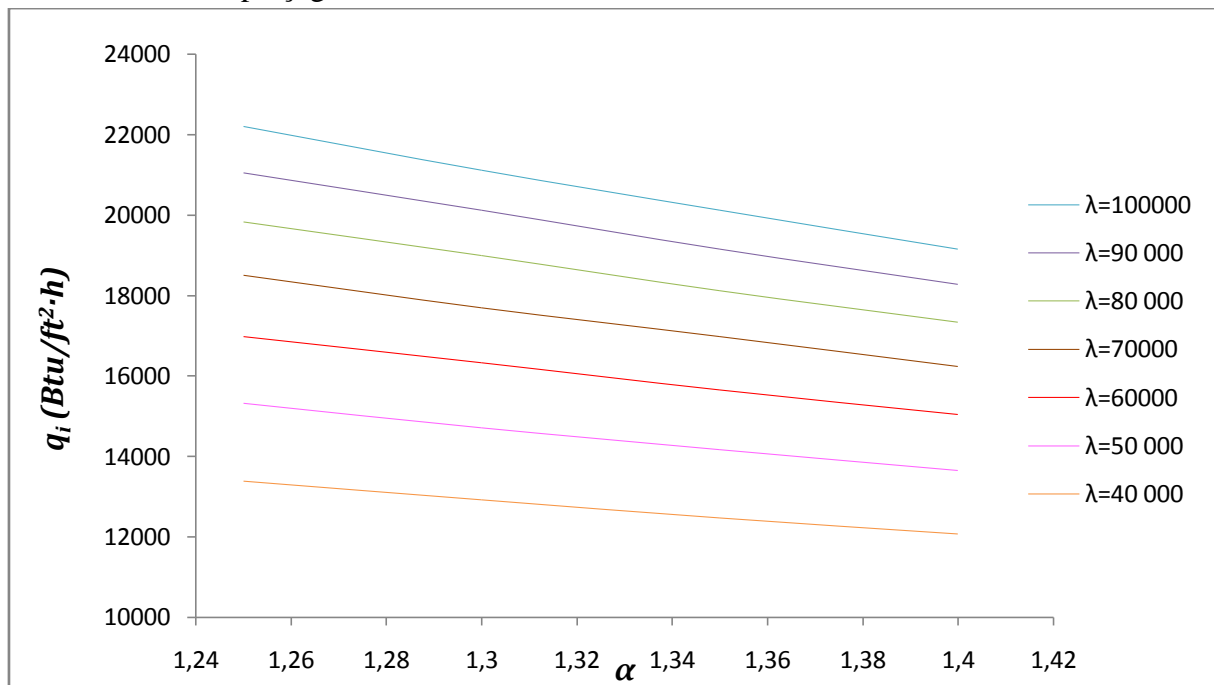


Figure IV-4: Evolution du flux calorifique dans les tubes en fonction du débit de $\alpha = 1.35$, pour différentes valeurs de $\lambda = 70\,000\text{ Btu/ft}^2 \cdot h$
($1\text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2 = 3.155 \cdot 10^{-3}\text{ kW/m}^2$)

III. Choix des paramètres opératoires \dot{m}_c , α et λ

Nous devons examiner les températures des gaz en veillant notamment à ce que :

- A aucun point, la température des gaz ne doit approcher la limite correspondant au ramollissement des cendres, nous nous fixons donc, à titre conservatif, comme limite à ne pas dépasser la valeur de 1100°C , puisque la température de ramollissement des cendres atteint à peine 1200°C pour les meilleurs bois. Comme nous l'avons déjà rapporté au chapitre II, l'excès d'air utilisé dans les combustions du bois sont situés entre 25% et 40% selon que le bois aura subi ou non un conditionnement préalable à sa combustion. Il est évident que plus le grain sera fin, moins d'air en excès sera suffisant pour réaliser une combustion complète. Cependant, au vu des calculs concernant la température de flamme (Tableau A-3), un apport d'air théorique de 1.25 ne doit pas être utilisé dans notre cas, puisque pour toutes les valeurs

Exploitation des résultats

de λ et \dot{m}_c considérées dans la présente analyse, la température de flamme à laquelle la combustion donnera lieu en présence d'un tel rapport d'air théorique sera très proche de la valeur que nous nous sommes fixés comme limite à ne pas atteindre.

Dans une chaudière comme celle à laquelle nous nous intéressons dans cette étude, qui est caractérisée par une consommation de combustible importante, on ne peut se permettre les frais d'un conditionnement poussé du bois, qui nécessite lui-même une certaine consommation d'énergie, pour le rendre plus combustible. C'est pourquoi, nous optons pour un excès d'air de 35% qui favoriserait une combustion complète avec quasiment tous les types de bois, du pellet aux bûches en passant par les plaquettes forestières.

- A la sortie de la chaudière, la température ne doit, en principe, en aucun cas descendre en dessous du point de rosée acide des fumées. Ce point de rosée est cependant très difficile à évaluer. Mais, on sait qu'il est dû surtout à la présence de soufre dans la composition du combustible. Dans les fumées, le soufre est présent sous forme de SO_2 , ensuite à mesure que les fumées se refroidissent, le SO_3 en lequel il commence à se transformer dès que la température descend en dessous de 200 °C, forme avec la vapeur d'eau un acide qui risque de provoquer la corrosion des équipements en cas de condensation. Dans le cas des combustibles à teneur en soufre significative, comme dans le cas des huiles lourdes et du charbon où cette teneur peut excéder 2%, une règle empirique permet d'obtenir une bonne estimation de la température de rosée acide en ajoutant simplement 70°C à la température de rosée des fumées. Dans notre cas, la fraction molaire de l'eau dans les fumées a été calculée pour différentes valeurs de α et les résultats figurent au (tableau II.7). Ainsi, pour $\alpha = 1.35$, cette fraction vaut : 0.1358. Pour une pression des fumées de 1 atm., soit 101.3 kPa, la pression partielle de la vapeur sera donc : $(0.1358 \cdot 101.3) = 13.757$ kPa. La température de rosée des fumées étant alors la température de saturation de la vapeur d'eau correspondant à cette valeur de la pression, on lit à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau : $T_r = 52.2^\circ\text{C}$. En ajoutant 70°C, on obtient pour la température de rosée ainsi estimée : 122.2°C. Cependant, dans la pratique on sait que le point de rosée acide est d'autant plus élevée que la teneur du combustible en soufre est importante. Dans notre cas, cette teneur est carrément aussi faible que celle de combustibles comme le gaz naturel, elle est en effet en-dessous de 0.05% et les fumées de la combustion du bois peuvent souvent être évacuées à environ 100°C, car même si une condensation partielle peut avoir lieu, la faible teneur du bois en soufre rend l'acidité du condensat tolérable.

En examinant les résultats obtenus pour $\dot{m}_c = 16$ t/h (voir tableaux A-5 à A-7 insérés en annexe), on voit immédiatement qu'un tel débit ne permettra pas d'utiliser le préchauffeur d'eau, étant donné que les températures des fumées sont déjà trop basses au niveau du réchauffeur d'air et un pincement même se produit dans le préchauffeur d'eau, ce qui rend impossible tout transfert de chaleur dans cet échangeur.

Par ailleurs, une valeur de $\dot{m}_c = 18$ t/h produit des températures trop élevées à la cheminée ($T_6 > 150$ °C) (voir tableaux A-5 à A-7), cela constituerait donc un gaspillage en évacuant beaucoup d'énergie avec les fumées. Nous optons donc pour un débit de combustible de 17 t/h, qui nous permet de réaliser des conditions opératoires adéquates (sauf peut-être pour la dernière partie du préchauffeur d'eau où la température des fumées sera légèrement

Exploitation des résultats

sous le point de rosée acide) tout en économisant une tonne de bois par heure. Si malgré tout la corrosion devait absolument être évitée, car la condensation risque de toute d'avoir lieu au contact des tubes, là où l'eau est encore à des températures inférieures à 50°C, il reste la possibilité de concevoir l'échangeur en plusieurs modules de façon à choisir un dernier module, concerné par la condensation donc, en un matériau, certes plus coûteux, mais résistant à la corrosion.

En ce qui concerne le facteur λ , qui représente, rappelons le, le facteur de charge calorifique du four par unité de surface projetée, nous pouvons observer d'après les résultats du tableau (A-6), pour $\dot{m}_c = 17 \text{ t/h}$ et $\alpha = 1.35$, que la température à laquelle les fumées seront évacuées dans l'atmosphère (T_6) varie dans un intervalle très restreint lorsqu'on porte la valeur de λ de 40 000 Btu/h.ft² à 100 000 Btu/h.ft². Alors, étant donné que la charge calorifique reste constante pour \dot{m}_c fixé, une faible valeur de λ signifie une grande surface projetée et donc un four surdimensionné, une valeur de λ trop élevée signifie une charge calorifique importante à supporter pour chaque m² de surface du four. Nous choisissons donc une valeur modérée de 70 000 Btu/h.ft².

Avant de renoncer définitivement à l'option $\dot{m}_c = 18 \text{ t/h}$, nous allons la comparer sur le plan énergétique à l'option $\dot{m}_c = 17 \text{ t/h}$ en traçant les profils de température à travers la chaudière et en calculant son rendement énergétique.

Rendement: Le rendement énergétique de la chaudière se définit par le rapport de l'énergie utile que l'eau reçoit de la part des gaz de combustion (celle-ci exclut celle des purges qui sera comptabilisée avec les pertes) sur celle contenue dans le combustible qui alimente la chaudière, la première comprend l'énergie que le débit d'eau d'alimentation \dot{m}_e reçoit au niveau du préchauffeur et celle que le débit utile \dot{m}_v reçoit en traversant l'économiseur, l'évaporateur (y compris les écrans d'eau bien sûr) et le surchauffeur. La seconde quant à elle est calculée par le produit du débit de combustible par son (PCI). En utilisant les mêmes notations qu'au chapitre III, l'expression du rendement sera donc :

$$\eta = \frac{\dot{m}_v(h_{ss} - h_{ee}) + \dot{m}_e(h_{sp} - h_{ep})}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (IV.1)$$

Les données pour le calcul du rendement sont rassemblées dans le tableau IV.1 ci-dessous. Nous y avons également porté les valeurs obtenus du rendement pour les deux débits de combustible considérés. On voit immédiatement à partir de ces résultats que la température élevée des fumées à la cheminée dans le cas d'un débit de 18 t/h se traduit par une perte de 4.5 point sur le rendement, ce qui est énorme quand on veut économiser l'énergie.

Tableau IV-1: Rendement de la chaudière

Préchauffeur d'eau			Entrée éco → Sortie			Combustible		
\dot{m}_e	h_{ep}	h_{sp}	\dot{m}_v	h_{ee}	h_{ss}	\dot{m}_c (t/h) →	17	18
t/h	kJ/kg	kJ/kg	t/h	kJ/kg	kJ/kg	PCI(kJ/kg) ↓	Rendement (%)	
59	147,19	276,69	60	461,3	3169,62	12362	81	76.5

IV. Tracé des profils de température à travers la chaudière pour $\dot{m}_c = 17 \text{ t/h}$ et pour $\dot{m}_c = 18 \text{ t/h}$.

Ces profils sont une représentation de la température des fluides, air, eau, et fumées, en cumulant en abscisse l'énergie transférée à partir des gaz de combustion depuis leur production dans le four jusqu'à leur évacuation en tant que fumées par la cheminée. Les quantités d'énergie transférées au niveau de chaque échangeur sont représentées par leur pourcentage de l'énergie totale transférée dans la chaudière. Cette dernière comprend celle fournie à l'eau dans le préchauffeur d'eau \dot{E}_p , celle fournie à l'air dans le réchauffeur d'air \dot{E}_R , celle fournie à l'économiseur \dot{E}_e , celle fournie à la partie de l'évaporateur située dans la zone de convection \dot{E}_v , celle fournie au surchauffeur \dot{E}_s , et enfin celle fournie aux écrans d'eau \dot{E}_c . L'énergie totale fournie étant la somme de toutes ces énergies, on notera donc :

$$\dot{E} = \dot{E}_p + \dot{E}_R + \dot{E}_e + \dot{E}_v + \dot{E}_s + \dot{E}_c$$

et les pourcentages alloués à chaque échangeur (i), i=p, R, e, v, s et c: se calculent comme suit :

$$\varphi_i = \frac{\dot{E}_i}{\dot{E}} \cdot 100$$

Les résultats du calcul sont récapitulés aux tableaux IV.2 et IV.3 ci-dessous.

Tableau IV-2: Données nécessaires au tracé des profils de température à travers la chaudière pour un débit de combustible de 17t/h

$\dot{m}_c = 17\text{t/h}$	\dot{E}_i (kJ/h)	φ_i (%)	abscisse	T _{entrée} (°C)	T _{sortie} (°C)
Ecran d'eau	55332604,5	30,73	69,27	240	240
Surchauffeur	21949200	12,19	57,08	375	240
Evaporateur	52149295,5	28,96	28,11	240	240
Economiseur	34796160	19,33	8,78	240	110
Réchauffeur d'air	8172246,18	4,54	4,25	100	25
Préchauffeur d'eau	7644040	4,25	0,00	66	35
total : \dot{E} (kJ/h)	180043546	100	100		

Tableau IV-3: Données nécessaires au tracé des profils de température à travers la chaudière pour un débit de combustible de 18t/h

$\dot{m}_c = 18\text{t/h}$	\dot{E}_i (kJ/h)	φ_i (%)	abscisse	T _{entrée} (°C)	T _{sortie} (°C)
Ecran d'eau	58587463,6	32,45	67,55	240	240
Surchauffeur	21949200	12,16	55,39	375	240
Evaporateur	48894436,4	27,08	28,30	240	240
Economiseur	34796160	19,28	9,03	235	110
Réchauffeur d'air	8652966,55	4,79	4,23	100	25
Préchauffeur d'eau	7644040	4,23	0,00	66	35
total : \dot{E} (kJ/h)	180524267	100	100		

Exploitation des résultats

Sur la base de ces deux tableaux, on trace les profils des températures qui sont présentés aux figures IV.5 et IV.6 ci-après. On remarque que les écarts de température sont partout plus importants et que les profils s'écartent davantage pour un débit de combustible de 18 t/h. Même si nous ne faisons ici qu'une analyse énergétique de la chaudière, nous ne pouvons ignorer que du point de vue du second principe, des écarts de températures plus importants lors des transferts de chaleur indiquent une intensification des irréversibilités et une plus mauvaise utilisation de l'énergie disponible au niveau de la chaudière.

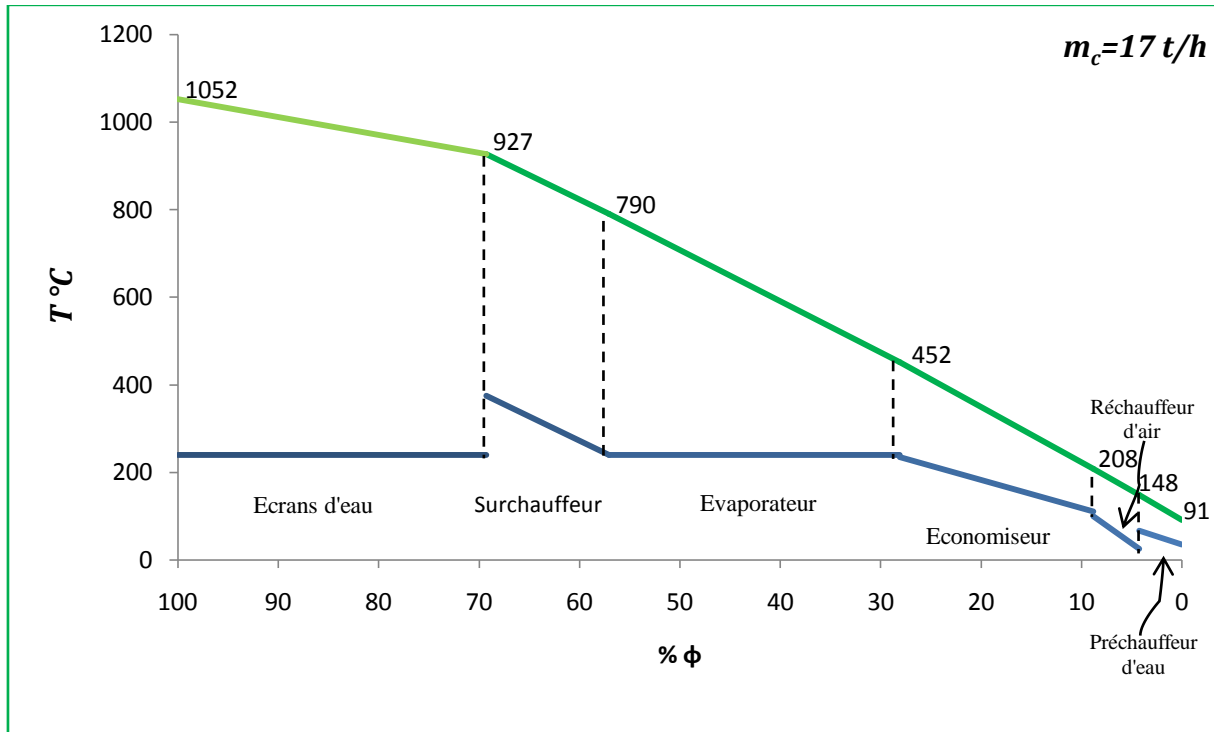


Figure IV-5: Profils des températures à travers une chaudière présentant les caractéristiques opératoires suivantes : $\alpha = 1.35$; $\lambda = 70\,000 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h}$; $T_a = 100^\circ\text{C}$ et $\dot{m}_c = 17 \text{ t/h}$ → Rendement = 81%

Exploitation des résultats

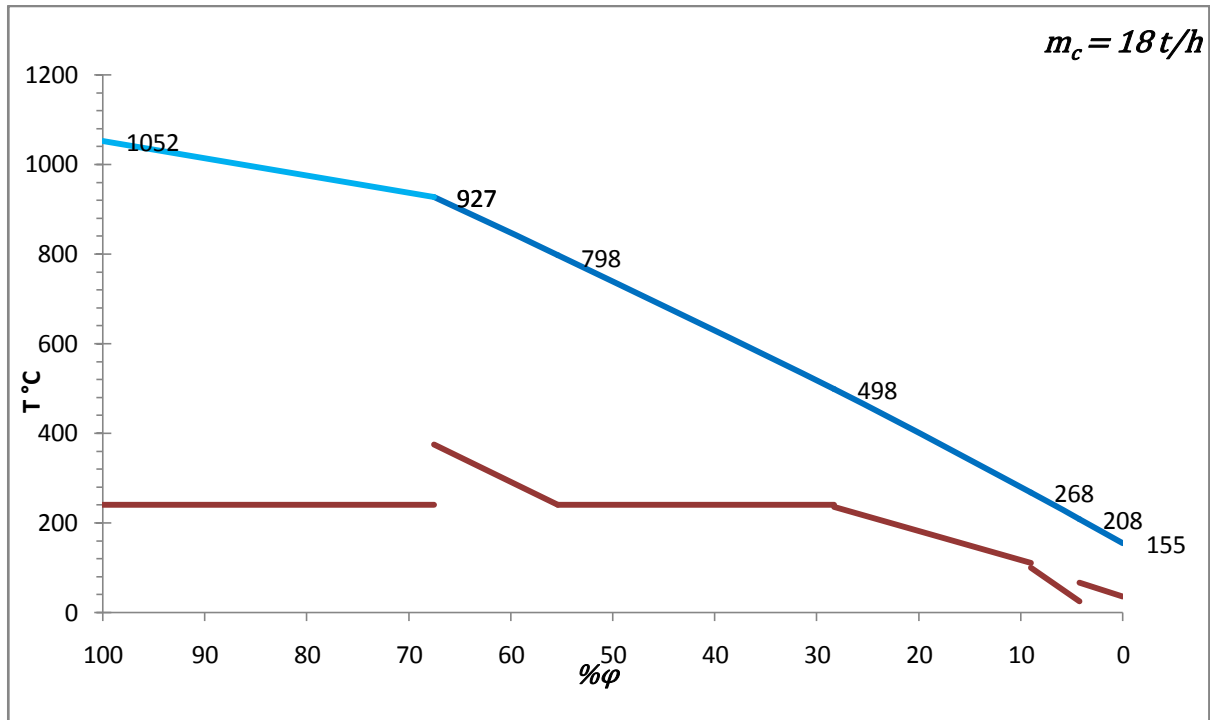


Figure IV-6: Profils des températures à travers une chaudière présentant les caractéristiques opératoires suivantes : $\alpha = 1.35$; $\lambda = 70\,000 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h}$; $T_a = 100^\circ\text{C}$ et $\dot{m}_c = 18 \text{ t/h}$ → Rendement = 76.5%

Etant donné que le débit de combustible est relativement élevé, nous convenons d'utiliser deux fours identiques qui vont fonctionner en parallèle. Notre chaudière sera donc définie par les paramètres opératoires suivants :

Tableau IV-4: Caractéristiques opératoires de la chaudière

Chaudière à bois : taux d'humidité = 20% ; PCI = 12362 kJ/kg			
Nombre de fours : 2			
Rapport d'air théorique	Facteur de charge calorifique par m² de surface projetée	Température de l'air de combustion	Débit de combustible
α	λ	T_a	\dot{m}_c
---	<i>Btu/ft² · h</i>	°C	t/h
1.35	70 000	100	17

V. Estimation des dimensions principales du four :

En plus du critère λ introduit lors de notre analyse, qui est un bon indicateur de la capacité d'absorption et du flux admissible au niveau des écrans d'eau, deux autres critères permettent d'évaluer les dimensions principales d'un four brûlant un combustible solide. Il y a un critère concernant la surface utile de la grille et un autre sur le volume du four qui est un indicateur du temps de séjour des gaz de combustion dans le four.

Selon le critère concernant la grille [20], la charge calorifique au m² de surface utile de grille (β) doit être comprise entre 500 000 et 900 000 kcal/m².h.

Exploitation des résultats

Donc la surface utile de la grille pour un seul four sera donnée par :

$$A_G = \frac{\dot{m}_c \cdot PCI}{2 \beta} \quad (IV.2)$$

Elle devra être comprise donc entre :

$$A_{G1} = \frac{\dot{m}_c \cdot PCI}{2\beta_1} \quad \text{et} \quad A_{G2} = \frac{\dot{m}_c \cdot PCI}{2\beta_2}$$

avec : $\beta_1 = 500\,000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ et $\beta_2 = 900\,000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$,

ce qui nous donne les deux valeurs limites de la surface utile de la grille:

$$A_{G1} = 50 \text{ m}^2 \quad \text{et} \quad A_{G2} = 28 \text{ m}^2$$

Le critère sur le volume nous impose, afin de nous garantir un temps de séjour suffisant pour les gaz à l'intérieur de la chambre de combustion, de choisir un facteur de charge volumique du four [20]

$$\gamma = \frac{\dot{m}_c \cdot PCI}{V} \quad (IV.3)$$

$$\gamma = 15\,000 \quad \text{à} \quad 30\,000 \text{ Btu/ft}^3 \cdot \text{h}$$

Comme nous avons deux fours, le volume d'un four doit donc être compris entre :

$$V_1 = \frac{\dot{m}_c \cdot PCI}{2\gamma_1} \quad \text{et} \quad V_2 = \frac{\dot{m}_c \cdot PCI}{2\gamma_2}$$

avec : $\gamma_1 = 15\,000 \text{ Btu/ft}^3 \cdot \text{h}$ et $\gamma_2 = 30\,000 \text{ Btu/ft}^3 \cdot \text{h}$

En tenant compte du facteur de conversion : $1 \text{ Btu/ft}^3 \cdot \text{h} = 10.3497 \text{ W/m}^3$

avec :

$$\dot{m}_c = \frac{17}{3.6} = 4.72 \text{ kg/s} \quad \text{et} \quad PCI = 12362 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$$

on trouve les deux valeurs limites entre lesquelles on doit choisir le volume du four :

$$V_1 = 188 \text{ m}^3 \quad \text{et} \quad V_2 = 94 \text{ m}^3$$

Choisissons pour surface utile de la grille la valeur 36 m^2 à répartir sur une configuration rectangulaire avec une largeur de 4 m par laquelle on introduit le combustible et une longueur de 9 m le long de laquelle le combustible va évoluer jusqu'à la sortie du four. Si l'on convient que la section transversale de la chambre de combustion est équivalente à la moitié de la surface utile de la grille, soit 18 m^2 , et que l'on choisisse une hauteur de 6 m pour le four, son volume sera alors de $(18 \cdot 6) = 108 \text{ m}^3$.

Notre four aura donc les caractéristiques suivantes :

Exploitation des résultats

- Surface utile de grille : $A_G = 36 \text{ m}^2$
- Volume de la chambre de combustion : $V = 108 \text{ m}^3$
- Hauteur de la chambre de combustion : $H = 6 \text{ m}$

VI. Calcul des conductances thermiques et des surfaces d'échange de chaleur

L'équation fondamentale régissant le transfert de chaleur dans un échangeur donne le flux de chaleur échangé entre le fluide chaud et le fluide froid par l'expression :

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (IV.4)$$

où: A est la Surface d'échange en m^2

U, le coefficient d'échange de chaleur global en $\text{kW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

ΔT_m , la différence de température moyenne logarithmique (corrigée lorsque l'échangeur n'est pas à contre-courant) (en $^\circ\text{C}$)

\dot{Q} étant le flux de chaleur échangé entre les deux fluides qui traversent l'échangeur (en kW).

Une très bonne approximation du coefficient d'échange global U pour les économiseurs, les tubes évaporateurs ou encore, d'une façon plus générale pour un échangeur gaz-liquide est donné par [15]

$$U = (0.8 \text{ à } 0.9)h_o \quad (IV.5)$$

où h_o est le coefficient de convection côté gaz.

Cette approximation est justifiée par le fait que dans ces échangeurs, les autres résistances thermiques sont négligeables devant la résistance à la convection du côté gaz.

Des valeurs typiques de ce coefficient sont données ci-dessous [15]

Tableau IV-5 : coefficient de convection côté gaz pour différents échangeurs

		Ecrans d'eau	Surchauf.	Evap	Econo	Préch. d'eau	Réch. d'air
h_o	$Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$	20	15	13	12	10	10.5

La différence de température moyenne logarithmique pour un échangeur de chaleur est donnée par l'expression :

$$\Delta T_m = F \cdot \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (IV.6)$$

Pour les écrans d'eau, le surchauffeur, l'évaporateur, l'économiseur et le préchauffeur d'eau, qui sont des échangeurs à contre-courant, on prendra :

Exploitation des résultats

$$F=1 \text{ et } U = 0.85 \cdot h_o.$$

Pour le réchauffeur d'aire, on prend :

$$F = 0.85$$

Dans ce cas, l'échange de chaleur ayant lieu entre les fumées d'un côté et l'air de l'autre, les résistances thermiques à la convection côté air et côté fumées sont quasiment équivalentes et le coefficient d'échange global sera approximativement moitié de celui de l'économiseur. Nous prendrons pour ce coefficient la valeur de $5.2 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

Dans le tableau IV.6 ci-dessous, les flux de chaleur sont notés \dot{E}_i et ont été extraits à partir du tableau IV.2 ci-dessus et les différences de températures aux extrémités des différents échangeurs, nécessaires pour le calcul des différences de températures moyennes logarithmiques, sont obtenues directement à partir des indications des températures sur les profils de la figure IV.6. Les résultats des calculs concernant les conductances et les surfaces d'échange caractéristiques de chaque échangeur de la chaudière sont également portés au tableau IV.6 ci-dessous.

Tableau IV-6: Conductances et surfaces d'échange des différents échangeurs de la chaudière

Grandeur	\dot{E}_i	ΔT_m	UA	U	U	A
Unité	kJ/h	$^\circ\text{C}$	$\text{kW}/^\circ\text{C}$	$\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}$	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$	m^2
surchauffeur	21949200	551	11.065	12,75	72	154
évaporateur	52149295,5	355	40.805	11,05	63	648
Ecrans d'eau	55332605	748	20.548	17	97	212
économiseur	34796160	150	64.437	10,2	58	1111
réchauffeur d'air	8172246,18	98	23.164	5,2	30	772
préchauffeur d'eau	7644040	68	31.226	8,5	48	651

A la lecture de ces résultats, on peut voir que les écrans d'eau et l'évaporateur où se produit 60% du transfert total d'énergie dans la chaudière ; totalisent à eux deux une conductance totale d'environ $60 \text{ kW}/^\circ\text{C}$. L'économiseur qui est le siège seulement de 20% du transfert d'énergie total est caractérisé par la conductance la plus importante ; elle n'est que légèrement plus grande que celles de l'évaporateur et des écrans d'eau réunis, alors que sa surface dépasse la somme des leurs d'environ 25 %. Les surfaces du préchauffeur d'eau et du réchauffeur d'air semblent également surdimensionnées pour une récupération d'énergie de seulement 4% pour chacun d'eux. La surface du surchauffeur représente le 1/4 de celle du préchauffeur d'eau et le 1/5^{ème} de celle du réchauffeur d'air, alors qu'il assure un transfert d'énergie trois fois plus important que chacun de ces deux échangeurs. Ces observations permettent certes de conclure que là où les écarts de température sont élevés (surchauffeur, écrans d'eau), on réalise des transferts conséquents au moyen de modestes surfaces d'échange ; et là où les écarts sont faibles (réchauffeur d'air et préchauffeur d'eau) et relativement faibles (économiseur), des transferts modestes ne peuvent être obtenus que grâce à des surfaces d'échange importantes. Ceci ne doit pas nous faire oublier que, d'un autre côté,

Exploitation des résultats

les grandes différences de température entre les fluides d'un échangeur sont la cause de pertes exergetiques importantes et conduisent à une mauvaise utilisation de l'énergie.

Conclusion générale

Conclusion :

Notre étude a été conçue comme une analyse visant à répondre à la question suivante : *dans quelles conditions de faisabilité et de rentabilité pourrait-on utiliser le bois pour répondre aux besoins d'une industrie adaptée à la filière bois-énergie ?*

Pour tenter d'apporter une réponse à cette question, nous avons effectué un dimensionnement thermique d'une chaudière capable de produire 60 t/h de vapeur surchauffée à 375 °C, 32 bars.

Nous avons choisi un bois combustible-type et nous avons trouvé, en idéalisant un peu la combustion, que la chaudière devrait consommer 17 tonnes de bois par heure en opérant à des niveaux de rendement au-dessus de 80%, ce qui est très intéressant pour un combustible biomasse. Pour ce qui est de la rentabilité énergétique du procédé, nous pouvons donc dire qu'elle est acceptable.

Il nous reste à évaluer ce signifie de consommer 17 tonnes de bois par heure pour réaliser cet objectif de production. Cela fait pour une année de 8000 heures de fonctionnement (en nous plaçant dans le cas d'une unité qui fonctionne en permanence, pour simplifier), 136 000 tonnes de bois nécessaires. Supposons, ce qui est le meilleur des scénarii, que nos forêts ont un rendement de production de 10 tonnes par hectare par an, cela voudrait dire qu'il faudra mobiliser 13 600 ha d'une forêt de production rien que pour satisfaire les besoins en énergie de notre petite industrie. Par ailleurs, si cette industrie utilise le bois comme matière première, il faudra partager la production forestière entre les deux. En tenant compte de ce facteur et en étant plus réaliste pour reconnaître que le rendement de nos forêts ne peut pas être aussi bon en moyenne, vu les conditions climatiques qui prévalent en Algérie, nous dirons qu'il faudrait en moyenne 20 000 ha de forêt pour notre unité. A présent, en nous référant au (Tableau I-8) présenté au chapitre I, qui donne le chiffre de 526 000 ha de surface couverte par les forêts de production en 2010 en Algérie, on pourrait conclure que le potentiel des forêts algériennes en bois, répondrait dans le meilleur des cas aux besoins en énergie de 25 unités comme celles que nous venons d'étudier. Convertie en énergie électrique, cela fait à peine 300 MW, soit la moitié de ce que produit la centrale du Hamma.

Cependant, la valorisation énergétique du bois n'est concevable que pour la production de chaleur ou la production combinée de chaleur et d'électricité (cogénération). La production d'électricité seule est inacceptable pour des raisons énergétiques (rendement global faible), économiques (coût de production élevé) et écologiques (gaspillage de quantités importantes de bois et risque de surexploitation sans préservation du caractère renouvelable de la ressource).

Dans l'état actuel du secteur forestier en Algérie, la meilleure stratégie de développement concernant le bois-énergie serait de le destiner à la micro-cogénération, qui passe forcément par le conditionnement du bois en vue de le commercialiser. En effet dans un procédé visant à utiliser le bois à distance des lieux de récolte, sa transformation et son conditionnement pourraient améliorer son rendement énergétique et ainsi rentabiliser son

Conclusion générale

transport. Pour développer la filière bois-énergie en Algérie, et garantir son succès sur le long terme, il est essentiel de veiller à ce que le secteur se développe de manière soutenue et durable. Il ne faudrait peut-être pas compter uniquement sur le potentiel forestier, mais penser à promouvoir l'agroforesterie et, dans certaines limites, à dédier des parcelles, impropres aux cultures agricoles conventionnelles, à la plantation d'espèces à courtes rotations qui viendront soutenir la consommation de bois-énergie une fois que l'usage l'aurait adopté. Mais avant, il faudra peut-être également soutenir le prix du bois à la consommation et développer un marché de bois transparent, basé sur la confiance et une information mise à jour.

Références bibliographiques

- [1]. **MAINVILLE, Nicolas.** *De biomasse à biomascarade.* Canada : Greenpeace, 2011.
- [2]. *agence science.presse.* [En ligne] 06 12 2011. [Citation : 03 03 2015.]
[http://www.sciencepresse.qc.ca/blogue/2011/12/06/ecologique-biomasse-forestiere.](http://www.sciencepresse.qc.ca/blogue/2011/12/06/ecologique-biomasse-forestiere)
- [3]. **Andrie, DEGLISE Xavier et DONNOT.** *Bois énergie.* s.l. : Technique de l'ingénieur, 2015. BE 8535.
- [4]. **Auvergne Promobois.** *guide pratique du fabrication de co.* Lampdes : Maison de la foret et du boismbustible pour chaudière bois automatique en Auvergne, 2012.
- [5]. **ADEME.** *Référentiels combustibles bois énergie Définition et exigences.* Paris : s.n., 2008.
- [6]. **Technique de l'ingenieur.** *La biomasse pour le chauffage.* Paris : s.n., 2007. tba2625.
- [7]. **ADEME.** *Validation des méthodes de mesures des caractéristiques des combustibles bois déchiquetés.* Paris : Critt Bois - Fibois , 2002.
- [8]. **SAWERYSYN, Jean-Pierre.** *La combustion du bois et ses impacts sur la qualité d'air.* France : Air pur, 2012. 81.
- [9]. **Béral, Daniele Ori et Camille.** *Comment produire de la biomasse en agroferesterie ?* France : AGROOF, 2012.
- [10]. **LABANT, Pierre.** *Principe d'aménagement et de gestion des systèmes agroforestiers.* France : Arbres et Haies Champetre, 2009.
- [11]. **DIDIER, ROMAIN Crehay et Marchal.** *La filière boie énergie.* Wallon : Centre de Wallon de recherche agronomique départemet génie rural, 2004.
- [12]. **DELAPLACE, Lucien.** *Profil des produits forestiers, Technologies de bioenergies à base de biomasse forestière.* Québec : s.n., 2011.
- [13]. **FAO.** *Evaluation des ressources forestières mondiales-Rapport National-Algérie.* Rome : s.n., 2010.
- [14]. **DUPALACE, Lucien.** *Equipement de combustion pour combustibles solides - combustion sur grille mobile avec alimentation posée.* France : Technique de l'ingénieur, 1980. b117.
- [15]. **V.Ganapathy.** *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators.* United States : Marcel Dekker, Inc, 2003.
- [16]. **HARTMUT, Spleithoff.** *Power Generation from Solid Fuels; p46.* Germany : Springer, 2010.
- [17]. **ADEM.** *Bonnes pratiques bas-NOx pour chaudière à biomasse.* France : s.n., 2013.

Références bibliographiques

- [18]. **SHAPIRO, MICHAEL J MORAN & HOWARD N.** *Fundamentals of engineering thermodynamics* . America : Wiley, 2011.
- [19]. **PARISOT, Jean.** *Conception et calcul des chaudières. Foyer et circulation.* . Paris : Technique de l'ingénieur, 1993. b1461.
- [20]. **K.NUBER.** *Calcul thermique des chaudières* . Paris : DUNOD, 1972.

Annexe

Tableaux des résultats

Tableau A-1: Constantes intervenant dans l'expression de la chaleur spécifique pour différents gaz

$\frac{C_p}{R} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$					
	α	β	γ	δ	ε
CO2	2,401	0,008735	-0,000006607	2,002E-09	0
H2O	4,07	-0,001108	0,000004152	-2,964E-09	8,07E-13
SO2	3,267	0,005324	0,000000684	-5,281E-09	2,559E-12
N2	3,675	-0,001208	0,000002324	-6,32E-10	-2,26E-13
O2	3,626	-0,001878	0,000007055	-6,764E-09	2,156E-12

Tableau A-2: Valeurs de la chaleur spécifique calculée pour l'air à différentes températures

T (°C)	C_{pa}	
	(kJ/kg K)	(Btu/lb °R)
25	1,012	0,242
80	1,016	0,243
100	1,018	0,243
120	1,02	0,244
130	1,021	0,244
140	1,023	0,244
150	1,024	0,245
160	1,026	0,245
170	1,027	0,245
180	1,029	0,246

Tableau A-3: Valeurs de la température de flamme adiabatique pour différents rapports d'air théorique α

α	T_c	
	(°F)	(°C)
1	2295	1257
1,25	2018	1103
1,3	1971	1077
1,35	1926	1052
1,4	1883	1028

Tableau A-4: Résultats du calcul des températures des gaz pour $\alpha = 1.25$

$\alpha=1.25$	$\lambda = \frac{\dot{m}_c PCI}{A_p}$ (btu/h.ft ²)	40 000	50 000	60 000	70 000	80 000	90 000	100 000
$\dot{m}_c=16$ t/h	T1	850	893	927	956	980	1001	1020
	T2	694	737	771	800	824	845	864
	T3	432	430	428	427	425	424	424
	T4	156	154	151	150	148	147	148
	T5	95	93	90	90	88	87	87
	T6	31	29	26	26	24	23	23
	q_i (Btu/ft ² h)	13387	15315	16978	18498	19830	21052	22204
$\dot{m}_c=17$ t/h	T1	850	893	927	956	980	1001	1020
	T2	704	747	781	810	834	855	874
	T3	488	486	483	483	481	480	480
	T4	228	226	223	222	220	219	220
	T5	167	165	162	162	160	159	159
	T6	107	105	102	101	99	98	99
	q_i (Btu/ft ² h)	13387	15315	16978	18498	19830	21052	22204
$\dot{m}_c=18$ t/h	T1	850	893	927	956	980	1001	1020
	T2	712	755	789	818	842	863	882
	T3	537	536	533	532	530	529	529
	T4	292	290	287	286	284	283	284
	T5	231	229	226	226	224	223	223
	T6	174	172	169	169	167	166	166
	q_i (Btu/ft ² h)	13387	15315	16978	18498	19830	21052	22204

Tableau A-5: Résultats du calcul des températures des gaz pour $\alpha = 1.30$

$\alpha=1.30$	$\lambda = \frac{\dot{m}_c PCl}{A_p}$ (btu/h.ft ²)	40 000	50 000	60 000	70 000	80 000	90 000	100 000	
$\dot{m}_c=16$ t/h	T1	°C	839	880	914	941	965	985	1002
	T2		689	730	764	791	815	835	852
	T3		417	414	414	412	412	411	409
	T4		150	147	147	145	145	144	142
	T5		89	87	87	85	85	84	82
	T6		27	25	25	23	23	22	20
	q_i (Btu/ft ² h)	12924	14712	16328	17700	18990	20116	21111	
$\dot{m}_c=17$ t/h	T1	°C	839	880	914	941	965	985	1002
	T2		697	738	772	799	823	843	860
	T3		471	468	468	466	466	465	463
	T4		219	216	217	214	214	213	211
	T5		160	157	157	154	155	154	152
	T6		101	98	98	96	96	95	93
	q_i (Btu/ft ² h)	12924	14712	16328	17700	18990	20116	21111	
$\dot{m}_c=18$ t/h	T1	°C	839	880	914	941	965	985	1002
	T2		705	746	780	807	831	851	868
	T3		519	516	516	514	514	513	511
	T4		281	278	278	276	276	275	273
	T5		222	219	219	216	217	215	213
	T6		166	163	164	161	161	160	158
	q_i (Btu/ft ² h)	12924	14712	16328	17700	18990	20116	21111	

Tableau A-6: Résultats du calcul des températures des gaz pour $\alpha = 1.35$

$\alpha=1.35$	$\lambda = \frac{\dot{m}_c PCI}{A_p}$ (btu/h.ft ²)	40000	50 000	60 000	70 000	80 000	90 000	100000
$\dot{m}_c=16t/h$	T1	828	868	900	927	949	968	985
	T2	682	722	754	781	803	822	839
	T3	403	401	400	400	398	397	396
	T4	144	142	141	141	139	138	138
	T5	84	82	81	81	79	78	78
	T6	24	22	21	21	19	18	17
	q_i (Btu/ft ² h)	12472	14171	15648	16978	18123	19156	20116
$\dot{m}_c=17t/h$	T1	828	868	900	927	949	968	985
	T2	691	731	763	790	812	831	848
	T3	455	453	452	452	450	449	449
	T4	212	210	208	208	206	205	205
	T5	152	150	148	148	146	145	145
	T6	95	93	92	91	90	89	88
	q_i (Btu/ft ² h)	12472	14171	15648	16978	18123	19156	20116
$\dot{m}_c=18 t/h$	T1	828	868	900	927	949	968	985
	T2	699	739	771	798	820	839	856
	T3	502	500	498	498	496	495	495
	T4	271	269	268	268	266	265	265
	T5	211	209	208	208	206	205	205
	T6	158	156	155	155	153	152	151
	q_i (Btu/ft ² h)	12472	14171	15648	16978	18123	19156	20116

Tableau A-7: Résultats du calcul des températures des gaz pour $\alpha = 1.40$

$\alpha=1.40$	$\lambda = \frac{\dot{m}_c PCI}{A_p}$ (btu/h.ft ²)	40000	50 000	60 000	70 000	80 000	90 000	100 000
$\dot{m}_c=16$ t/h	T1	818	856	887	912	934	952	968
	T2	677	715	746	771	793	811	827
	T3	392	389	388	386	386	385	384
	T4	141	138	137	135	135	134	133
	T5	81	77	76	74	75	73	73
	T6	23	19	18	16	17	15	15
	qi (Btu/ft ² h)	12072	13645	15035	16229	17337	18283	19156
$\dot{m}_c=17$ t/h	T1	818	856	887	912	934	952	968
	T2	685	723	754	779	801	819	835
	T3	442	439	438	436	436	435	434
	T4	206	203	202	200	200	199	198
	T5	146	143	142	140	140	139	138
	T6	91	88	87	85	85	84	83
	qi (Btu/ft ² h)	12072	13645	15035	16229	17337	18283	19156
$\dot{m}_c=18$ t/h	T1	818	856	887	912	934	952	968
	T2	693	731	762	787	809	827	843
	T3	487	484	483	481	481	480	479
	T4	264	261	260	258	258	257	256
	T5	204	201	200	198	198	197	196
	T6	152	149	148	146	146	145	144
	qi (Btu/ft ² h)	12072	13645	15035	16229	17337	18283	19156

Tableau A-8: Valeurs de la chaleur spécifique des gaz de combustion à différentes températures

Echangeur de chaleur	Intervalle de température	T (moyenne)	C_{pg}	
		(°C)	(kJ/kg K)	(Btu/lb °R)
Ecrans d'eau	T_c-T_1	900	1,308	0,312
Surchauffeur	T_1-T_2	850	1,299	0,3103
Evaporateur	T_2-T_3	650	1,251	0,299
Economiseur	T_3-T_4	350	1,158	0,277
Réchauffeur d'air	T_4-T_5	180	1,105	0,264
Préchauffeur d'eau	T_5-T_6	150	1,097	0,262

Tableau A-9: Evolution du rendement de la chaudière en fonction de la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion

Ta		80	100	120	130	140	150	160	170	180
T1	(°C)	920	927	934	937	940	943	947	950	953
T2		783	790	797	800	803	806	810	813	816
T3		437	452	466	473	479	485	494	500	507
T4		194	208	223	229	235	242	250	256	263
T5		150	148	147	145	143	142	142	140	139
T6		93	91	90	88	87	85	86	84	82
Tc		1041	1052	1063	1068	1073	1079	1084	1089	1095
η_{PCS}		84,32	84,42	84,51	84,59	84,69	84,70	84,76	84,85	84,90
η_{PCI}	95,00	95,10	95,19	95,30	95,41	95,52	95,49	95,60	95,70	