

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

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

---

**Mémoire de projet de fin d'études**

En vue de l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'État en Génie Mécanique

**ÉTUDE ET CONCEPTION D'UNE TURBINE À AIR CHAUD À  
ÉNERGIE TOTALE POUR UNE HUILERIE MODERNE**

*Réalisé par :*

M. BENABDESSELAM Abderraouf Ramdane

*Sous la direction de :*

M. BENNOUR Hocine

M. ATTOUCHI Mohamed Tarek

*Présenté et soutenu publiquement le 26 juin 2023*

**Composition du Jury :**

Président :	M. BENBRAIKA Mohamed	MA-A, ENP
Examineur :	M. BOUHELAL Abdelhamid	MC-A, ENP
Promoteur :	M. BENNOUR Hocine	MA-A, ENP
Co-Promoteur	M. ATTOUCHI Mohamed Tarek	MC-B, ENP

**ENP 2023**



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

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

---

**Mémoire de projet de fin d'études**

En vue de l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'État en Génie Mécanique

**ÉTUDE ET CONCEPTION D'UNE TURBINE À AIR CHAUD À  
ÉNERGIE TOTALE POUR UNE HUILERIE MODERNE**

*Réalisé par :*

M. BENABDESSELAM Abderraouf Ramdane

*Sous la direction de :*

M. BENNOUR Hocine

M. ATTOUCHI Mohamed Tarek

*Présenté et soutenu publiquement le 26 juin 2023*

**Composition du Jury :**

Président :	M. BENBRAIKA Mohamed	MA-A, ENP
Examineur :	M. BOUHELAL Abdelhamid	MC-A, ENP
Promoteur :	M. BENNOUR Hocine	MA-A, ENP
Co-Promoteur	M. ATTOUCHI Mohamed Tarek	MC-B, ENP

**ENP 2023**

## ملخص

تهدف هذه الدراسة الى تقييم كفاءات تفل الزيتون بغرض ايجاد الطريقة المثالية لاستغلالها، تلبية للحاجة الاقتصادية و البيئية الداعية للتخلص منها بطريقة ملائمة، مع الالتزام بمتطلبات التنمية المستدامة، عبر تقليل التلوث و الحفاظ على الموارد الأحفورية.

ستتم دراسة كيفية توظيف هذه البقايا بغرض الاستجابة للاحتياجات الطاقوية لمعامل زيت الزيتون، عبر تصميم نظام ذو توليد مشترك للطاقة، متمثل في عنفة الهواء الساخن ذات الاحتراق الخارجي، و التي ستتم دراستها و تحليلها باستخدام معادلات الديناميكا الحرارية لانشاء النموذج الرياضي الواصف لعملها. سيتم تنفيذ هذا النموذج في برنامج ماتلاب من اجل تقييم تطور المتغيرات الهامة للنظام و قيمهم المثلى و من ثم تحديد الأداء العام للنظام.

**الكلمات الدالة :** تفل الزيتون، عنفة الهواء الساخن، احتراق خارجي، التوليد المشترك للطاقة، معامل زيت الزيتون.

## Abstract

This study aims to evaluate the potential of olive pomace for economically viable and environmentally friendly exploitation. Its objective is to determine the optimal approach for utilizing these residues while meeting the requirements of sustainable development, reducing pollution, and preserving fossil resources.

We explore the utilization of olive pomace to meet the energy needs of olive oil mills through a hot air turbine-based cogeneration system. The turbine is studied and analyzed using thermodynamic equations to establish a mathematical model describing its operation. The model is then implemented in MATLAB to evaluate the evolution of significant variables, determine optimal parameters, and assess the overall performance of the installation.

**Keywords :** Olive pomace, hot air turbine, external combustion, cogeneration, olive mills.

## Résumé

Cette étude vise à évaluer le potentiel des grignons d'olive en vue d'une exploitation économique et respectueuse de l'environnement. Son objectif réside dans la détermination de l'approche optimale permettant d'exploiter ces résidus, tout en répondant aux impératifs du développement durable, en réduisant la pollution et en préservant les ressources fossiles.

Nous explorons ainsi l'exploitation des grignons pour répondre aux besoins énergétiques des huileries via une turbine à air chaud, basée sur la cogénération. La turbine est étudiée et analysée à l'aide des équations de la thermodynamique pour établir un modèle mathématique de son fonctionnement. Le modèle est ensuite implémenté dans MATLAB pour évaluer l'évolution des grandeurs significatives, les paramètres optimaux et les performances globales de l'installation.

**Mots-clés :** Grignon d'olive, turbine à air chaud, combustion externe, cogénération, huileries.

# Dédicaces

“

*Chère Maman, Chère Grand-mère (Yemma), ces modestes mots témoignent de l'affection profonde, de l'attachement indéfectible, et de la reconnaissance éternelle que je vous porte. Je souhaite exprimer ma sincère gratitude envers vous, pour les multiples efforts consentis tout au long des années afin de m'accompagner vers la réussite. Votre éducation avisée, votre courage inébranlable et votre force exemplaire ont façonné l'homme que je suis aujourd'hui. Cette réussite est, avant tout, la vôtre.*

*À mon défunt Papa, dont l'éclat s'est éteint prématurément. Je nourris l'espoir que, depuis là-haut, tu puisses être fier de moi. Que tu reposes en paix. "Même si tant d'étoiles se sont anéantis, le ciel ne s'anéantira jamais..."*

*À toute ma famille, plus particulièrement à mon frère, ma petite soeur, et mes chers oncles, qui ont toujours été présents pour me soutenir, m'encourager et m'épauler. Leurs aides et soutiens infailibles méritent toute ma gratitude.*

*À mes amis qui me sont chers et qui se reconnaîtront.*

”

# Remerciements

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements et ma profonde reconnaissance envers mon enseignant et promoteur, M. Bennour. Sa patience, ses conseils éclairés, son encadrement, sa disponibilité, son assistance et son soutien ont été inestimables tout au long du projet de fin d'études, ainsi que pendant mes années d'études au département de Génie Mécanique. Sa pédagogie exemplaire m'a permis d'acquérir non seulement des connaissances scientifiques, mais aussi une compréhension plus profonde des aspects philosophiques et humains. Je le remercie pour n'avoir ménagé aucun effort dans son accompagnement précieux.

Par la même occasion, je souhaiterais remercier mon co-promoteur M. Attouchi pour sa disponibilité et sa précieuse contribution à l'accomplissement de ce travail.

Je tiens également à remercier mes chers enseignants, M. Benbraika, président de jury et M. Bouhelal, examinateur, pour avoir accepté d'examiner et de juger mon modeste travail, ainsi que l'ensemble des enseignants du département de Génie Mécanique, pour la formation d'excellence qu'ils m'ont dispensé et leur accompagnement tout au long de ma formation.

La vérité est mystérieuse, fuyante, toujours à conquérir. La liberté est dangereuse, dure à vivre autant qu'exaltante. Nous devons marcher vers ces deux buts péniblement, mais résolument, certains d'avance de nos défaillances sur un si long chemin.

---

**Albert Camus**

Tenter, braver, persister, persévérer, s'être fidèle à soi-même, prendre corps à corps le destin, étonner la catastrophe par le peu de peur qu'elle nous fait, tantôt affronter la puissance injuste, tantôt insulter la victoire ivre, tenir bon, tenir tête.

---

**Victor Hugo**

Le succès n'est pas final, l'échec n'est pas fatal, mais c'est le courage de continuer qui compte.

---

**Winston Churchill**

# Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

<b>Introduction générale</b>	<b>14</b>
<b>1 Présentation du secteur oléicole</b>	<b>17</b>
1.1 Introduction . . . . .	18
1.2 De l'olivier à l'olive . . . . .	18
1.2.1 L'olivier . . . . .	18
1.2.2 L'olive . . . . .	18
1.2.3 Variétés d'olives . . . . .	19
1.2.4 L'huile d'olive . . . . .	19
1.2.5 La production oléicole . . . . .	20
1.3 Méthodes d'extraction d'huile d'olive . . . . .	20
1.3.1 Systèmes discontinus d'extraction d'huile . . . . .	21
1.3.2 Systèmes continus d'extraction d'huile . . . . .	22
1.3.2.1 Opérations préliminaires . . . . .	23
1.3.2.2 Broyage et malaxage . . . . .	24
1.3.2.3 Procédé continu à 3 phases . . . . .	24
1.3.2.4 Procédé continu à 2 phases . . . . .	25
1.3.3 Considérations comparatives . . . . .	25
1.4 Performances des procédés d'extraction d'huile d'olive . . . . .	26
1.4.1 Rendement en huile . . . . .	26
1.4.2 Production de grignon . . . . .	27
1.4.3 Production de margines . . . . .	28
1.4.4 Consommation d'eau . . . . .	29
1.4.5 Consommation d'énergie . . . . .	30
1.5 Valorisation des déchets oléicoles . . . . .	33

1.5.1	Valorisation des margines . . . . .	33
1.5.2	Valorisation des grignons d'olive . . . . .	33
1.5.2.1	Huile de grignon d'olive . . . . .	34
1.5.2.2	Valorisation comme fertilisant . . . . .	34
1.5.2.3	Valorisation comme aliment de bétail . . . . .	34
1.5.2.4	Valorisation énergétique . . . . .	34
1.6	Conclusion . . . . .	36
<b>2</b>	<b>Étude de faisabilité</b>	<b>37</b>
2.1	Introduction . . . . .	38
2.2	Caractérisation des grignons d'olives . . . . .	38
2.2.1	Composition . . . . .	38
2.2.2	Pouvoir calorifique . . . . .	39
2.2.3	Effet de l'humidité sur le pouvoir calorifique . . . . .	41
2.3	Évaluation du potentiel . . . . .	42
2.4	Évaluation des besoins . . . . .	42
2.4.1	Besoin en énergie électrique et rendement électrique minimal du cogénérateur . . . . .	42
2.4.2	Besoin en énergie thermique et rendement thermique minimal du cogénérateur . . . . .	43
2.4.2.1	Rendement thermique minimal du cogénérateur en l'absence du séchage . . . . .	43
2.4.2.2	Rendement thermique minimal du cogénérateur en présence du séchage . . . . .	43
2.4.2.3	Rendement minimal de cogénération en présence du séchage . . . . .	49
2.5	Conclusion . . . . .	49
<b>3</b>	<b>Les turbines à gaz et la cogénération</b>	<b>50</b>
3.1	Introduction . . . . .	51
3.2	La cogénération . . . . .	51
3.3	Les technologies de la cogénération . . . . .	51
3.4	La turbine à gaz . . . . .	53
3.5	La micro-turbine . . . . .	54
3.5.1	Performances . . . . .	54
3.5.2	Développement des micro-turbines . . . . .	55
3.5.3	Technologies actuelles . . . . .	55
3.6	La turbine à combustion externe : Revue bibliographique . . . . .	56

3.6.1	Développement des turbines à gaz à combustion externe . . . . .	57
3.6.2	Utilisation de la biomasse comme combustible . . . . .	57
3.6.3	Les chaudières à biomasse . . . . .	58
3.6.3.1	Le silo . . . . .	58
3.6.3.2	Le foyer . . . . .	59
3.6.3.3	Le système d'évacuation des fumées . . . . .	60
3.6.3.4	Le système d'évacuation des cendres . . . . .	60
3.6.4	Étude des performances des turbines à air chaud . . . . .	60
3.6.4.1	Une micro-turbine à air chaud pour une cogénération à partir de la biomasse . . . . .	60
3.6.4.2	Fonctionnement d'une turbine à air chaud alimentée par la biomasse . . . . .	61
3.6.4.3	Performance d'une micro-turbine à air chaud par la modélisation et l'expérimentation . . . . .	61
3.6.4.4	EHT Pebble-Heater . . . . .	62
3.6.4.5	Micro-turbine à air chaud intégrant une unité de gazéification de biomasse . . . . .	64
3.6.4.6	Comparaison d'une turbine à air chaud avec une turbine traditionnelle muni d'un gazéificateur . . . . .	64
3.6.4.7	Performances d'une micro-turbine à air chaud munie de séchoirs de biomasse . . . . .	65
3.6.4.8	Micro-turbines à air chaud alimentées à la biomasse disponibles sur le marché . . . . .	65
3.7	Conclusion . . . . .	67

#### **4 Modélisation thermodynamique de l'installation de cogénération utilisant la turbine à air chaud 68**

4.1	Introduction . . . . .	69
4.2	Présentation et description de l'installation . . . . .	69
4.3	Considérations préliminaires . . . . .	72
4.3.1	Modélisation du comportement des fluides intervenant dans le cycle . . . . .	72
4.3.2	Chaleurs spécifiques et enthalpies des fluides . . . . .	72
4.3.3	Rendement isentropique et rendement polytropique . . . . .	72
4.4	Le compresseur . . . . .	73
4.5	La turbine . . . . .	74
4.6	Fraction de débit d'air utilisée pour la combustion . . . . .	75

4.7	Le processus de combustion . . . . .	76
4.7.1	Caractérisation du combustible . . . . .	76
4.7.2	Quantité d'humidité contenue dans une kilomole de grignon combustible	77
4.7.3	Enthalpie de formation du grignon . . . . .	77
4.7.4	Les paramètres de la combustion . . . . .	78
4.7.5	Les réactions de dissociation . . . . .	79
4.7.5.1	Équations d'équilibre chimique . . . . .	80
4.7.5.2	Équations de conservation des éléments chimiques . . . . .	83
4.7.5.3	Équation fournie par le bilan d'énergie . . . . .	85
4.7.6	Bilan de masse de la chaudière . . . . .	87
4.8	Échangeur de chaleur haute température (EHT) . . . . .	87
4.9	Les besoins thermiques . . . . .	89
4.10	Échangeur de chaleur basse température (EBT) . . . . .	92
4.11	Performances de l'installation . . . . .	92
4.12	Organigramme de calcul . . . . .	93
4.13	Conclusion . . . . .	98
<b>5</b>	<b>Résultats et application</b>	<b>99</b>
5.1	Introduction . . . . .	100
5.2	Effet du taux de compression sur les paramètres régulateurs des simulations . . .	100
5.3	Effet du taux de compression sur le travail spécifique et les rendements . . . . .	101
5.4	Effet de la température d'admission à la turbine sur les rendements et le travail spécifique . . . . .	103
5.5	Considération sur le choix de la valeur du taux de compression . . . . .	105
5.6	Applications . . . . .	106
5.7	Conclusion . . . . .	110
	<b>Conclusion générale</b>	<b>111</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>113</b>

# Liste des figures

1.1	Structure de l'olive [6] . . . . .	19
1.2	Système discontinu d'extraction [9] . . . . .	22
1.3	Système d'extraction d'huile continu à trois phases [7] . . . . .	25
1.4	Système d'extraction d'huile continu à deux phases [7] . . . . .	25
2.1	Bilan de masse au niveau du sécheur . . . . .	46
2.2	Bilan d'énergie au niveau du sécheur . . . . .	47
3.1	Comparaison des performances de la génération séparée avec celles de la cogénération . . . . .	53
3.2	Cycle de Brayton régénératif-cogénératif . . . . .	54
3.3	Différentes directions des flux gaz brûlés/biomasse dans la zone de combustion primaire d'une chaudière . . . . .	59
3.4	Installation de turbine à air chaud à cycle combiné [38] . . . . .	61
3.5	L'échangeur haute température Pebble-Heater [39] . . . . .	63
3.6	Système Schmid HLT-100 Compact [41] . . . . .	66
4.1	Schéma de l'installation de la turbine à air chaud à énergie totale . . . . .	71
4.2	Représentation du cycle thermodynamique de l'installation . . . . .	71
4.3	Volume de contrôle pour l'établissement du bilan d'énergie du sécheur . . . . .	91
5.1	Évolution des paramètres internes $\epsilon$ , $\lambda$ et $\phi$ en fonction du taux de compression pour $T_3 = 850^\circ\text{C}$ . . . . .	101
5.2	Évolution du travail spécifique et des rendements en fonction du taux de compression pour $T_3 = 850^\circ\text{C}$ . . . . .	102
5.3	Évolution du rendement électrique en fonction du taux de compression et de la température d'entrée à la turbine $T_3$ . . . . .	103
5.4	Évolution du rendement de cogénération en fonction du taux de compression et de la température d'entrée à la turbine $T_3$ . . . . .	104
5.5	Évolution du travail spécifique en fonction du taux de compression pour différentes valeurs de $T_3$ . . . . .	104

# Liste des tableaux

1.1	La production de l'huile d'olive en Algérie de 2011 jusqu'à 2021 en tonnes [8] .	20
1.2	Rendements en huile pour un procédé continu à trois phases . . . . .	27
1.3	Taux de production de grignons associé aux procédés continus et taux d'humidité correspondant selon différentes références . . . . .	28
1.4	Taux de production des margines selon le procédé d'extraction d'après différentes références . . . . .	29
1.5	Extrait des données sur la consommation d'énergie de deux huileries espagnoles [1] . . . . .	31
1.6	Estimation des consommations spécifiques d'énergie pour les deux huileries espagnoles . . . . .	31
2.1	Composition élémentaire d'un grignon sec d'après diverses sources . . . . .	39
2.2	Pouvoir calorifique inférieur du grignon d'olive à l'état sec selon diverses sources	41
2.3	Récapitulatif des données nécessaires pour le calcul ultérieur . . . . .	49
3.1	Modèles de micro-turbines . . . . .	56
3.2	Performances des turbines à air chaud en fonction de la température d'entrée à la turbine [29] . . . . .	65
4.1	Composition molaire du grignon d'olive . . . . .	77
4.2	Équations d'équilibre chimique de dissociation . . . . .	82
4.3	Équations de conservation des éléments chimiques . . . . .	84
4.4	Corrélations d'enthalpies en fonction de la température . . . . .	86
4.5	Bilan de matière du sécheur . . . . .	90
4.6	Différentes chaleurs spécifiques intervenant dans le bilan d'énergie du sécheur . .	91
5.1	Pourcentage molaire des différentes espèces du gaz obtenu pour les deux applications considérées . . . . .	106
5.2	Récapitulatif des performances des deux applications considérées . . . . .	108
5.3	Résultats des projections de l'application des deux cas considérés à des huileries	109

# Nomenclature

## Grandeurs physiques

$G$	Grandeur spécifique massique	unité/kg
$\bar{G}$	Grandeur spécifique molaire	unité/kmol
$Q$	Énergie thermique	kJ
$PCS$	Pouvoir calorifique supérieur	MJ/kg
$PCI$	Pouvoir calorifique inférieur	MJ/kg
$w$	Travail spécifique	kJ/kg
$h$	Enthalpie spécifique	kJ/kg
$\bar{h}_f^\circ$	Enthalpie molaire de formation	kJ/kmol
$C$	Chaleur spécifique	kJ/kg K
$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante	kJ/kg K
$C_v$	Chaleur spécifique à volume constant	kJ/kg K
$R$	Constante spécifique des gaz parfaits	kJ/kg K
$s$	Entropie	kJ/kg K
$M$	Masse molaire	kg/kmol
$m$	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
$n$	Nombre de moles	kmol
$T$	Température	K
$P$	Pression	bar
$TH$	Taux d'humidité	%
$x$	Fraction molaire	%
$z$	Fraction massique	%

## Symboles

$\eta$	Rendement
$\Delta$	Différence
$\tau$	Taux de compression
$\lambda$	Fraction de débit d'air

$\phi$	Facteur d'air
$\gamma$	Rapport des chaleurs spécifiques
AC	Rapport air-combustible
K	Constante de dissociation
$\epsilon$	Efficacité de l'échangeur de chaleur
$\Delta P$	Chute de pression relative entre 2 points 1 et 2 de l'écoulement ( $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$ )

### Indices

<i>a</i>	Air
<i>amb</i>	Ambiante
<i>c</i>	Compression
<i>cc</i>	Chambre de combustion / Chaudière
<i>ch</i>	Chauffage
<i>cog</i>	Cogénération
<i>d</i>	Détente
<i>e</i>	Électrique ou Eau
<i>f</i>	Combustible ou Formation
<i>g</i>	Gaz
<i>gr</i>	Grignon
<i>h</i>	Humide/Humidité
<i>i</i>	Isentropique
<i>m</i>	Mécanique
<i>min</i>	Minimum
<i>p</i>	Polytropique
<i>s</i>	Sec
<i>sech</i>	Séchage
<i>t</i>	Turbine ou Total
<i>th</i>	Thermique
<i>v</i>	Vapeur
<i>fg</i>	Vaporisation

### Abréviations

<i>EHT</i>	Échangeur haute température
<i>EBT</i>	Échangeur basse température

# Introduction générale

La culture des oliviers remonte à l'Antiquité et son récit s'entrelace avec celui du bassin méditerranéen. Au cours du dernier siècle, des recherches soutenues ont révélé les multiples bienfaits de son huile, suscitant ainsi une demande croissante pour ce produit et entraînant son expansion à travers le monde.

Toutefois, la région méditerranéenne a préservé son monopole dans la production d'huile d'olive, en assurant l'approvisionnement de la quasi-totalité de la consommation mondiale de cette précieuse substance.

Outre l'huile, l'industrie oléicole génère également d'importantes quantités de sous-produits, dont la composition dépend principalement de la technologie d'extraction utilisée et des conditions locales d'exploitation. Le procédé le plus couramment employé de nos jours pour obtenir des rendements élevés en huile est le procédé continu à trois phases, qui produit près de la moitié de déchets solides appelés grignons pour chaque quantité d'olives traitées, ainsi que d'autres rejets sous forme liquide connus sous le nom de margines [1].

Les sous-produits de l'industrie oléicole renferment une quantité considérable de matière organique et se composent de substances complexes à dégradation difficile. Ces déchets peuvent engendrer des conséquences néfastes sur l'environnement. Avec la croissance de la demande d'huile d'olive à travers le monde, les problèmes de pollution occasionnés par ces sous-produits s'accroissent dans les pays méditerranéens. Ces pays sont confrontés à un défi majeur consistant à trouver une solution économiquement viable pour gérer efficacement ces déchets en les valorisant, sans recourir à un traitement onéreux qui pourrait mettre en péril l'équilibre économique de cette activité agro-industrielle.

Différentes options de valorisation du grignon d'olives ont été étudiées, comme l'indiquent plusieurs recherches. En effet, il pourrait servir de nourriture pour le bétail, contribuer à la production d'énergie ou encore être utilisé comme fertilisant [2].

Plus récemment, les méthodes de valorisation énergétique de la biomasse ont suscité un intérêt grandissant en raison de leur contribution majeure à la diminution de la consommation de combustibles fossiles et des répercussions environnementales qui en découlent. La biomasse est perçue comme une source d'énergie renouvelable respectueuse de l'environnement et du climat, étant donné qu'elle affiche un bilan quasi-neutre en matière d'émissions de gaz à effet de serre.

L'exploitation des résidus agro-industriels tels que les grignons d'olive revêt une pertinence particulière dans le contexte de la valorisation énergétique de la biomasse. Les déchets de biomasse peuvent être convertis en énergie par des procédés tels que la pyrolyse, la gazéification ou la combustion directe. Parmi ces procédés, la combustion directe prédomine en raison de sa faisabilité technique, de sa rentabilité économique et de sa large diffusion [1, 2].

La valorisation énergétique offre de multiples avantages, dont la résolution des problèmes de pollution et la mise à disposition d'une source d'énergie renouvelable permettant de réduire, voire éliminer, la dépendance énergétique de l'industrie oléicole. Cette approche contribue ainsi à garantir l'autosuffisance énergétique du secteur.

Le recours à des unités de cogénération qui tireraient parti du potentiel énergétique des grignons de l'industrie oléicole pour répondre à ses besoins en électricité et en chaleur, apparaît comme une solution pertinente. Les systèmes de cogénération qui utilisent la turbine à air chaud sont particulièrement adaptés pour valoriser énergétiquement la biomasse [3]. Ces systèmes présentent des similitudes avec les turbines à gaz classiques, mais avec une combustion externe réalisée dans une chaudière spécialement conçue pour ce type de combustible.

Au siècle dernier, les systèmes de turbine à gaz à combustion externe ont été étudiés en raison de leur capacité à exploiter des combustibles considérés comme moins propres, tels que la biomasse, tout en évitant la complexité et les coûts exorbitants de la gazéification, et sans entraîner l'érosion de la turbine. Cependant, ces systèmes ont été rapidement abandonnés en raison des limitations métallurgiques des échangeurs de chaleur installés, ce qui a contraint la turbine à opérer à des températures inférieures à celles des systèmes de turbine classique, réputés pour leur performance accrue.

Cette préoccupation n'était pas centrale à l'époque, en raison de l'abondance des énergies fossiles. Actuellement, des recherches sont en cours pour permettre un retour en grâce de ces systèmes pour la micro et la mini cogénération [4].

L'objectif fondamental de cette étude consiste à évaluer le potentiel énergétique des grignons d'olives, afin de démontrer leur capacité à satisfaire les besoins énergétiques des huileries. Une fois la faisabilité établie, nous espérons contribuer au développement durable en proposant un moyen d'exploiter de manière efficace cette source d'énergie renouvelable. Nous allons donc proposer d'atteindre cet objectif au moyen d'une unité de cogénération utilisant une micro-turbine à air chaud adaptée. Avec un tel projet, on espère garantir l'autonomie énergétique d'une huilerie et améliorer sa rentabilité d'une manière substantielle. Nous espérons ainsi inciter les acteurs du secteur à généraliser ce concept à toute l'industrie oléicole. Par ailleurs, il s'inscrit pleinement dans les enjeux énergétiques actuels, notamment la nécessité de réduire la pollution et de préserver les ressources fossiles non renouvelables.

Cette étude sera organisée en 5 chapitres :

- Le premier chapitre consistera une présentation approfondie du secteur oléicole, où on tentera de mettre en lumière les techniques d'extraction de l'huile d'olive et leurs performances. Les perspectives de valorisation des rejets oléicoles seront également abordées.
- Le chapitre 2 consistera en une étude de faisabilité technique du projet. Le grignon sera caractérisé en tant que combustible et son potentiel sera établi afin de démontrer que sa combustion est en mesure de répondre aux besoins énergétiques spécifiques du secteur industriel concerné.
- La petite cogénération et les systèmes qui sont exploités dans ce domaine feront l'objet du chapitre 3. La micro-turbine à gaz à combustion externe, étant le système le plus adapté au projet que nous envisageons dans le cadre de cette étude, sera traitée avec plus de détails. Une revue bibliographique sur les travaux réalisés en relation avec cette turbine sera présentée et nous dévoilera l'intérêt de cette turbine et ses limitations.
- Au chapitre 4, le schéma détaillé de l'installation envisagée sera présenté et ses composants seront analysés pour construire le modèle qui nous permettra par la suite de procéder aux simulations et d'établir l'impact qu'auront les paramètres pertinents du problème sur les performances de l'installation de cogénération projetée.
- Dans le cinquième et dernier chapitre, les résultats principaux des simulations seront présentés et analysés. Notre modèle de prédiction sera ensuite appliqué à deux cas présentés dans la littérature et les résultats obtenus seront comparés à ceux qui sont publiés par les auteurs qui ont rapporté ces cas.

Une conclusion générale nous permettra enfin de présenter une synthèse de ce qui aura été accompli dans le cadre de ce travail.

# **Chapitre 1**

## **Présentation du secteur oléicole**

## 1.1 Introduction

Au sein de ce chapitre, nous allons présenter le secteur oléicole en accordant une importance particulière à l'opération d'extraction de l'huile d'olive et à ses différentes déclinaisons. Par la suite, nous exposons les performances des procédés d'extraction de l'huile d'olive, en mettant en évidence leurs caractéristiques essentielles, ainsi que les différentes approches envisageables pour valoriser les déchets résultant de cette opération.

## 1.2 De l'olivier à l'olive

### 1.2.1 L'olivier

L'*Olea europaea*, communément appelé olivier, est un arbre fruitier originaire de la région méditerranéenne. Sa culture est géographiquement limitée en raison des exigences spécifiques en termes de sol et de climat. Adapté aux conditions climatiques du bassin méditerranéen, il constitue l'une des cultures prédominantes dans cette région depuis 8000 ans, jouant un rôle clé dans l'économie, la culture et la vie sociale des civilisations locales [5].

Avec sa grande rusticité, l'olivier peut se développer et fructifier dans des conditions de climat subaride et sur des sols souvent très pauvres. Il est également réputé pour sa capacité à survivre à la sécheresse grâce à ses caractéristiques morphologiques uniques.

L'olivier revêt un intérêt majeur en raison de ses produits et sous-produits, notamment l'huile d'olive, les olives de table, les grignons d'olive et la margine.

### 1.2.2 L'olive

L'olive, fruit de l'olivier, se présente sous la forme d'une petite drupe charnue et ovoïde dont les dimensions varient de 1 à 4 cm de longueur et de 0.6 à 2 cm de diamètre, selon la variété. À maturité, elle présente une couleur noire violacée, et renferme une quantité conséquente d'huile, variant de 12 à 30 % en fonction de la variété et de la récolte [5, 6]. La structure de l'olive se dévoile de manière naturelle en plusieurs strates distinctes.

En son revêtement extérieur, un tissu cireux délicat, connu sous le nom d'épicarpe ou peau, se prévaut du rôle d'enveloppe protectrice du fruit.

Au cœur de cette enveloppe, se dévoile une pulpe charnue, nommée mésocarpe, dont les cellules sont généreusement imprégnées d'huile. En son centre, la drupe révèle un noyau qui renferme l'amandon, porteur du potentiel de germination et de l'éclosion d'un nouvel olivier dans des conditions propices.

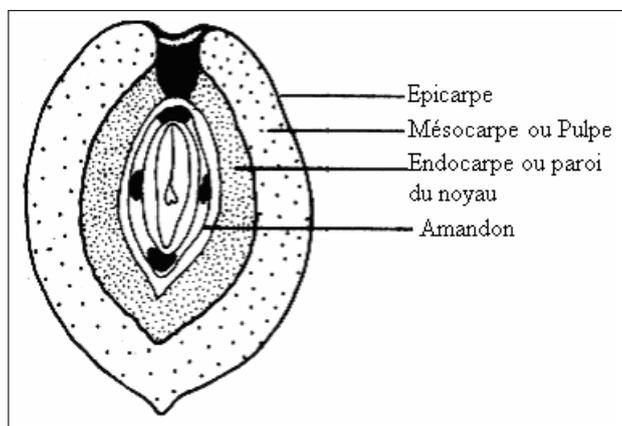


FIGURE 1.1 – Structure de l'olive [6]

### 1.2.3 Variétés d'olives

Les diverses variétés d'olives nous fournissent trois catégories qui se distinguent en fonction de leur usage final. On retrouve ainsi celles destinées à la production d'huile d'olive, celles destinées à la dégustation en tant qu'olives de table, et celles présentant une double vocation.

En Algérie, on cultive différentes variétés d'olives. Parmi celles-ci, on trouve la Chemlal, la Lilmi, l'Azeradj et la Bouchouk, qui sont principalement utilisées pour la production d'huile d'olive. En revanche, la variété Sigoise est spécialement destinée à être consommée en tant qu'olive de table [7].

### 1.2.4 L'huile d'olive

L'huile d'olive est l'huile provenant uniquement du fruit de l'olivier, sans aucune compromission avec les huiles obtenues par des procédés chimiques. Les huiles d'olives vierges sont obtenues uniquement à partir de l'olive par des procédés mécaniques ou physiques appropriés, en veillant à maintenir des conditions thermiques adéquates qui préservent la quintessence de l'huile, sans la moindre altération. Ces huiles ne doivent subir aucun traitement autre que le lavage, le broyage, le malaxage, la décantation, la centrifugation et la filtration, assurant ainsi leur caractère intact et exquis [5].

### 1.2.5 La production oléicole

Le patrimoine oléicole mondial est estimé à environ un milliard d'arbres, qui s'épanouissent sur une superficie totale de 10 millions d'hectares. La majeure partie de ces arbres, soit près de 98%, se déploie harmonieusement dans la région méditerranéenne, tandis que les 2% restants se répartissent de manière équilibrée entre l'Amérique, l'Asie orientale et les nations baignées par les eaux du Pacifique. Au sein de ces terres fertiles, l'Espagne se distingue avec une part significative de 25% de la surface oléicole mondiale, tandis que les étendues oléicoles d'Algérie couvrent une estimable superficie de 330 000 hectares.

Selon les estimations du Conseil Oléicole International [5], la production annuelle mondiale d'huile d'olive s'élève à environ 3 millions de tonnes. En ce qui concerne l'Algérie, les données relatives à la production nationale d'huile d'olive connaissent des fluctuations, en raison des défis liés au suivi des ventes de cette matière première. Néanmoins, le tableau ci-dessous présente les chiffres officiels de production d'huile d'olive en Algérie, tels que rapportés par le Conseil Oléicole International. Les données révèlent une production moyenne annuelle nationale oscillant entre 40 000 et 120 000 tonnes au cours de la dernière décennie [8].

TABLE 1.1 – La production de l'huile d'olive en Algérie de 2011 jusqu'à 2021 en tonnes [8]

Année	11/12	12/13	13/14	14/15	15/16	16/17	17/18	18/19	19/20	20/21
<b>Production (t)</b>	39.5	66	44	69.5	82	63	82.5	97	126	70.5

## 1.3 Méthodes d'extraction d'huile d'olive

### Introduction

La méthode d'extraction de l'huile d'olive repose sur le broyage des olives afin de libérer l'huile en déchirant les cellules de la pulpe. Le processus de fabrication de l'huile d'olive comprend plusieurs étapes essentielles. Tout d'abord, les olives doivent subir un broyage pour perforer leur peau et écraser leur chair. Ensuite, l'huile doit être extraite de cette masse de pulpe par pressurage. Enfin, il est nécessaire de séparer l'huile des autres composants, solides et liquides. Les composants solides, connus sous le nom de grignons d'olives, englobent la peau, la pulpe et le noyau, tandis que les éléments liquides, appelés margines, comprennent l'eau de végétation originellement présente dans l'olive ainsi que l'eau ajoutée pendant le processus d'extraction [5, 9].

Au fil du temps, les techniques de réalisation de chaque étape ont connu de nombreuses évolutions, notamment en ce qui concerne le broyage des olives et la séparation des phases solides et liquides. Ainsi on distingue actuellement deux procédés d'extraction d'huile d'olive, un procédé discontinu utilisé par les méthodes d'extraction artisanales (ou traditionnelles), et un procédé continu utilisé par les huileries modernes.

Dans le domaine de l'extraction d'huile d'olive, le terme discontinu désigne la nature séquentielle du processus. Contrairement au procédé continu où la production se déroule de manière ininterrompue, dans le procédé discontinu la production d'huile d'olive se fait par lots distincts. Chaque lot d'olives est traité individuellement et séparément, sans continuité directe entre eux. Après avoir achevé le traitement du lot, le processus est temporairement interrompu pour des raisons techniques telles que le nettoyage des équipements et le rechargement des matières premières.

### 1.3.1 Systèmes discontinus d'extraction d'huile

Jusqu'à l'apparition des méthodes modernes d'extraction par centrifugation, l'extraction se faisait traditionnellement par pressage. La pression exercée sur la pâte d'olive conduit à la séparation des phases liquides (huile et margines) et solides (grignons). Le procédé dans son ensemble comprend les différentes opérations suivantes :

— **Broyage :**

Au fil du temps, les techniques d'exploitation ont évolué pour améliorer le rendement. On est passé de l'écrasement manuel des olives à l'utilisation du détritage aux pieds, avant l'introduction de la meule perpendiculaire en pierre de granit qui constitue une avancée technique majeure dans cette première opération du procédé discontinu. Cette méthode implique le broyage des olives contre un mortier tournant dans un bac, permettant ainsi d'obtenir une pâte composée d'huile et de matière solide. La meule peut être mue manuellement ou à l'aide d'animaux.

— **Pressage :**

La technique de pressage implique de disposer la pâte de broyage en fines couches sur des disques filtrants, appelés scourtins, empilés dans un wagonnet à l'aide d'une aiguille centrale pour former une charge. L'extraction de l'huile nécessite l'application d'une pression progressive sur cette charge de scourtins pendant une durée de 45 à 60 minutes, afin de séparer la phase liquide des résidus solides. Les premiers systèmes de pressage

utilisés pouvaient être aussi rudimentaires qu'une grosse pierre posée simplement sur la charge. Par la suite, des mécanismes plus élaborés ont été développés, tels que les presses d'abord à une seule vis, puis à deux vis, à coins et enfin à arbre pour un pressage de plus en plus fort. Cependant, ces machines présentaient souvent des problèmes techniques, notamment en termes de pression et de risque d'arrachement. Aujourd'hui, on utilise de puissantes presses hydrauliques automatisées. Les résidus solides générés par ce processus de pressage forment le grignon d'olive.

— **Décantation :**

Une fois le processus de pressage achevé, la séparation des phases liquides (huile et eau de végétation) s'effectue par décantation dans des récipients en ciment, faïence ou argile. La récupération de l'huile d'olive se fait en surface à l'aide d'une cuillère plate ou à la main. La décantation engendre la formation d'un sous-produit liquide connu sous le nom de margine, qui est séparé de l'huile par sédimentation. Les margines se caractérisent par leur teneur élevée en matières organiques, ce qui constitue un défi majeur en termes de pollution pour l'industrie oléicole [5, 6].

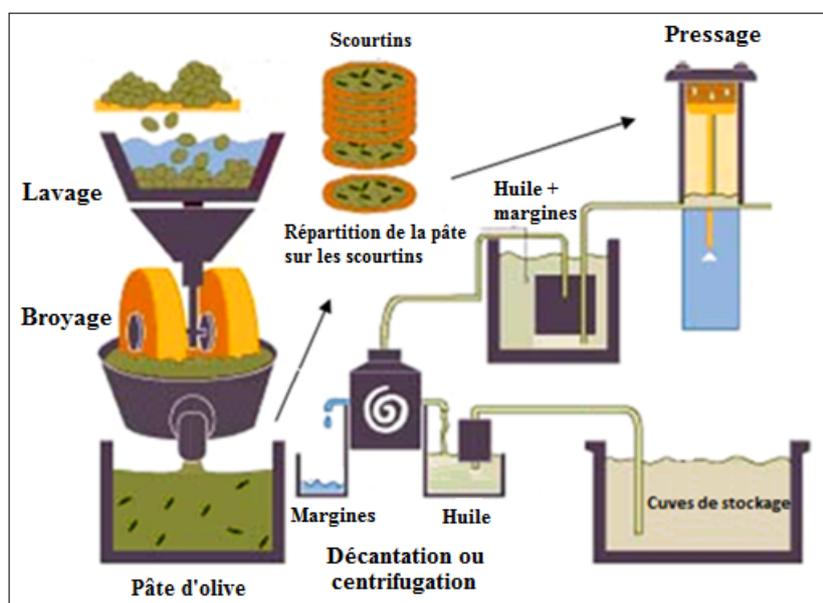


FIGURE 1.2 – Système discontinu d'extraction [9]

### 1.3.2 Systèmes continus d'extraction d'huile

Les techniques modernes d'extraction d'huile d'olive sont caractérisées par un processus continu et se déroulent en quatre étapes : les opérations préliminaires, le broyage, le malaxage et la séparation des phases. La séparation des phases est réalisée par centrifugation à deux ou

trois phases, utilisant la force centrifuge pour séparer l'huile d'olive des autres composants de la pâte d'olive. Cette technique, introduite à la fin des années 1960, a progressivement remplacé les méthodes traditionnelles de pressage, offrant des avantages dont le plus important est la réduction des coûts de main-d'œuvre. Aujourd'hui, la méthode de centrifugation continue est largement utilisée dans l'industrie oléicole, notamment dans la région méditerranéenne, et plus particulièrement l'Algérie qui opte majoritairement pour le système continu à trois phases [7, 9].

### 1.3.2.1 Opérations préliminaires

— **Récolte :**

La récolte des olives s'effectue au moment optimal de leur maturation, en prenant en considération divers critères tels que leur taille, leur teneur en sucre et en huile, ainsi que la texture de leur pulpe. Cette récolte peut être réalisée soit manuellement, permettant ainsi une sélection minutieuse des olives selon leur stade de maturité, mais requérant une main-d'œuvre coûteuse, soit mécaniquement, au moyen de machines telles que les vibreurs. Toutefois, l'utilisation de ces dernières peut engendrer des dommages aux fruits ainsi qu'une hétérogénéité quant à leur degré de maturité. Ces éléments exercent une influence sur la qualité de l'huile obtenue [10].

— **Transport des olives :**

Le transport des olives récoltées vers les installations de trituration dans les 24 heures suivant la récolte, à l'aide de caisses appropriées favorisant la circulation d'air et évitant les réchauffements dus à l'activité des fruits, revêt une importance primordiale. De même, le démarrage précoce du processus d'extraction est crucial pour prévenir la fermentation et la dégradation des olives, ce qui aurait des conséquences néfastes sur la qualité de l'huile produite.

— **Effeillage et lavage :**

Au moulin, les olives subissent un nettoyage et un lavage visant à éliminer les impuretés susceptibles d'affecter les caractéristiques organoleptiques de l'huile et de causer des dommages aux broyeurs métalliques utilisés dans le processus. Une machine spéciale est utilisée pour séparer les olives des autres matières végétales indésirables grâce à un système d'aspiration. Le lavage permet de se débarrasser de la terre présente sur les olives après la récolte, en utilisant des bassins équipés d'une circulation forcée d'eau. Environ 10 à 12 litres d'eau sont nécessaires pour chaque quintal d'olives lavées [1].

### **1.3.2.2 Broyage et malaxage**

La phase de broyage des olives revêt une importance capitale dans le processus d'extraction, ayant pour but fondamental de déchirer les cellules de la pulpe en vue de faciliter la libération de l'huile. Diverses alternatives de broyeurs métalliques sont disponibles, exigeant une sélection minutieuse pour atteindre la taille de fragment de noyau souhaitée et préserver les caractéristiques organoleptiques de l'huile produite. De plus, il est impératif de maintenir un contrôle rigoureux sur la durée de broyage et la finesse de la mouture afin de prévenir toute oxydation excessive de la pâte et garantir ainsi l'intégrité gustative de l'huile obtenue. Conformément aux directives édictées par le Conseil Oléicole International, une durée de broyage oscillant entre 20 et 30 minutes est préconisée pour les broyeurs modernes [1, 9, 10].

### **1.3.2.3 Procédé continu à 3 phases**

Après le broyage des olives, la pâte d'olive est acheminée vers un séparateur à trois phases, qui est une centrifugeuse horizontale. Cette opération de séparation nécessite l'ajout d'eau tiède (20 - 25 °C) dans une proportion de 0.6 à 1.3 m<sup>3</sup> par lot d'une tonne d'olive traitée. Cela représente de 1.25 à 1.75 fois la quantité d'eau utilisée dans une extraction traditionnelle. Par conséquent, une grande quantité de margine, variant de 1 à 1.6 m<sup>3</sup> pour la même quantité d'olive traitées, sera produite [10, 11].

La centrifugeuse horizontale à trois phases permet d'obtenir en sortie les grignons d'olive, les premiers rejets des margines, ainsi qu'un mélange d'huile et d'eau végétale restante.

Une deuxième étape de séparation est nécessaire pour éliminer l'eau restante du mélange liquide. Cela est réalisé en utilisant une centrifugeuse verticale avec de l'eau de lavage favorisant ainsi la décantation. À la sortie, on obtient de l'huile d'olive vierge et les derniers rejets de margine.

La méthode d'extraction mentionnée présente plusieurs inconvénients. Elle nécessite une consommation importante d'eau et d'énergie, ainsi que des coûts élevés liés à l'équipement. De plus, l'utilisation de quantités importantes d'eau entraîne la production de volumes considérables d'effluents liquides polluants [1, 9].

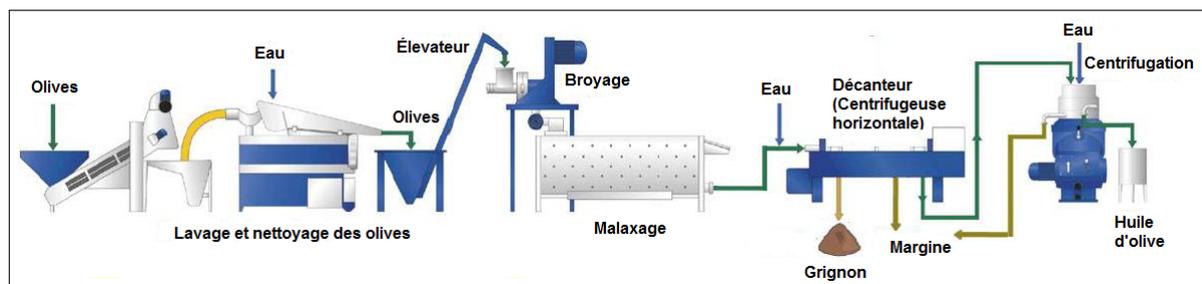


FIGURE 1.3 – Système d'extraction d'huile continu à trois phases [7]

### 1.3.2.4 Procédé continu à 2 phases

Pour réduire la production de margine du procédé à trois phases, une alternative a été développée dans les années 1990 : le procédé à deux phases. Ce dernier repose sur une centrifugation à deux phases qui permet de séparer l'huile d'un mélange pâteux appelé grignon humide, composé de grignons et de margine, avec une teneur en eau d'environ 62 à 75%. Cette technologie présente plusieurs avantages, notamment une importante économie d'eau comparativement au procédé à trois phases, ce qui permet de réduire les coûts et les impacts environnementaux liés à la production d'eaux usées.

Dans ce procédé, un décanteur d'huile à deux phases élimine à la fois l'eau de végétation et le marc, laissant une pulpe humide contenant une plus grande quantité de marc par rapport aux décanteurs à trois phases. Par la suite, la phase huileuse subit un lavage dans une centrifugeuse verticale pour éliminer la fraction restante de margine et les sédiments naturels. Ce processus de décantation permet d'obtenir une petite quantité de margine séparée de l'huile d'olive vierge, soit environ 0.2 mètres cubes par tonne d'olives traitées en moyenne [1, 9, 10, 11].

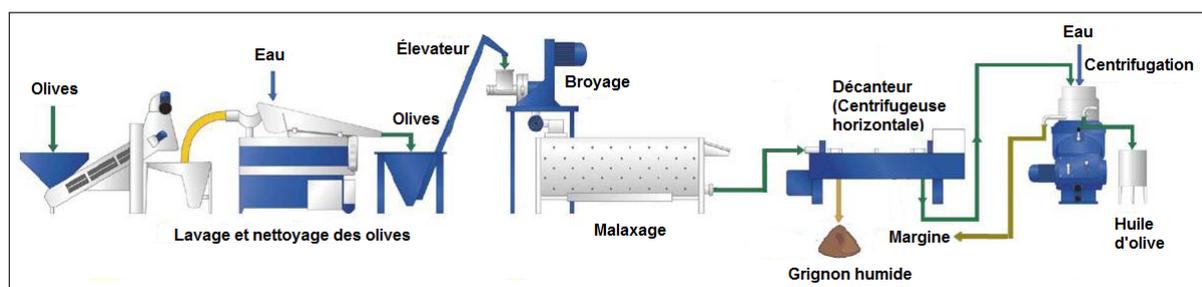


FIGURE 1.4 – Système d'extraction d'huile continu à deux phases [7]

### 1.3.3 Considérations comparatives

- Comparé aux procédés traditionnels, les procédés modernes réduisent considérablement la main-d'œuvre requise.
- Les procédés continus offrent une capacité de production élevée, contrairement aux discontinus qui sont défavorisés en cela par de fréquentes interruptions.

- Dans les systèmes classiques, les opérations de trituration sont effectuées à l'air libre, ce qui altère la qualité des huiles, tandis que dans les systèmes modernes, la transformation se déroule dans un environnement clos.
- Le procédé continu à trois phases consomme une quantité excessive d'eau, suivi par les procédés traditionnels avec une consommation moyenne, et enfin le procédé à deux phases qui utilise une plus petite quantité d'eau et qui impacte donc l'environnement avec la production de margine la moins importante.
- Le procédé continu à deux phases génère une grande quantité de marc d'olive à forte humidité, dans le procédé continu à trois phases le grignon sera moins humide du fait de sa séparation des margines dès la centrifugation horizontale et ce, malgré une utilisation d'eau plus importante par ce procédé. Enfin, le procédé discontinu est celui qui génère le grignon le moins humide [6, 7, 9].

## 1.4 Performances des procédés d'extraction d'huile d'olive

À présent, nous étudions les performances de l'extraction d'huile d'olive, notamment le rendement en huile, les quantités de grignons et de margines générées, et les besoins énergétiques requis pour la réalisation de cette opération.

### 1.4.1 Rendement en huile

Le rendement en huile est la quantité d'huile d'olive obtenue à partir d'un certain lot d'olives traité. Ce rendement dépend notamment de la variété d'olive et de la méthode d'extraction utilisée.

Selon l'encyclopédie mondiale de l'olivier [5], le rendement en huile varie entre 12 et 30%, ce qui signifie que, si l'on dispose d'une tonne d'olive, on peut obtenir entre 120 et 300 kilogrammes d'huile, dépendamment des propriétés intrinsèques de la variété d'olive et du procédé d'extraction.

Dans une recherche réalisée par l'université d'Évora [1], les rendements en huile dans les pays méditerranéens de la rive nord varient de 15 à 21%.

De nombreux auteurs se sont penchés sur l'impact que peut avoir le type de procédé sur le rendement en huile. Selon Vlyssides et al. [12], le procédé continu à trois phases affiche un rendement de 21%, tandis que le procédé discontinu par presse et le procédé continu à deux

phases affichent tous les deux un rendement de 20%. Ce constat est confirmé par Tsagarakis et al. [11] d'une part, et Azbar et al. [13], d'autre part.

Le procédé continu à trois phases est largement utilisé en Algérie et dans d'autres pays méditerranéens. Selon différentes études, le rendement en huile de ce procédé varie entre 17% et 24% en Algérie, avec une moyenne de 21% [9]. En Italie, des études ont rapporté des rendements allant de 14 à 20%, avec une moyenne plutôt proche de 20% [14].

Un récapitulatif des rendements en huile rapportés par la littérature scientifique concernant le procédé d'extraction continu à trois phases est fourni au tableau suivant :

TABLE 1.2 – Rendements en huile pour un procédé continu à trois phases

<b>Référence</b>	<b>Rendement en huile (%)</b>
Nadour [9]	17 - 24
Tsagarakis et al. [11]	21
Vlyssides et al. [12]	21.4
Pantaleo et al. [14]	15 - 18.3
Sebban et al. [15]	17 - 24
Leone et al. [16]	14
Cappalletti et al. [17]	17.2
Borello et al. [18]	20

Les plus basses valeurs du rendement aussi bien que les plus élevées sont marginales et peuvent être imputées à des concours de circonstances exceptionnelles, il est donc raisonnable de tableer sur la valeur moyenne observée sur le tableau ci-dessus et qui est d'environ 17%.

#### **1.4.2 Production de grignon**

Le taux de génération de ces résidus dépend du procédé utilisé. Le procédé discontinu génère de 22 à 35% de grignons avec une humidité de 20 à 25% [7, 12, 19]. Le procédé continu à deux phases génère approximativement de 70 à 95% de grignons avec une humidité comprise entre 57 et 70%.

D'après les résultats portés au tableau 1.3 ci-dessous, on peut noter que la référence [19] sous-estime le taux de production de grignons du procédé continu à deux phases par rapport aux autres références. Le procédé à trois phases donne 40 à 60% de marc d'olives. La tendance ainsi que la moyenne arithmétique de ces données est d'environ 50%. Si l'on exclut la référence [13] qui situe l'humidité des grignons du procédé à trois phases dans une plage trop large qui va de 30 à 50%, et la référence [19] qui tire les taux d'humidité vers le bas pour le procédé à trois phases, on peut aisément situer à une moyenne d'environ 50% le taux d'humidité des grignons générés par le procédé à trois phases.

TABLE 1.3 – Taux de production de grignons associé aux procédés continus et taux d'humidité correspondant selon différentes références

Référence	Procédé à 2 phases		Procédé à 3 phases	
	Taux de production des grignons (%)	Humidité des grignons (%)	Taux de production des grignons (%)	Humidité des grignons (%)
Baptista et al. [1]	72.5	57.5	50.7	52.7
Touati [7]	/	57.8	/	50.23
Vlyssides et al. [12]	80	57	49.6	50.4
Azbar et al. [13]	80 -95	60-70	50 - 60	30 - 50
Pantaleo et al. [14]	/	/	40-50; 44.1 ; 47.3	46-54
Borello et al. [18]	/	/	50	46-54
Niaounakis et al. [19]	56 - 64	55-70	44 - 52	40-45

### 1.4.3 Production de margines

Le procédé à deux phases, considéré comme le plus écologique, produit la quantité de margine la moins importante, cette margine est essentiellement issue de l'eau de végétation initialement contenue dans le fruit, et une bonne partie de cette margine est emportée par le marc d'olive qui sort dans un état très humide (voir tableau 1.4 ci-dessous).

Les données concernant les procédés traditionnels sont peu disponibles, et celles qu'on a pu consulter estiment que ce procédé doit générer entre 60 et 90% de margine concentrée.

Le procédé continu à trois phases, qualifié de très polluant, produit de 100 à 160% de margines, ce taux dépendant exclusivement de la quantité d'eau utilisée pour la trituration.

TABLE 1.4 – Taux de production des margines selon le procédé d'extraction d'après différentes références

Référence	Taux de marge par procédé classique (%)	Taux de marge par procédé à 2 phases (%)	Taux de marge par procédé à 3 phases (%)
Baptista et al. [1]	/	8.3	97.2
Tsagarakis et al. [11]	/	/	100-160
Vlyssides et al. [12]	90.49	0	163
Azbar et al. [13]	60	0	100-120
Pantaleo et al. [14]	/	/	120

#### 1.4.4 Consommation d'eau

Le lavage des olives requiert 10 à 12 litres d'eau par quintal d'olives, indépendamment du procédé utilisé [12, 13]. Cette opération ne nécessite le chauffage de l'eau que si la température de cette dernière est très basse (ce qui peut être le cas lorsqu'il neige).

Comme il a été mentionné précédemment, le procédé discontinu et le procédé continu à deux phases nécessitent une faible quantité d'eau pour leur fonctionnement, cette quantité est estimée dans certaines références à environ 0.2 m<sup>3</sup> par tonne d'olive [11]. En revanche, le procédé continu à trois phases est bien plus exigeant en eau et génère une quantité considérable de polluants liquides, qui sont toutefois dilués dans le processus. Pour son bon fonctionnement, ce procédé nécessite environ 0.89 m<sup>3</sup> d'eau chaude par tonne d'olives, notamment lors des étapes de malaxage et de centrifugation [12]. Tsagarakis et al. [11] proposent une plage plus large, estimant la quantité d'eau requise entre 0.6 et 1.3 m<sup>3</sup> par tonne d'olives. Quant à Azbar et al. [13], ils évaluent la quantité d'eau nécessaire au fonctionnement du procédé entre 0.5 et 1 m<sup>3</sup> par tonne d'olives.

Pour les calculs qui seront effectués dans le cadre de ce projet, la quantité d'eau nécessaire au procédé sera fixée à une valeur de 1 m<sup>3</sup> par tonne d'olive, une valeur qui semble représenter un compromis tout à fait satisfaisant d'après les données ci-dessus. Cette eau sera utilisée pour le malaxage qui doit être effectué à une température comprise entre 25 et 32 °C [1] et pour la centrifugation nécessitant une température comprise entre 20 et 25 °C [10, 11]. On optera donc également pour une température de chauffage de cette eau fixée à 28 °C.

Ainsi, on peut d'ores et déjà estimer la quantité d'énergie thermique requise pour le traitement d'une tonne d'olives sur la base des deux choix qu'on vient d'effectuer. En moyenne, une tonne

d'olives nécessite 1000 kg d'eau à une température de 28 °C. En estimant la température de l'eau brute à 10 °C (température de l'eau courante en hiver), on peut calculer l'énergie thermique  $Q$  correspondante comme suit :

$$Q = m \cdot C \cdot \Delta T \quad (1.1)$$

Où  $m$  est la masse d'eau à chauffer en (kg),  $C$  sa capacité thermique spécifique ( $kJ/(kg \cdot K)$ ) et  $\Delta T$  (K) l'élévation de température que doit subir l'eau.

*Application Numérique :*

$$m = 1000 \text{ kg}$$

$$C = 4.186 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\Delta T = 18 \text{ K}$$

$$Q = 1000 \cdot 4.186 \cdot 18 = 75.34 \text{ MJ/t} = 20.93 \text{ kWh/t}$$

Cette quantité d'énergie représente le seuil minimum d'énergie thermique que le système de chauffage doit produire pour pouvoir effectuer le traitement de la tonne d'olives et extraire l'huile d'olive correspondante.

### 1.4.5 Consommation d'énergie

Dans ce paragraphe, nous allons estimer la consommation d'énergie totale nécessaire pour l'extraction de l'huile d'une tonne d'olives. Nous l'appellerons "Consommation spécifique d'énergie". De toute évidence, cette énergie va dépendre du procédé d'extraction utilisé, du type d'équipements énergétiques installés et de l'efficacité de ces équipements.

Pour ce faire, nous analyserons quelques données de la littérature. Considérons tout d'abord les données rapportées sur deux usines de production d'huile en Espagne. Les deux usines utilisent le procédé d'extraction continu à deux phases. La première (cas-1) a une capacité de production de 300 tonnes d'huile par an, tandis que la seconde (cas-2) a une capacité de 1600 t/an. Les données qui nous intéressent ici sont extraites du rapport et portées au tableau 1.5 suivant.

TABLE 1.5 – Extrait des données sur la consommation d'énergie de deux huileries espagnoles [1]

		Cas-1	Cas-2
Capacité de production annuelle	$t. d'huile/an$	300	1600
Consommation annuelle d'énergie électrique	$(kWh)_e/an$	31160	288000
Consommation annuelle d'énergie thermique	$(kWh)_{th}/an$	60000	336 000
Puissance totale des équipements électriques	$kW$	217	1600
Puissance totale des équipements thermiques	$kW$	175	1330

Rappelons que, plus haut, nous avons adopté pour cette étude la valeur de 17% comme rendement en huile. Divisons par ce rendement la capacité de production annuelle de chaque usine pour remonter à la quantité d'olives traitée par an, puis divisons les consommations d'énergie par cette quantité pour trouver l'énergie spécifique recherchée. Les résultats de ces calculs sont présentés au tableau 1.6 ci-dessous.

TABLE 1.6 – Estimation des consommations spécifiques d'énergie pour les deux huileries espagnoles

		Cas-1	Cas-2
Capacité de traitement annuelle	$t. d'huile/an$	1765	9412
Consommation spécifique d'énergie électrique	$(kWh)_e/t. d'olives$	17.65	30.6
Consommation spécifique d'énergie thermique	$(kWh)_{th}/t. d'olives$	34	35.7
Consommation spécifique totale	$kWh/t. d'olives$	51.65	66.3

Notons d'après les résultats du tableau qu'une augmentation de la capacité de production entraîne une consommation spécifique d'énergie plus importante. La consommation d'énergie n'augmente donc pas de manière proportionnelle à la capacité de production de l'usine, mais c'est surtout la consommation électrique qui augmente de façon spectaculaire. Ceci pourrait être imputé en partie au fait que, plus grande est l'usine, moins flexible sera l'exploitation de ses

équipements qui seront donc amenés à opérer plus souvent à charge partielle et par conséquent avec des rendements plus bas. On pourrait en effet facilement imaginer qu'il serait plus difficile dans le cas d'une usine de grande capacité de garantir un débit d'olives suffisant pour la faire fonctionner à pleine charge tout au long de la saison.

Azbar et al. [13] rapportent que la consommation spécifique totale d'énergie pour un procédé classique (discontinu) est comprise entre 40 et 63 kWh, tandis que pour un procédé continu à trois phases elle s'établirait entre 90 et 117 kWh. Il ne fournit pas de données chiffrées pour le procédé continu à deux phases, mais il dit que sa consommation spécifique est inférieure à celle d'un procédé à trois phases. Ce qui est conforme aux résultats du tableau 1.6 correspondant aux deux usines analysées ci-dessus et est lié au fait que dans le procédé à trois phases, il y a, en plus, la centrifugation verticale qui est très énergivore en électricité et la quantité d'eau tiède bien plus importante à utiliser dans ce procédé.

A présent, considérons le cas d'une petite huilerie que nous avons visité à Tizi-Rached dans la wilaya de Tizi-Ouzou. Elle est équipée avec le procédé continu à trois phases et nous avons pu recueillir sur place les données suivantes :

- On y traite en moyenne sept (7) tonnes d'olives par jour.
- Son alimentation en énergie électrique est assurée par un groupe électrogène d'une puissance nominale de 75 kVA. Le groupe est doté d'un moteur diesel qui consomme en moyenne 2 000 DA de gasoil par jour.
- L'énergie thermique est produite grâce à une chaudière qui marche au gaz naturel et la facture de gaz s'élève à 20 000 DA par saison.

Pour évaluer la consommation spécifique d'électricité de l'huilerie, on va avoir besoin du pouvoir calorifique du gasoil, soit 10 kWh/L, et du prix d'achat du litre de gasoil, soit 29.01 DA entre janvier et mars 2023 [20]. Les moteurs à combustion interne ayant un rendement d'environ 40%, la consommation spécifique d'électricité pour notre huilerie peut être évaluée comme suit :

$$(0.4) \cdot (10) \left( \frac{kWh}{L} \right) \cdot \left( \frac{1}{29.01} \right) \left( \frac{L}{DA} \right) \cdot (2000) \left( \frac{DA}{j} \right) \cdot \left( \frac{1}{7} \right) \left( \frac{j}{t.olive} \right) = 39.4 \text{ (kWh)}_e / t.olive$$

Pour évaluer la consommation spécifique d'énergie thermique, il convient de noter que la saison des olives s'étend de début novembre jusqu'à début mars, soit une durée de 120 j. Par ailleurs, selon les informations obtenues sur la tarification du gaz pour les industriels, le prix du kWh peut être estimé à 0.476 DA [20]. Avec ces données, la consommation spécifique d'énergie

thermique peut être à son tour évaluée comme suit :

$$\left(\frac{1}{0.476}\right)\left(\frac{kWh}{DA}\right) \cdot (20000)\left(\frac{DA}{saison}\right) \cdot \left(\frac{1}{120}\right)\left(\frac{j}{saison}\right) \cdot \left(\frac{1}{7}\right)\left(\frac{j}{t.olive}\right) = 50 \text{ (kWh)}_{th}/t.olive$$

Pour la suite des calculs dans le cadre de la présente étude, ces consommations spécifiques seront majorées à 45  $(kWh)_e/(t.olive)$  et 60  $(kWh)_{th}/(t.olive)$ . Notons cependant que la consommation spécifique d'énergie thermique ne tient compte ici que de l'énergie nécessaire pour le chauffage de l'eau du procédé. La consommation spécifique totale retenue sera donc de 105  $kWh/(t.olive)$ , se situant bien dans la plage mentionnée par Azbar et al. [13].

## 1.5 Valorisation des déchets oléicoles

La problématique de la gestion des résidus de l'industrie oléicole dans les états producteurs d'huile d'olive engendre des défis de taille, du fait de la présence de composés complexes récalcitrants à la dégradation et de leur impact néfaste sur le milieu environnant. L'essor constant de la demande mondiale d'huile d'olive vient aggraver les préoccupations relatives à la pollution dans les contrées méditerranéennes. Aussi, il est impératif de trouver une solution à la fois rentable sur le plan économique et efficiente dans la gestion de ces déchets, tout en préservant l'équilibre économique inhérent à cette activité agro-industrielle [13, 15].

### 1.5.1 Valorisation des margines

Les margines, déchets liquides issus de l'extraction de l'huile d'olive, posent un sérieux problème de pollution des sols. Différentes solutions sont envisagées pour leur gestion. Parmi celles-ci, la plus simple est leur stockage en bassins à l'air libre, mais cette solution ne permet pas d'éviter les risques de pollution. Leur utilisation comme fertilisant est courante dans les régions arides. Le compostage permet de les valoriser en les transformant en substrat fertilisant. Le traitement anaérobie offre des possibilités de production d'eau d'irrigation, de biogaz et de biomasse. Des méthodes physico-chimiques comme l'adsorption et l'échange d'ions peuvent également être envisagées pour les transformer et réduire leur pouvoir contaminant. Enfin, un usage énergétique est également envisageable pour les margines et, des traitements thermiques pourraient permettre de réduire leur teneur en métaux lourds [6].

### 1.5.2 Valorisation des grignons d'olive

Diverses études mettent en évidence différentes options pour valoriser les grignons d'olives. En effet, ces sous-produits pourraient être utilisés comme alimentation pour le bétail, comme

source d'énergie ou encore comme fertilisant [2].

### **1.5.2.1 Huile de grignon d'olive**

L'huile brute de grignons d'olive est obtenue par traitement aux solvants des résidus d'olives et permet de récupérer au moins 6% d'huile résiduelle. Cependant, cette huile présente un indice d'acidité élevé et contient du benzopyrène en quantité dépassant largement les normes internationales pour l'huile de table. Elle ne peut donc pas être utilisée à des fins alimentaires. Néanmoins, elle peut être utilisée dans la fabrication de savon ou de glycérine. Par ailleurs, elle peut être raffinée pour obtenir de l'huile de grignons d'olive raffinée, qui peut être mélangée avec de l'huile d'olive vierge, mais ne peut en aucun cas être étiquetée comme huile d'olive [6, 15].

### **1.5.2.2 Valorisation comme fertilisant**

Dans l'agriculture, les grignons d'olives peuvent être utilisés comme fertilisant après avoir été pré-décomposés ou compostés pour faciliter leur dégradation et éliminer leurs effets phytotoxiques. On peut également utiliser comme fertilisant les cendres de combustion des grignons.

### **1.5.2.3 Valorisation comme aliment de bétail**

Les grignons sont des résidus alimentaires qui ont une valeur nutritionnelle limitée et se décomposent lentement. Cependant, il est possible d'améliorer leur valeur alimentaire en utilisant différentes méthodes [7] :

- Le tamisage : Il permet de séparer la coque, indigeste, de la pulpe, plus facilement digeste.
- L'épuisement : C'est une opération qui consiste à extraire d'autres substances du grignon et qui est susceptible également de le rendre plus digeste.
- Le traitement chimique au moyen d'une substance alcaline.

### **1.5.2.4 Valorisation énergétique**

Le grignon d'olives est une source d'énergie renouvelable qui peut jouer un rôle important dans les politiques de transition énergétique des pays méditerranéens. Il existe plusieurs possibilités pour la valorisation énergétique du grignon, notamment par le biais de procédés thermochimiques tels que la pyrolyse, la gazéification ou la combustion directe. Cette dernière est un processus complexe impliquant dans ces mécanismes aussi bien la pyrolyse, la gazéification et enfin la combustion des gaz issus de celle-ci. La pyrolyse est un processus dans lequel la biomasse se décompose thermiquement en l'absence d'agents oxydants. Cette dégradation

gène trois produits principaux : un solide carboné, une huile et un gaz. La gazéification est un processus thermo-chimique qui permet de convertir un combustible solide en un combustible gazeux en utilisant un gaz réactif tel que l'air, l'oxygène, le dioxyde de carbone ou la vapeur d'eau. Ce gaz peut ensuite être utilisé comme combustible dans un moteur ou être transformé en biocarburant. La combustion de la biomasse correspond à l'oxydation complète de celle-ci en présence d'air. Elle comprend une première étape de séchage, suivie d'une étape de pyrolyse, et enfin l'oxydation complète des gaz et du charbon résultant de la pyrolyse. Dans un premier temps, la biomasse est chauffée pour amorcer le processus de pyrolyse. Ensuite, les gaz issus de la pyrolyse s'enflamment, et le rayonnement de la flamme sur le matériau solide fournit l'énergie nécessaire pour maintenir la pyrolyse. En parallèle, le charbon résultant de la pyrolyse est progressivement oxydé par l'apport d'oxygène provenant de l'air, ce qui correspond à la phase de combustion lente ou hétérogène. Lors de la combustion de la biomasse dans une chaudière, ces différentes étapes se déroulent simultanément et dans la même zone [6, 21, 22].

Une fois débarrassé de l'humidité excessive qui le caractérise à sa sortie de l'huilerie, Le grignon devient un biocombustible à pouvoir calorifique très intéressant [13]. Touati [7] propose de sécher le grignon jusqu'à un taux d'humidité de 8 à 12% avant son utilisation comme combustible. En Tunisie, deux savonneries l'utilisent déjà pour répondre à leurs besoins en chaleur [10]. Dans certaines usines d'extraction d'huile, le grignon d'olives est valorisé comme combustible dans des chaudières à biomasse pour chauffer l'eau utilisée dans le processus d'extraction, contribuant ainsi à une amélioration de l'efficacité énergétique de ces usines [1]. Plus récemment, Vera et al. [23], ont présenté une étude sur la possibilité d'utilisation du grignon pour cogénérer l'électricité et la chaleur d'une usine d'extraction d'huile d'olive. Ils ont envisagé puis comparé deux voies d'utilisation différentes : une installation de turbine à gaz à combustion intégrant une unité de gazéification du grignon ou bien une installation de turbine à combustion externe où le grignon est brûlé dans une chaudière à biomasse à la pression atmosphérique. Cette dernière option s'est révélée plus efficace que l'utilisation du seul gaz produit par la gazéification des grignons. La combustion du grignon d'olive a été assez largement étudiée, que ce soit en lit fluidisé, par Abu-Qudais[24] par exemple, ou en lit fixe, Al-Widyan [25], Bennini et al. [26]. Ces études ont toutes conclu que le processus de combustion du grignon dans une chaudière à biomasse offre des performances comparables à celles d'autres types de combustibles, comme les granulés de bois et même le charbon, et constitue une voie de valorisation très prometteuse sur le double plan économique et environnemental.

## 1.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les caractéristiques fondamentales du secteur de la production de l'huile d'olive. Dans cette étude, nous sommes concernés par la valorisation du grignon par la voie énergétique. Il a été relevé que la quantité de grignon qui résulte du traitement des olives est très importante. Nous allons à présent évaluer le potentiel de ce sous-produit de l'industrie oléicole, en vue de prouver qu'il peut assurer l'autosuffisance énergétique de l'usine de production.

## **Chapitre 2**

### **Étude de faisabilité**

## 2.1 Introduction

Ce chapitre se veut comme une étude de faisabilité visant à démontrer que le grignon issu du processus de trituration des olives dans une huilerie donnée sera suffisant pour satisfaire tous les besoins de cette dernière en énergie de façon à assurer son autonomie sur ce plan. Les besoins en question sont électriques et thermiques, comme nous avons pu le noter lors de la description des procédés d'extraction au chapitre 1. Dans notre cas, les besoins thermiques englobent à la fois ceux nécessaires pour le chauffage de l'eau du procédé et ceux qui serviront pour le séchage du grignon lui-même, séchage indispensable pour une meilleure conduite du processus de combustion, comme nous l'avons mentionné plus haut. Nous allons commencer par la caractérisation énergétique des grignons, ensuite nous évaluerons tous les besoins nécessaires pour le traitement d'une tonne d'olives et finalement nous calculerons les rendements de conversion du potentiel énergétique d'une tonne d'olives en ces besoins et nous verrons s'il existe un cogénérateur en mesure de réaliser une telle conversion.

## 2.2 Caractérisation des grignons d'olives

### 2.2.1 Composition

Les grignons, résidus solides de la première centrifugation des procédés continus, sont formés des pulpes et noyaux d'olives. Voici un tableau (tableau 2.1) présentant les résultats de l'analyse ultime d'un grignon d'olive sec provenant d'un procédé à trois phases selon différentes sources.

TABLE 2.1 – Composition élémentaire d'un grignon sec d'après diverses sources

Référence	Carbone (%)	Oxygène (%)	Hydrogène (%)	Azote (%)	Cendres (%)	Total (%)
Chouchene [6]	51.38	36.9	5.85	1.27	4.514	100
Ducom et al. [21]	55.1	33.9	7	1.3	2.7	100
Ducom et al. [21]	53.1	35.2	7.2	1	3.5	100
Rababah et al. [27]	52.02	37.74	6.5	1.23	2.51	100
Rababah et al. [27]	53.1	37.18	5.93	1.38	2.41	100
Rababah et al. [27]	52.44	37.24	6.74	1.01	2.57	100
Rababah et al. [27]	53.55	35.32	7.11	1.13	2.89	100
<b>Moyenne</b>	52.96	36.21	6.62	1.19	3.02	100

La teneur en soufre du grignon d'olive est négligeable (<0,1% [27]). Cette hypothèse a été formulée entre autres par Durante et al. [28]. Le pourcentage d'oxygène a toujours été déterminé par différence. Les cendres correspondent aux résidus minéraux et matières non combustibles initialement présents dans la substance.

### 2.2.2 Pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) représente la quantité totale de chaleur produite lorsqu'une unité de combustible est entièrement brûlée, en supposant que la vapeur d'eau résultante ne se condense pas. Le pouvoir calorifique supérieur (PCS) est la quantité totale de chaleur produite lorsqu'une unité de combustible est complètement brûlée, en supposant que la vapeur d'eau résultante se condense. Cela signifie que le PCS inclut la chaleur latente de condensation de la vapeur d'eau, ce qui augmente la valeur calorifique totale du combustible. La mesure du PCI nécessite le passage par le PCS qui est déterminée expérimentalement à l'aide d'un calorimètre, ou empiriquement à l'aide de certaines corrélations. Chouchene [6] utilise une corrélation de Friedl. et al (2005) pour évaluer le pouvoir calorifique d'un grignon à partir de sa composition élémentaire. Il calcule d'abord le pouvoir calorifique supérieur :

$$PCS\left(\frac{MJ}{kg}\right) = -1.3675 + 0.3137 \cdot \%C + 0.7009 \cdot \%H + 0.0318 \cdot \%O \quad (2.1)$$

Ensuite, il en déduit la valeur du pouvoir calorifique inférieur en retranchant la chaleur due à la condensation supposée de la vapeur :

$$PCI\left(\frac{MJ}{kg}\right) = PCS - m_{H_2O} \cdot h_{fg}(H_2O) \left(\frac{MJ}{kg}\right) \quad (2.2)$$

où :

$h_{fg}(H_2O)$  représente la valeur absolue de la chaleur latente de condensation de la vapeur d'eau qui vaut  $h_{fg}(H_2O) = 2.486$  MJ/kg aux conditions normales de pression et de température.

$m_{H_2O}$  représente la masse d'eau produite par la combustion de 1kg de combustible :

$$m_{H_2O} = \frac{TH}{100} + \frac{9 \cdot \%H}{100} \quad (2.3)$$

TH est l'humidité relative du combustible.

Appliquons cette procédure de calcul au grignon représenté par la composition élémentaire moyenne figurant à la dernière ligne du tableau ci-dessus. Comme notre grignon est considéré à l'état sec, son humidité relative sera nulle et son pouvoir calorifique se calculera comme suit :

$$\begin{aligned} PCI &= -1.3675 + 0.3137 \cdot (52.96) + 0.7009 \cdot (6.62) + 0.0318 \cdot (36.21) - \frac{9 \cdot 6.62}{100} \cdot (2.486) \\ &= 19.56 \text{ (MJ/kg)} \end{aligned}$$

Les valeurs du PCI fournies par différentes sources sont portées au tableau suivant (tab 2.2). Nous y avons ajouté la valeur que nous venons d'évaluer pour une composition moyenne et nous avons calculé la moyenne de toutes les valeurs dont nous disposons.

Dans la suite de cette étude, la valeur de 18.42 MJ/kg sera donc utilisée pour le PCI de notre grignon à l'état sec, même si nous conservons la composition qui a conduit à la valeur empirique de 19.56 MJ/kg. Ce choix est dicté par le fait que nous ne voulons pas nous appuyer exclusivement sur la corrélation de Friedl et pensons qu'un choix fondé sur une moyenne statistique de valeurs rapportées par plusieurs sources différentes est plus rationnel.

TABLE 2.2 – Pouvoir calorifique inférieur du grignon d’olive à l’état sec selon diverses sources

Référence	PCI (MJ/kg)
Baptista et al. [1]	17.15
Vera et al. [23]	16.3
Chouchene [6]	17.8
Azbar et al. [13]	16.41
Azbar et al. [13]	18.59
Cappalletti et al. [17]	20.3
Borello et al. [18]	16.7
Ducom et al. [21]	18.3
Ducom et al. [21]	20.4
Ducom et al. [21]	21.1
Notre Application	19.56
Moyenne	18.42

### 2.2.3 Effet de l’humidité sur le pouvoir calorifique

Un taux d’humidité non nul entraîne une utilisation d’une partie de l’énergie thermique produite lors de la combustion pour vaporiser l’eau présente, ce qui réduit la quantité de chaleur nette disponible et donc le pouvoir calorifique du combustible. Lorsque le taux d’humidité du combustible diminue, son pouvoir calorifique augmente donc en conséquence et, des observations permettent de noter que cette corrélation entre la réduction du taux d’humidité et l’accroissement du pouvoir calorifique est quasiment linéaire [6].

Revenons à notre application ci-dessus où nous avons calculé le PCI d’un grignon à taux d’humidité nul, à l’aide de la corrélation de Friedl, et corrigeons la valeur trouvée en considérant cette fois-ci un taux d’humidité de 50% :

$$PCI = 19.56 - 2.486 \cdot \frac{TH}{100} = 19.56 - 2.486 \cdot 50/100 = 18.32 \left( \frac{MJ}{kg} \right)$$

Ainsi donc, la valeur du PCI de notre grignon passe de 19.56 MJ/kg pour un taux d’humidité nul à une valeur de 18.32 MJ/kg lorsque son taux d’humidité passe à 50%, la différence, soit 1.24 MJ ayant servi dans ce cas à évaporer l’eau du grignon qui représente la moitié de sa masse.

Le rendement de l’équipement assurant la combustion peut être amélioré de 8 à 14% grâce au processus de séchage [28]. C’est pourquoi, il est fortement recommandé d’installer un dispositif de séchage avant toute utilisation de la biomasse comme combustible [29].

## 2.3 Évaluation du potentiel

Au premier chapitre, il a été établi qu'environ la moitié de la masse d'olives traitée forme le grignon généré par le procédé d'extraction et que ce grignon est constitué d'eau également pour environ la moitié de son poids. Rappelons que nous avons aussi retenu la valeur de  $45 \text{ (kWh)}_e / (\text{t.olive})$  pour la consommation spécifique d'électricité et la valeur de  $60 \text{ (kWh)}_{th} / (\text{t.olive})$  pour la consommation spécifique de chaleur.

Pour une tonne d'olives traitées donc, nous obtenons 500 kg de grignon brut, dont 250 kg de grignon sec. Pour déterminer la quantité d'énergie minimale disponible (basée sur le PCI), nous devons prendre en compte l'énergie produite par la combustion de la masse sèche présente dans le grignon, soit :

$$E_{min} = \text{masse sèche présente dans le grignon} \cdot \text{PCI} \quad (2.4)$$

C'est-à-dire :

$$E_{min} = 250 \left( \frac{\text{kg}}{\text{t.olive}} \right) \cdot 18.42 \left( \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right) = 4605 \left( \frac{\text{MJ}}{\text{t.olive}} \right)$$

## 2.4 Évaluation des besoins

### 2.4.1 Besoin en énergie électrique et rendement électrique minimal du cogénérateur

Le besoin en énergie électrique qu'il nous faut ici correspond exactement à la consommation spécifique d'énergie électrique évaluée au chapitre 1 et dont la valeur a été rappelée ci-dessus. Pour évaluer le rendement électrique minimal que doit avoir le cogénérateur, on doit d'abord convertir la valeur de la consommation spécifique d'énergie électrique en MJ avant de la diviser par l'énergie minimale disponible calculée ci-dessus. On aura donc :

— Pour le besoin en énergie électrique :

$$(45) \left( \frac{\text{kWh}}{\text{t.olive}} \right) \cdot (3.6) \left( \frac{\text{MJ}}{\text{kWh}} \right) = 162 \left( \frac{\text{MJ}}{\text{t.olive}} \right)$$

— et pour la valeur minimale du rendement électrique du cogénérateur :

$$\eta_{e \text{ min}} = \frac{\text{Énergie électrique requise}}{\text{Énergie minimale disponible}} \cdot 100 = \frac{162}{4605} \cdot 100 = 3.52\%$$

Ce qui signifie qu'il suffit de trouver un cogénérateur capable de convertir l'énergie du grignon en électricité avec un rendement d'à peine 4 % pour satisfaire les besoins de l'huilerie en énergie électrique, et il se trouve que cette condition peut être satisfaite par la quasi-totalité des systèmes qui convertissent l'énergie de la biomasse en électricité.

## 2.4.2 Besoin en énergie thermique et rendement thermique minimal du cogénérateur

Les besoins en énergie thermique comprennent les besoins du chauffage, nécessaires pour produire l'eau chaude du procédé, et les besoins du séchage, nécessaires pour la réduction du taux d'humidité du grignon avant sa combustion. Les premiers correspondent à la consommation spécifique d'énergie thermique évaluée au chapitre 1 en l'absence du séchage, soit 60  $(kWh)_{th}/(t.olive)$  ou encore 216 MJ/(t.olive).

### 2.4.2.1 Rendement thermique minimal du cogénérateur en l'absence du séchage

Nous pouvons calculer un rendement minimal de chauffage pour évaluer la capacité du cogénérateur à satisfaire ce seul besoin thermique sans tenir compte du séchage, soit :

$$\eta_{ch} = \frac{\text{Énergie thermique requise pour le chauffage}}{\text{Énergie minimale disponible}} \cdot 100 = \frac{216}{4605} \cdot 100 = 4.69\%$$

Une telle valeur du rendement thermique est de loin inférieure à celle du rendement thermique de la quasi-totalité des cogénérateurs connus fonctionnant à la biomasse.

### 2.4.2.2 Rendement thermique minimal du cogénérateur en présence du séchage

Avant son introduction dans la chaudière, il est recommandé de ramener le taux d'humidité du grignon à 10%. Pour passer d'un taux d'humidité initial de 50% à un taux final de 10%, il est nécessaire d'utiliser un sécheur adapté. Le séchage peut être réalisé de manière naturelle, en prenant simplement le temps d'exposer le grignon à l'air et au soleil, ou de manière artificielle, à l'aide d'équipements tels que des séchoirs à air chaud. Le produit fini est considéré comme étant sec, même s'il peut contenir encore une quantité résiduelle d'humidité [30].

Deux procédés distincts peuvent être employés pour extraire l'eau d'un produit : l'ébullition et l'entraînement.

L'ébullition implique l'application d'un flux thermique à travers une surface d'échange pour

amener le produit à la température d'ébullition de l'eau. Cette étape est suivie par l'apport d'énergie nécessaire pour vaporiser l'humidité à éliminer, sans qu'il y ait besoin d'un mouvement d'air.

À la différence de l'ébullition, l'entraînement désigne une méthode de séchage qui utilise un flux d'air chaud pour extraire l'humidité du produit à sécher. Cette technique consiste à insuffler de l'air chaud sur la surface humide pour augmenter sa température, et permettre ainsi à l'humidité de se volatiliser ou même de se vaporiser selon les conditions. L'air chaud chargé d'humidité est ensuite évacué du produit, entraînant avec lui l'eau extraite du produit. L'entraînement est une technique couramment utilisée pour le séchage de produits sensibles qui nécessitent une température modérée pour éviter d'altérer leur structure, tels que les produits alimentaires.

Une étude sur le séchage de la biomasse au moyen des gaz d'échappement a été présentée par Cocco et al. [29]. Un sécheur à tambour rotatif a été utilisé à cet effet, recevant les gaz à une température de 318°C et les évacuant à 284°C, les pertes thermiques à la cheminée ont été ainsi réduites de 34°C, tandis que l'humidité de la biomasse est passée de 60 à 20%. Dans la présente étude, nous envisageons de procéder au séchage d'une quantité de grignon correspondant au moins à la quantité qui sera brûlée dans la chaudière, pour baisser son taux d'humidité de 50 à 10%. Dans ce qui suit, nous allons effectuer les bilans nécessaires à l'évaluation des besoins du séchage.

— **Bilan de masse :**

Le taux d'humidité TH est défini comme le rapport de la masse d'eau contenue dans le grignon sur la masse totale de ce dernier :

$$TH = \frac{m_h}{m_t} = \frac{m_h}{m_s + m_h} \quad (2.5)$$

où :

$m_h$  est la masse d'eau contenue dans le grignon brut (masse humide) et  $m_s$  la masse du grignon débarrassé de son eau (masse sèche). Il est commode d'exprimer la masse humide en fonction de la masse sèche et du taux d'humidité :

$$m_h = m_s \cdot \frac{TH}{1 - TH} \quad (2.6)$$

Pour effectuer le bilan massique du produit à travers le sécheur, considérons le volume de contrôle ci-dessous admettant la quantité de grignon brut produite par le traitement d'une tonne d'olive, soit  $m_{t1} = 500 \text{ kg}/(\text{t.olive})$  avec un taux d'humidité  $TH_1 = 50 \%$  qui

donne une masse humide à l'entrée  $m_{h1} = 250$  (kg d'eau)/(t.olive) et une masse sèche  $m_s = 250$  kg/(t.olive) qui reste constante au cours de l'opération de séchage.

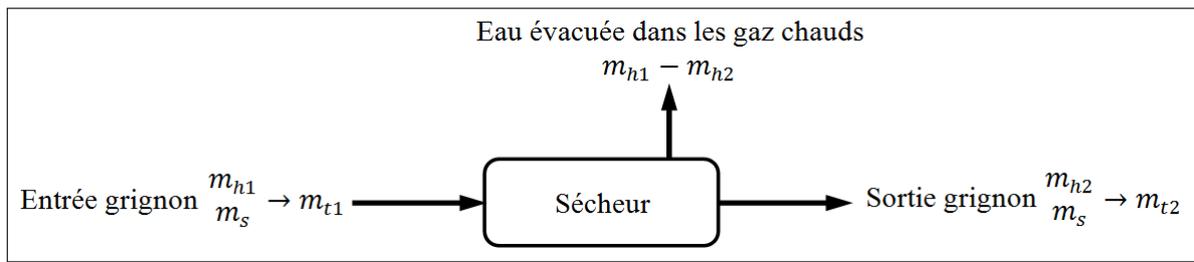


FIGURE 2.1 – Bilan de masse au niveau du sécheur

A la sortie du sécheur, le taux d'humidité recherché étant de 10%, on aura donc une masse humide :

$$m_{h2} = m_s \cdot \frac{TH_2}{1 - TH_2} = 250 \cdot \frac{0.1}{1 - 0.1} = \frac{250}{9} \text{ (kg d'eau/t. olive)} \approx 27.78 \text{ (kg d'eau/t. olive)}$$

et la quantité d'eau qui doit être évacuée dans les gaz chaud sera :

$$m_h = m_{h1} - m_{h2} = 250 \cdot \left(1 - \frac{1}{9}\right) = \frac{8 \cdot 250}{9} \text{ (kg d'eau/t. olive)} \approx 222.22 \text{ (kg d'eau/t. olive)}$$

Quant à la masse de grignon brut à la sortie du sécheur, elle aura pour valeur :

$$m_{t2} = m_s + m_{h2} = 250 \cdot \left(1 + \frac{1}{9}\right) \approx 277.78 \text{ (kg/t. olive)}$$

#### — Bilan d'énergie :

On admet que le grignon qui doit subir le séchage se trouve en équilibre thermodynamique avec le milieu ambiant à la température de 15°C et à la pression atmosphérique. Les gaz chauds doivent tout d'abord fournir l'énergie requise pour porter le produit jusqu'à une température supérieure à la température de vaporisation de l'eau correspondant à la pression partielle de la vapeur dans les gaz. Comme les gaz traversent le sécheur à une pression très légèrement supérieure à la pression atmosphérique et que leur teneur en eau est plus importante que celle de l'air ambiant (à cause de la vapeur provenant de la combustion du grignon), on estimera la valeur de la température à laquelle il faudra porter le grignon au sein du sécheur à 60°C [30]. A cette température, la pression de vapeur saturante est de 20 kPa, ce qui signifie que la vaporisation de l'eau se poursuivra tant que la teneur en eau des gaz sera inférieure à 20%. Ensuite, les gaz doivent également fournir l'énergie nécessaire pour vaporiser la quantité d'eau dont on veut se débarrasser.

Finalement, la vapeur ainsi formée va rejoindre le gaz et se mettra en équilibre avec lui. Le modèle du sécheur pour le bilan d'énergie est représenté à la figure ci-dessous. Nous allons évaluer séparément la quantité d'énergie que les gaz doivent apporter au grignon destiné à la combustion et celle qu'ils doivent fournir à l'eau pour l'extraire sous forme de vapeur du grignon brut.

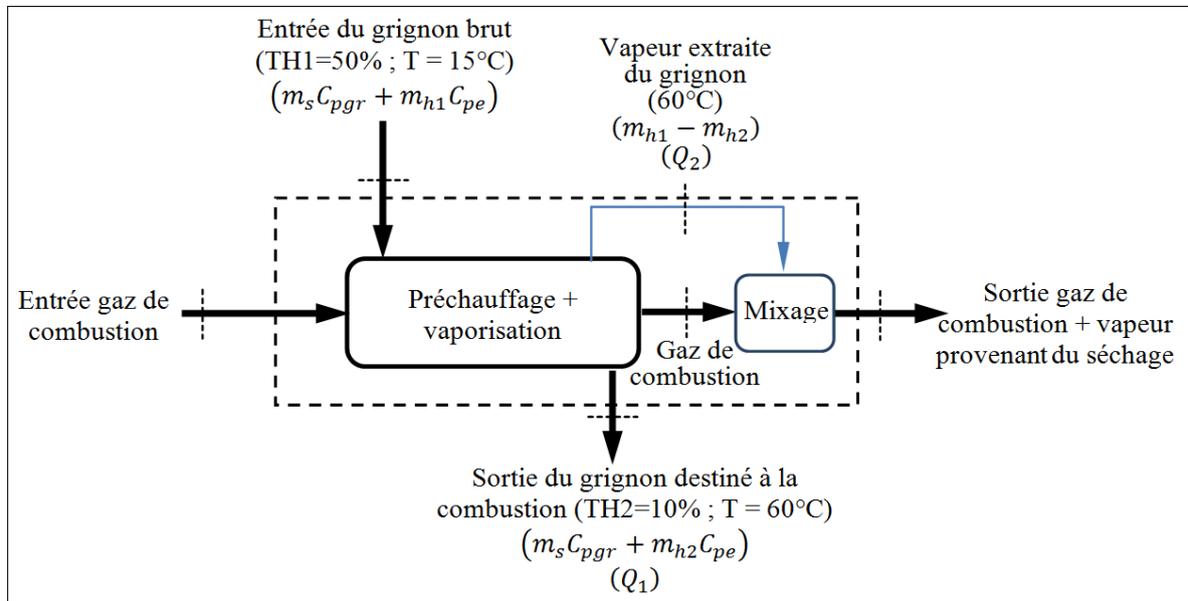


FIGURE 2.2 – Bilan d'énergie au niveau du sécheur

### Energie apportée au grignon destiné à la combustion

$$Q_1 = (m_s \cdot C_{pgr} + m_{h2} \cdot C_{pe}) \cdot (T_v - T_{amb}) \quad (2.7)$$

Les chaleurs spécifiques de différents types de biomasse sont fournies par Dupont et al. [31] en fonction de la température dans l'intervalle de 40 à 80°C. D'une manière générale, l'étude conclut que la chaleur spécifique de la biomasse varie linéairement avec la température. Dans notre cas, le grignon sera préchauffé de  $T_{amb} = 15^\circ\text{C}$  à  $T_v = 60^\circ\text{C}$ , nous allons donc utiliser une chaleur spécifique évaluée à la température moyenne de  $37.5^\circ\text{C}$  qu'on obtient par extrapolation des résultats fournis par Dupont et al. pour le grignon d'olive, soit :

$$C_{pgr}(37.5^\circ\text{C}) = 1.334 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

A la même température moyenne, on prendra pour la chaleur spécifique de l'eau, la valeur :

$$C_{pe} = 4.186 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

A présent, on peut évaluer  $Q_1$  :

$$Q_1 = (250 \cdot 1.334 + 27.78 \cdot 4.186)(60 - 15) = 20240.4 \text{ kJ}/(t.olive)$$

### Energie fournie à l'eau pour l'extraire sous forme de vapeur

$$Q_2 = (m_{h1} - m_{h2}) \cdot [C_{pe} \cdot (T_v - T_{amb}) + h_{fg}(60^\circ C)] \quad (2.8)$$

Avec  $h_{fg}(60^\circ C) = 2358.5 \text{ kJ/kg}$ , enthalpie de vaporisation de l'eau à  $60^\circ C$  d'après les tables fournissant les propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau, on aura :

$$Q_2 = (222.22) \cdot [4.186 \cdot (60 - 15) + 2358.5] = 565965.5 \text{ kJ}/(t.olive)$$

Cette énergie sera récupérée dans les gaz en même temps que la vapeur extraite du grignon, mais il n'en demeure pas moins qu'elle doit être disponible dans les gaz en amont du sécheur et fournie au grignon dans des conditions qui permettent l'extraction de l'eau de ce dernier.

### — Rendement du séchage

L'énergie thermique requise pour le séchage correspond donc à la somme des deux énergies calculées ci-avant, soit :

$$Q_{séch} = Q_1 + Q_2 = 20240.4 + 565965.5 = 586205.9 \text{ kJ}/(t.olive) \approx 586.2 \text{ MJ}/(t.olive)$$

Et le rendement de l'opération de séchage se calculera comme suit :

$$\eta_{séch} = \frac{Q_{séch}}{E_{min}} \cdot 100 = \frac{586.2}{4605} \cdot 100 = 12.73\%$$

Finalement, le rendement thermique minimal du cogénérateur en présence du séchage sera :

$$\eta_{th} = \eta_{ch} + \eta_{séch} = 4.69 + 12.73 = 17.42\%$$

### 2.4.2.3 Rendement minimal de cogénération en présence du séchage

Pour avoir ce rendement, il faut ajouter au rendement précédent le rendement électrique évalué plus haut dans ce chapitre. On aura ainsi :

$$\eta_{cog} = \eta_{th} + \eta_{e\ min} = 17.42 + 3.52 = 20.94\%$$

TABLE 2.3 – Récapitulatif des données nécessaires pour le calcul ultérieur

Consommation spécifique d'électricité	45 (kWh) <sub>e</sub> /t.olive
Consommation spécifique d'énergie thermique	60 (kWh) <sub>th</sub> /t.olive
Cadence de travail de l'huilerie	10 h/j
Durée de la saison	120 j
Rendement en huile	17%
Taux d'humidité du grignon brut	50%
Taux d'humidité du grignon combustible	10%
Quantité de grignon brut par tonne d'olive	50%
Quantité de grignon combustible par tonne d'olive	27.78%

## 2.5 Conclusion

Les évaluations effectuées sur la capacité du grignon à satisfaire les besoins spécifiques nécessaires au traitement de la quantité d'olive à partir de laquelle il est généré, ont abouti à la conclusion que le potentiel en énergie du grignon est très largement suffisant pour permettre à l'usine d'extraction de faire face à ses besoins. En effet, nous avons établi qu'il suffit de trouver un cogénérateur avec un rendement d'à peine 21 % pour que l'énergie du grignon soit suffisante. Or, on sait que les rendements des systèmes de cogénération dépassent les 50 %.

Au chapitre suivant, nous allons passer en revue les différents types de moteurs utilisés dans la cogénération avant de présenter une synthèse des travaux qui ont étudié les systèmes de micro-cogénération alimentés à la biomasse, et tout particulièrement la turbine à air chaud.

## **Chapitre 3**

### **Les turbines à gaz et la cogénération**

## 3.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous exposons les technologies de cogénération, puis nous nous concentrons sur la turbine à gaz et la micro-turbine à gaz, qui revêtent une importance considérable dans notre étude. Nous abordons également la turbine à combustion externe, qui constitue l'objet central de ce mémoire. L'objectif principal de ce chapitre est de présenter un état de l'art exhaustif de ce domaine. Nous analysons en détail l'évolution de ce type de turbine, ainsi que l'utilisation de la biomasse en tant que combustible dans ces installations, notamment par le biais des chaudières à biomasse. Enfin, nous présentons les performances de ces systèmes qui ont déjà fait l'objet d'études approfondies dans la littérature scientifique.

## 3.2 La cogénération

La cogénération consiste à produire simultanément de l'électricité et de l'énergie thermique utilisable à partir d'une seule source d'énergie primaire. Généralement, l'énergie thermique ainsi produite doit correspondre aux besoins de l'établissement du cogénérateur et sera totalement consommée sur place. Quant à l'électricité, elle pourra n'être que partiellement consommée par l'établissement pour répondre à ses propres besoins, l'excédent pouvant être revendu sur le réseau à une entreprise de distribution, lorsqu'il existe un cadre réglementaire qui le permet, ce qui n'est malheureusement pas encore le cas dans notre pays.

La cogénération présente plusieurs avantages par rapport à la production séparée d'électricité et de chaleur. Les rendements énergétiques des unités de cogénération sont largement plus grands que ceux des opérations de production séparée (voir figure 3.1), il s'ensuit également que les quantités de  $CO_2$  émises dans l'atmosphère sont réduites. Elles peuvent aussi valoriser différents types de combustibles et de sources d'énergie non conventionnelles, ce qui les rend moins dépendantes des fluctuations des prix de l'énergie. L'inconvénient majeur de ces unités réside dans la condition que les besoins et la production de chaleur doivent s'accorder.

## 3.3 Les technologies de la cogénération

De nos jours, plusieurs technologies sont disponibles pour la mise en œuvre de la cogénération, telles que les turbines à vapeur, les moteurs à combustion interne, les turbines à gaz, le moteur Stirling et les piles à combustible.

Mis à part les piles à combustible qui fonctionnent à l'hydrogène et qui convertissent son

énergie directement en électricité sans passer par le chaînon thermique, tous les autres systèmes impliquent une combustion classique. Pour certains, comme les moteurs à combustion interne et la turbine à gaz traditionnelle, les gaz produits par la combustion entrent en contact direct avec l'organe moteur et imposent certaines restrictions quant au type de combustible pouvant être utilisé. Pour les autres, comme la turbine à vapeur, la turbine à air chaud et le moteur Stirling, la combustion a lieu à l'extérieur et ses produits n'entrent jamais en contact direct avec les parties du système qu'ils sont susceptibles de dégrader, de sorte que n'importe quel type de combustible est accepté. Et c'est justement par ce type de cogénérateurs que nous sommes concernés lorsqu'on s'intéresse à la valorisation énergétique de la biomasse.

À l'échelle industrielle, la turbine à vapeur est adaptée pour des puissances allant de 500 à 4 000  $kW_e$  couvrant la moyenne et la grosse cogénération. Sur le terrain de la micro-cogénération (jusqu'à environ 50  $kW_e$ ), le moteur Stirling entre en compétition avec la micro-turbine à gaz, tandis que dans le domaine de la mini-cogénération (50 à 250  $kW_e$ ) et de la petite cogénération (250 à 500  $kW_e$ ), la turbine à gaz avec ses variantes diverses ne semble pas avoir de concurrent, si l'on excepte la turbine à vapeur intégrée dans un cycle de Rankine à fluide organique (ORC). Mais ce dernier est un cycle fermé avec un fluide organique qui nécessite des précautions d'utilisation assez délicates et est plutôt adapté à la récupération d'énergie à partir de sources de températures modérées. Dans le cas où la source d'énergie est une combustion, le fluide organique ne doit pas échanger directement avec les gaz, mais avec une huile thermique qui jouera le rôle de caloporteur dans une boucle thermique intermédiaire, où la température de l'huile ne doit pas dépasser une valeur de l'ordre de 450 à 500 °C, ce qui milite en faveur de la turbine à gaz qui ne connaît pas ce genre de limitation et peut donc réaliser de meilleures performances.

Les huileries modernes, qui sont d'excellentes candidates pour la cogénération, étant donné qu'elles consomment beaucoup de chaleur, sont caractérisées par des consommations d'énergie électrique qui les situent dans un éventail qui commence par la micro-cogénération et se termine par la petite cogénération en passant par la mini-cogénération. A la lumière des quelques considérations développées ci-dessus, la turbine à air chaud (ou turbine à gaz à combustion externe) apparaît comme la solution la plus adaptée à ce type d'application. Nous allons donc présenter brièvement les principales caractéristiques de ce type de technologie avant de proposer le schéma du système énergétique que nous envisageons d'étudier dans le cadre de ce projet.

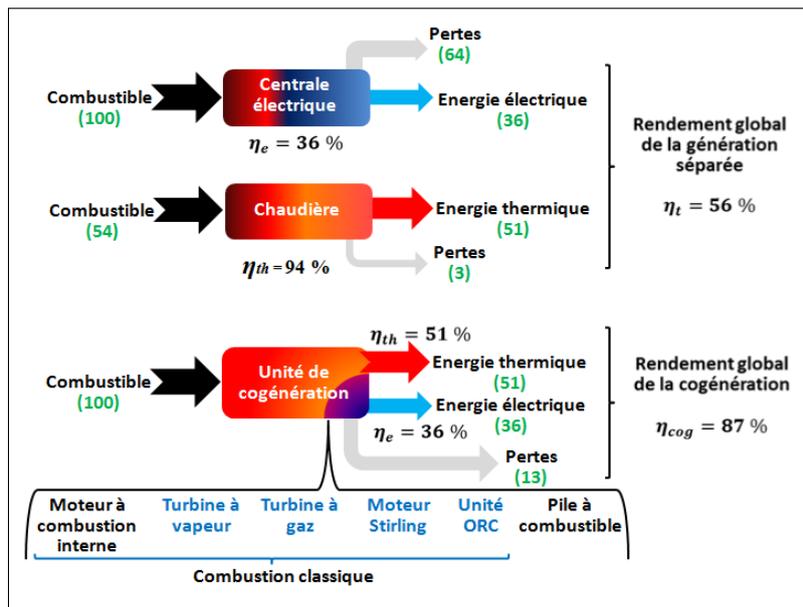


FIGURE 3.1 – Comparaison des performances de la génération séparée avec celles de la cogénération

### 3.4 La turbine à gaz

Les turbines ont été conceptualisées par Héron d’Alexandrie en l’an 120 av. J.-C., mais elles étaient alors considérées comme une simple curiosité scientifique. Ce n’est qu’au XVIIe siècle que les premières turbines utilisables ont été développées, avec des améliorations continues jusqu’à l’invention de la turbine à gaz par Auguste Rateau en 1916. Depuis lors, les progrès métallurgiques et l’utilisation de la technologie informatique ont permis d’améliorer considérablement la conception et les performances des turbines à gaz. De nos jours, elles sont utilisées dans diverses applications, de la génération d’électricité à la propulsion aéronautique, grâce à leur efficacité et à la possibilité de les mettre en œuvre selon divers schémas de fonctionnement pour les adapter à des conditions particulières, comme lorsqu’on les place en amont d’une chaudière afin de ne pas les mettre en contact avec les gaz produits par la combustion d’un solide [32].

Les turbines à gaz, avec toutes leurs variétés, fonctionnent selon les mêmes principes de base traduits sur le cycle de Brayton. Pour maximiser leur puissance, il est nécessaire que les extrémités des aubes des rotors se déplacent à une vitesse proche de la vitesse du son. Par conséquent, plus réduit sera le diamètre de la turbine, plus grande sera sa vitesse de rotation. Les micro-turbines sont ainsi caractérisées par des vitesses de rotation très élevées.

### 3.5 La micro-turbine

Aujourd'hui, dans les applications de production d'énergie électrique de petite puissance, on utilise des micro-turbines à gaz radiales, mais dès que la puissance devient supérieure à 500 kW, les turbines à gaz axiales sont privilégiées. Les micro-turbines se distinguent par leur compacité, leur puissance spécifique élevée, leur faible niveau d'émission sonore et de polluants dans les gaz, la température élevée de ces gaz à leur échappement de la turbine, sans oublier qu'elles s'accommodent de divers types de combustibles. Ces avantages leur confèrent de meilleures performances que les autres systèmes de cogénération qui sont susceptibles de les concurrencer dans un domaine d'application donné. Les micro-turbines modernes fonctionnent selon le cycle de Brayton régénératif qui permet un meilleur usage de l'énergie des gaz d'échappement et améliore substantiellement le rendement électrique du système (voir figure 3.2 ci-dessous)[33].

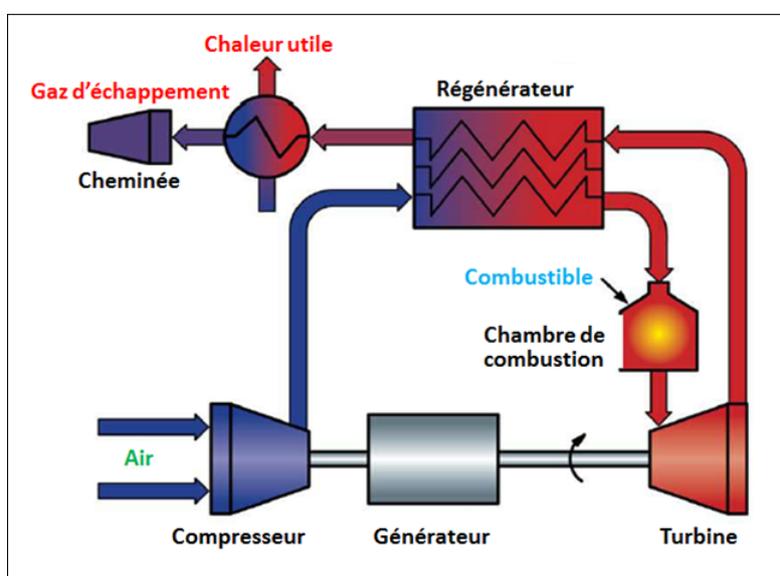


FIGURE 3.2 – Cycle de Brayton régénératif-cogénératif

#### 3.5.1 Performances

Le rendement d'une micro-turbine à gaz est inférieur à celui d'une turbine de grande taille, essentiellement en raison des pertes de profil et des fuites à travers les jeux aux extrémités qui sont plus importantes (effets d'échelle). D'après diverses études, les micro-turbines affichent un rendement électrique oscillant entre 25% et 30% dans la plage de puissance de 30 kW à 100 kW. Une performance électrique de l'ordre de 20% est considérée comme remarquable pour une micro-turbine d'une puissance comprise entre 8.5 kW et 9 kW [33].

La puissance spécifique (puissance/poids) très élevée des micro-turbines à gaz a été un facteur déterminant dans le développement d'unités de puissance portables et leur utilisation pour

la propulsion de petits avions. De plus, elles présentent un intérêt notable pour la génération d'énergie décentralisée dans un contexte où la cogénération est souhaitée [34].

La mise à l'échelle est une technique couramment utilisée pour créer des géométries plus grandes ou plus petites présentant des caractéristiques similaires. Cependant, il est important de noter qu'une simple mise à l'échelle d'une grande turbine à gaz performante ne permettra pas d'obtenir une micro-turbine à gaz de qualité. Cette mise à l'échelle est perturbée par plusieurs facteurs tels que :

- Le changement considérable du nombre de Reynolds.
- Le transfert de chaleur massif entre les composants chauds et froids (qui est négligeable dans les grandes machines).
- Les restrictions géométriques liées aux matériaux et à la difficulté de fabrication des composants miniaturisés.

Les limitations mentionnées précédemment expliquent la raison pour laquelle les micro-turbines à gaz présentent des performances moins bonnes que celles des turbines à gaz industrielles.

### **3.5.2 Développement des micro-turbines**

Les micro-turbines ont émergé dans les années 1940 et étaient principalement utilisées dans l'industrie aéronautique en raison de leur rapport puissance-poids élevé, de leur fiabilité et de leur maintenance réduite. Bien que leurs émissions soient faibles, leur rendement relativement faible (environ 14%) ne les a pas aidées à progresser dans la production d'électricité par rapport aux moteurs à piston, plus efficaces. Cependant, à la fin des années 1980, les micro-turbines ont attiré l'attention de l'industrie automobile en tant qu'alternative aux moteurs à combustion interne, offrant des avantages en termes d'émissions et de flexibilité des carburants. Grâce aux avancées accomplies dans la technologie des régénérateurs, des paliers pneumatiques, des générateurs haute-vitesse et dans les technologies de conversion de puissance, les micro-turbines avancées ont connu une croissance rapide dans les années 1990 et ont vite conquis le domaine de la production décentralisée d'énergie et du développement de micro-réseaux [35].

### **3.5.3 Technologies actuelles**

Le tableau 3.1 ci-dessous présente quelques-uns des principaux acteurs du marché des micro-turbines à gaz et fournit des informations de base sur leurs produits. Il est intéressant de noter que la grande majorité des micro-turbines présentées au tableau fonctionnent en mode cogénération.

Plus précisément, la micro-turbine T100, développée à l'origine par Turbec SPA et désormais

fabriquée par Ansaldo Energia, présente des performances exceptionnelles. Elle est capable de produire 100 kW d'électricité et est disponible en deux configurations : cogénération et génération d'électricité seulement. Elle est équipée d'un compresseur centrifuge à un étage et d'une turbine radiale. Elle est alimentée au méthane. Son rendement électrique atteint environ 30% grâce au récupérateur de chaleur dont elle est dotée. En mode cogénération, la T100 peut fournir jusqu'à 165 kW de puissance thermique. Avec une consommation de carburant d'environ 333 kW, la cogénération permet d'atteindre un rendement global de 80% [35].

TABLE 3.1 – Modèles de micro-turbines

Référence	Fabricant	Modèle	Puissance électrique (kW)	Rendement électrique (%)
[22]	MTT	EnerTwin	3.2	16
[35]	Bowman Power Systems	TG-45	45	22.2
[35]	Bowman Power Systems	TG-80RC	80	27-28
[22, 35]	Capstone Turbine Corporation	C30	30	26
[35]	Capstone Turbine Corporation	C60	60	28
[35]	Elliott Energy Systems	TA-80R	80	28
[35]	Elliott Energy Systems	TA-100	105	29
[35]	Ingersoll-Rand Power Works	IR-70SM	70	28
[35]	Ingersoll-Rand Power Works	IR-250SM	250	31
[35]	Ansaldo Energia	T100	100	30

### 3.6 La turbine à combustion externe : Revue bibliographique

Les turbines à gaz à combustion externe, également appelées turbines à air chaud, suscitent un vif intérêt en tant que technologie prometteuse pour la production d'électricité à partir de combustibles non conventionnels. Leur principe de fonctionnement repose sur l'utilisation d'un échangeur de chaleur haute température (EHT), permettant de transférer la puissance thermique de la combustion au fluide de travail, tout en garantissant une isolation rigoureuse entre les deux. Malgré des contraintes matérielles réduisant leur température de fonctionnement, ces turbines présentent une grande polyvalence dans le choix des sources de chaleur, les rendant ainsi attractives pour l'utilisation d'énergies renouvelables et la production d'électricité respectueuse de l'environnement. Les turbines à air chaud peuvent fonctionner avec différents types de combustibles, y compris des combustibles solides tels que la biomasse, le charbon et les déchets ménagers, sans qu'il soit nécessaire d'utiliser des systèmes de nettoyage complexes. De plus, elles ont la particularité d'être efficaces pour prévenir la détérioration des aubes de la turbine due à l'érosion, aux dépôts et à la corrosion. Cependant, leur rendement est limité pour les biomasses

ayant une forte teneur en humidité. Heureusement, l'intégration d'un séchoir en amont de la chambre de combustion permet d'améliorer leurs performances [4, 33, 36, 37].

### **3.6.1 Développement des turbines à gaz à combustion externe**

Au fil de l'évolution des turbines à gaz, diverses approches ont été explorées en vue d'utiliser du charbon pulvérisé comme combustible. Parmi celles-ci, les centrales à combustion externe se sont révélées être une solution prometteuse, avec des installations opérationnelles depuis le XXe siècle en Europe et aux États-Unis. Au cours des années 1930, la première centrale de ce type fut mise en service à Zurich, procurant de l'électricité et de la chaleur sur une longue durée. Par la suite, dans les années 1960, d'autres centrales furent développées, privilégiant l'utilisation de charbon pulvérisé. Les années 1970 furent marquées par des études portant sur la dynamique et l'efficacité des turbines à gaz à cycle fermé, tandis que des recherches étaient également menées sur les chaudières à lit fluidisé à charbon, dotées d'échangeurs de chaleur haute température. En 1995, au Royaume-Uni, un prototype de turbine à gaz à cycle fermé fut mis au point, fonctionnant au gaz naturel et doté d'un échangeur de chaleur capable d'atteindre des températures élevées allant jusqu'à 1000°C. L'ensemble de ces avancées témoigne des efforts continus consentis en vue du développement de systèmes de production d'électricité plus écologiques et performants [36].

Malgré sa compétitivité moindre par rapport aux turbines à gaz à cycle ouvert qui utilisent des combustibles fossiles propres, liquides et gazeux, la technologie des turbines à gaz à cycle fermé connaît un regain d'intérêt dans le contexte des énergies renouvelables. Elle présente des opportunités sur le marché de la production d'électricité à échelle réduite et intermédiaire. De plus, en raison de leur capacité à utiliser à la fois des combustibles fossiles et des sources d'énergie renouvelables, les turbines à gaz à cycle fermé pourraient jouer un rôle de premier plan dans le paysage futur de la génération d'électricité.

### **3.6.2 Utilisation de la biomasse comme combustible**

La biomasse représente une source d'énergie renouvelable avantageuse, du fait de son abondance dans diverses industries et de l'absence d'effet nuisible sur l'environnement lié à ses émissions de dioxyde de carbone lorsqu'elle est utilisée comme combustible dans les turbines à gaz à combustion externe. Le pré-séchage de la biomasse avec la chaleur résiduelle de la turbine à gaz ou l'ajout d'un cycle à vapeur supplémentaire ou d'un brûleur auxiliaire peuvent améliorer le

rendement global du système. Bien que les systèmes basés sur les moteurs à combustion interne avec gazéification de la biomasse soient actuellement plus économiquement viables, l'intérêt grandissant pour la turbine à air chaud est de nature à encourager leur commercialisation future et on assistera à une hausse des unités de cogénération avec turbine à air chaud sur le marché de la production décentralisée d'électricité.

### **3.6.3 Les chaudières à biomasse**

Quelle que soit l'utilisation finale de la chaleur produite, les chaudières à biomasse 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 chaleur.
- Un système d'évacuation des fumées.
- Un système d'évacuation des cendres.

#### **3.6.3.1 Le silo**

Le silo d'alimentation revêt une importance primordiale dans le contexte de la chaudière, se tenant en étroite proximité de celle-ci.

Diverses techniques sont utilisées pour acheminer le combustible du silo jusqu'au foyer de la chaudière. Initialement, des dispositifs tels que des racloirs hydrauliques ou des pales agitent le combustible dans le fond du silo afin de le diriger vers le système d'alimentation. Par la suite, le combustible est transféré vers la chaudière à l'aide d'une vis sans fin, d'un convoyeur à bande ou d'un système d'aspiration.

Dans le cas d'une alimentation continue de la chaudière, seul un silo d'alimentation est requis. Ce dernier est approvisionné au fur et à mesure des besoins de la chaudière, soit par des livraisons de camions, soit en utilisant du combustible produit sur place, comme c'est le cas dans les huileries où l'on peut utiliser les grignons issus de la trituration des olives. Ce mode d'approvisionnement en flux tendu présente des avantages économiques, car il n'implique pas de besoin supplémentaire en termes d'espace de stockage. Toutefois, il soulève des préoccupations en matière de sécurité d'approvisionnement.

Dans notre étude, on suppose que les huileries sont dotées de deux silos : le premier, est

destiné à alimenter la chaudière en grignons séchés, tandis que le second se charge d'accueillir et de conserver les grignons humides résultant de la trituration des olives.

### 3.6.3.2 Le foyer

Le foyer de la chaudière se présente comme l'endroit où prend place la première phase de la combustion. Cet espace est pourvu en combustible et en air primaire. Différentes configurations de foyer sont envisageables et employées, en prenant en considération, entre autres, l'humidité et la granulométrie du combustible, ainsi que la puissance de l'installation. La conception et le mode de fonctionnement du foyer jouent un rôle capital dans l'établissement des performances de l'équipement de combustion. Parmi les principaux types de foyers, on distingue les foyers à grille fixe, à configuration volcanique, à grilles mobiles et à lit fluidisé.

Trois configurations sont possibles pour la zone de combustion primaire, selon la direction du flux des gaz qui brûlent par rapport au flux de la biomasse : Co-courant ; contre-courant et courant mixte (figure 3.3). Dans une disposition de flux à co-courant, 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 la biomasse sur la grille. Dans la configuration de flux à contre-courant, la production de gaz brûlés est située au départ de la grille. Dans ce cas, les gaz chauds facilitent le séchage et l'allumage de la biomasse, le concept à contre-courant exige un apport d'air secondaire plus important. Dans le cas d'un flux mixte, 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.

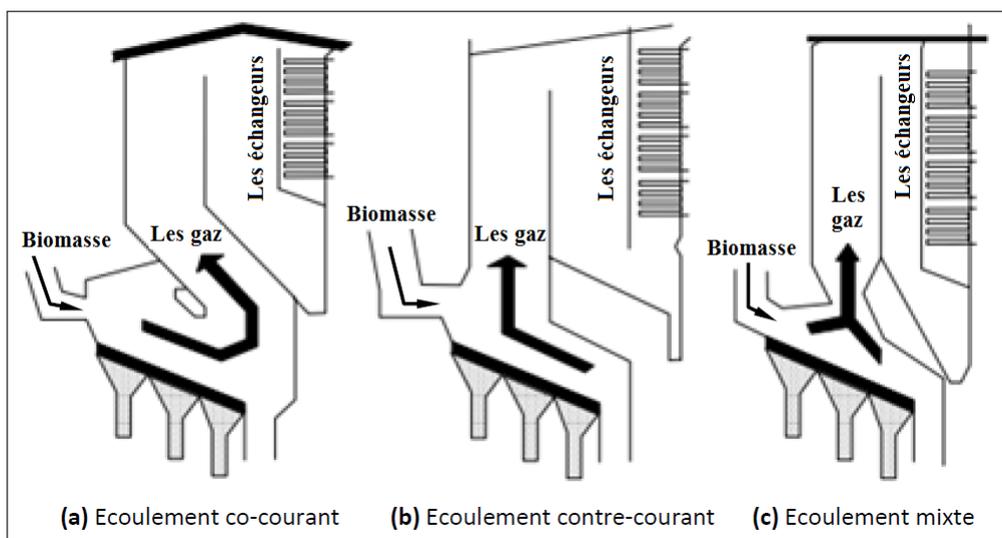


FIGURE 3.3 – Différentes directions des flux gaz brûlés/biomasse dans la zone de combustion primaire d'une chaudière

### **3.6.3.3 Le système d'évacuation des fumées**

Avant d'être rejetés dans l'atmosphère, les gaz de combustion, qui ont été préalablement refroidis par les échangeurs de chaleur, doivent se soumettre à un processus de purification. Ce processus est pris en charge par le système d'épuration et d'évacuation des fumées, dont l'objectif est d'éliminer la majorité des particules en suspension. Selon le type de combustible utilisé et la puissance de la centrale thermique, divers équipements peuvent être employés, soit individuellement, soit en combinaison. Parmi ces équipements figurent le dépoussiéreur multi-cyclone, le laveur de gaz et la précipitation électrostatique. Le choix de ces équipements doit être minutieusement effectué afin que l'exploitant puisse se conformer aux normes d'émission établies par les réglementations en matière de qualité de l'atmosphère.

### **3.6.3.4 Le système d'évacuation des cendres**

Les cendres, résidus de la combustion, se composent principalement des minéraux naturellement présents dans les grignons d'olives. Ces cendres sont récupérées à deux endroits spécifiques : au niveau du foyer et du système de filtration des particules. Par la suite, les cendres sont dirigées vers un conteneur qui nécessite une vidange régulière, dont la fréquence dépend de la capacité du collecteur, de l'utilisation de la chaudière et du taux de cendres du combustible. Elles peuvent être transportées telles quelles ou transformées en une pâte en y ajoutant de l'eau, afin d'éviter leur dispersion dans l'atmosphère.

## **3.6.4 Étude des performances des turbines à air chaud**

### **3.6.4.1 Une micro-turbine à air chaud pour une cogénération à partir de la biomasse**

Amirante et al. [38], ont publié les résultats d'une étude sur une petite centrale électrique de 100 kW pouvant être alimentée par des combustibles non conventionnels, dont la biomasse. La centrale opère en cycle combiné avec une turbine à air chaud comprenant un compresseur centrifuge, une turbine centripète et un échangeur de chaleur haute température. Le pouvoir calorifique de la biomasse utilisée s'élève à 19 MJ/kg, le rendement de la combustion est de 90%. Le cycle de la turbine à air chaud génère une puissance de 74.65 kW, avec un rendement électrique de 20.82%. La température des gaz dans l'échangeur de chaleur dont l'efficacité est de 80%, atteint 1047.3 °C.

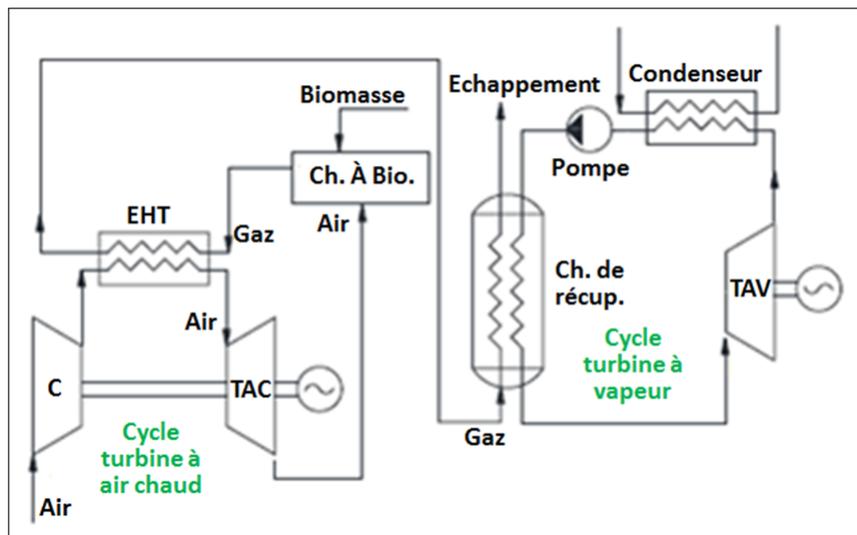


FIGURE 3.4 – Installation de turbine à air chaud à cycle combiné [38]

### 3.6.4.2 Fonctionnement d'une turbine à air chaud alimentée par la biomasse

Durante et al. [28] ont analysé différentes configurations de turbines à air chaud alimentées à la biomasse. Ils ont notamment étudié l'effet du refroidissement de la compression et du réchauffage de la détente sur les performances de leur installation. Le modèle présenté prend en compte les pertes thermiques et la chimie détaillée de la combustion. L'étude conclut que le refroidissement améliore bien les performances du système, tandis que le réchauffage de la détente ne présente un intérêt que si un récupérateur est intégré à l'installation. L'humidité de la biomasse a également un impact significatif sur le rendement, la consommation de combustible et la température des gaz d'échappement. Ainsi par exemple, l'étude montre que si le taux d'humidité de la biomasse utilisée passe de 50% à 0%, le rendement de l'installation sera amélioré de 8 à 14%, selon la configuration considérée.

### 3.6.4.3 Performance d'une micro-turbine à air chaud par la modélisation et l'expérimentation

Traverso et al. [4] ont récupéré une micro-turbine Elliott TA-80R pour réaliser des tests sur une installation de démonstration conçue pour analyser aussi bien les régimes permanents que les régimes transitoires. La température d'admission à la turbine pouvant être poussée jusqu'à 950°C selon son fabricant, les auteurs se sont intéressés à l'échangeur de chaleur haute température (EHT). Leurs tests ont montré qu'avec un échangeur en superalliages métalliques, la température des gaz de combustion devait être maintenue en dessous de 800 °C, limitant la température d'admission à la turbine à moins de 750 °C, ce qui entraîne une forte dégradation des performances de l'installation. Les auteurs ont projeté de poursuivre leurs tests après avoir

remplacé l'EHT par un modèle en céramique, plus réfractaire, afin de pouvoir augmenter la température d'admission à la turbine et pousser l'installation au maximum de ses performances.

#### 3.6.4.4 EHT Pebble-Heater

Stevanović [39] a testé sur une installation pilote, une conception d'EHT, le "Pebble-Heater", littéralement le "réchauffeur à galets", qui peut supporter des températures dépassant 1500 °C. Un tel échangeur est représenté schématiquement à la figure 3.5 ci-dessous. Il est constitué, dans sa partie active, d'une structure en forme de cylindre creux muni sur ses faces latérales de deux grilles perméables renfermant un lit de galets entre elles. La grille intérieure, dite "grille chaude", est formée de briques en céramique de haute qualité, intégrant des segments métalliques en nid d'abeille pour empêcher tout mouvement des galets.

La grille extérieure, dite grille froide, est une tôle d'acier perforée pour laisser passer le gaz. Le lit de galets est fixé entre ces deux grilles, de sorte qu'il n'ait aucune possibilité de se fluidifier ou d'être entraîné dans les courants gazeux qui le traversent. Le lit de galets présente aux écoulements un rapport surface de contact/volume très élevé, ce qui donne des coefficients d'échange de chaleur très importants et réduit considérablement les pertes d'exergie à travers l'échangeur. Ce qui signifie que l'air peut être chauffé jusqu'à une température de 20 K seulement inférieure à celle des gaz chauds, laquelle comme il a été mentionné ci-dessus peut dépasser 1500°C. Il n'y a pas besoin d'une isolation extérieure. Les éléments en argile réfractaire ne sont nécessaires qu'en haut de la grille chaude (appelée dôme) et en bas, autour de l'entrée/sortie des gaz chauds.

Le "Pebble-Heater" est un échangeur régénératif, ce qui signifie qu'au moins deux unités sont nécessaires pour un fonctionnement continu. Pendant que l'un est en phase de chauffage de l'air, l'autre produit du gaz chaud. Au bout d'un certain temps, ils basculeront et échangeront leurs phases de fonctionnement. La chambre de combustion est placée à l'intérieur de la grille chaude. Le brûleur à pré-mélange utilise un gaz de combustion.

Pendant la phase de chauffage, le mélange d'air de combustion et de combustible pénètre dans le pot du brûleur et s'enflamme. Grâce à un bon pré-mélange, la flamme est très courte et sans pics de température. Les produits de combustion entrent dans le lit de galets par la grille chaude. Lors du réchauffage du lit, les gaz d'échappement sont refroidis et le quittent à basse température. Ils passent vers le haut à travers l'espace de distribution entre la grille froide et l'enveloppe extérieure et sortent du réchauffeur vers une cheminée.

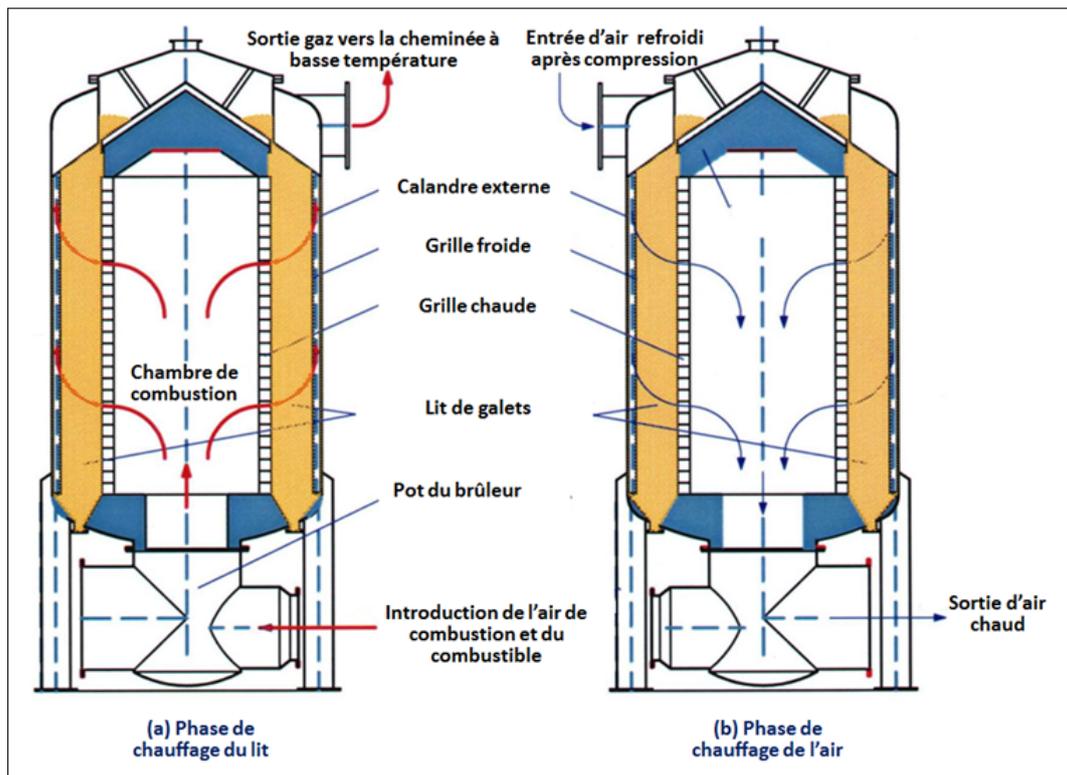


FIGURE 3.5 – L'échangeur haute température Pebble-Heater [39]

Lorsque le "Pebble-Heater" est réchauffé, le brûleur s'arrête et après mise sous pression l'écoulement d'air comprimé et refroidi entre en sens inverse. Il se répartit autour du lit de galets et le traverse. Durant cette "phase de soufflage", la chaleur est transférée en sens inverse, des galets vers l'air. Ensuite, ce dernier est collecté à haute température dans la chambre de combustion et quitte le "Pebble-Heater" par le conduit principal d'air chaud.

Lors de la phase de chauffage, du gaz chaud peut être utilisé au lieu de produits de combustion, la combustion doit avoir lieu dans ce cas dans un autre équipement à l'extérieur de l'EHT. C'est ce mode de fonctionnement qui peut être adapté au cas d'une utilisation d'une biomasse comme combustible.

Cette technologie a été appliquée par Stevanović [39] dans un cycle de turbine à air chaud avec un taux de compression de 4.5. A la sortie du compresseur, l'air est refroidi à une basse température avant d'être introduit dans l'EHT de type "Pebble-Heater". Ce pré-refroidissement est essentiel pour que les gaz d'échappement puissent être à leur tour suffisamment refroidis avant d'être évacués par la cheminée. La chaleur issue du refroidissement de l'air en amont du "Pebble Heater" constitue une partie du produit thermique de la cogénération et est donc exploitée utilement.

L'air est ensuite chauffé dans le "Pebble-Heater" jusqu'à 830°C, puis il subit une détente dans

le corps de la turbine jusqu'à 542°C. Il sera alors utilisé en grande partie pour la combustion, le reste servira au séchage de la biomasse-combustible pour améliorer le rendement thermique de l'installation. La combustion est accomplie dans un excès d'air et produit un gaz dont la température n'est que d'environ 870°C. Ces conditions conduisent à un rendement électrique de 32.3% et un rendement de cogénération d'environ 71%.

#### **3.6.4.5 Micro-turbine à air chaud intégrant une unité de gazéification de biomasse**

Datta et al. [40] ont présenté une analyse énergétique et exergetique d'une turbine à gaz à combustion externe avec gazéification de biomasse intégrée. Il a été établi dans cette analyse qu'il existe un taux de compression maximisant le rendement thermique pour des valeurs fixées de la température d'admission à la turbine et de la différence de température à l'extrémité froide de l'EHT. Cette valeur optimale du taux de compression, ainsi que la valeur maximale correspondante du rendement, augmentent toutes les deux si l'on fait croître la température d'admission à la turbine et/ou si l'on réduit la différence de température à l'extrémité froide de l'EHT.

#### **3.6.4.6 Comparaison d'une turbine à air chaud avec une turbine traditionnel muni d'un gazéificateur**

Vera et al. [23] ont présenté une étude comparative sur deux configurations de micro-turbines visant à établir quelle est la façon la plus rentable d'utiliser la biomasse comme combustible :

- Dans la configuration 1, la micro-turbine utilisée est une turbine à combustion classique. Il faut donc d'abord gazéifier la biomasse, puis comprimer et utiliser le biogaz ainsi obtenu dans une chambre de combustion classique pour alimenter le système en énergie.
- Dans la configuration 2, la biomasse est brûlée dans un équipement de combustion à la pression atmosphérique sans aucune transformation préalable. Les gaz produits sont ensuite utilisés pour chauffer l'air comprimé dans un échangeur haute température. La turbine employée dans ce cas est une turbine à air chaud.

La comparaison menée sur la base des résultats obtenus avec les deux configurations montre que les performances de la configuration 2, soit celle de la turbine à combustion externe, sont nettement supérieures à celles de la configuration 1. Dans la configuration la plus performante de la turbine à combustion externe, les gaz sont produits à une température de 925 °C, l'EHT utilisé est en superalliage à base de Nickel et permet à l'air chaud d'atteindre une température de 810 °C à l'admission de la turbine. Dans ces conditions, le rendement électrique obtenu est de 18.5 % et le rendement de cogénération est de 60 % contre 16.5 % et 49.7 % respectivement pour la configuration avec turbine à combustion interne intégrant une unité de gazéification de la biomasse.

### 3.6.4.7 Performances d'une micro-turbine à air chaud munie de séchoirs de biomasse

L'étude présentée par Cocco et al. [29] examine les performances d'une micro-turbine à gaz à combustion externe, alimentée par la biomasse résiduelle de l'industrie oléicole. L'installation comprend un séchoir utilisant une partie de la chaleur des gaz afin de réduire le taux d'humidité de la biomasse destinée à la combustion. L'étude consiste en une analyse paramétrique menée dans le but d'évaluer l'impact des principaux paramètres régulateurs du fonctionnement de l'installation sur ses performances. Les résultats montrent que l'utilisation d'une biomasse sèche permet d'obtenir des rendements allant de 22% à 33%, selon la valeur de la température d'admission à la turbine. De plus, l'intégration du séchoir à biomasse offre une grande flexibilité d'exploitation, permettant de répondre à une demande saisonnière de chaleur et à d'autres utilisations externes de la biomasse.

La micro-turbine a été conçue spécialement pour la production d'énergie décentralisée dans la gamme de puissance de 30 à 100 kW. Le rendement de production électrique de la turbine varie de 25 à 30% selon la puissance développée. Dans cette étude, on a également considéré l'impact de la valeur donnée à la fraction d'air qui contourne l'équipement de combustion. L'analyse a révélé à cet égard qu'une fraction de 6.3% à 8.7% doit effectuer ce contournement afin de satisfaire les contraintes opératoires du problème avec une consommation minimale de combustible. Ce débit d'air sera ensuite combiné avec les gaz brûlés pour la production de chaleur. L'analyse a été réalisée pour trois valeurs de la température d'admission à la turbine et les principaux résultats correspondants sont consignés dans le tableau 3.2 suivant.

TABLE 3.2 – Performances des turbines à air chaud en fonction de la température d'entrée à la turbine [29]

Température d'entrée à la turbine (°C)	800	1000	1200
Débit d'air (kg/s)	0.75	0.75	0.75
Taux de compression	3.25	3.75	4.50
Débit de biomasse (kg/s)	0.021	0.027	0.034
Apport thermique du combustible (kW)	321.5	404.8	508.2
Taux de dérivation de l'air (%)	6.3	7.3	8.7
Puissance électrique (kW)	72.4	116.0	169.1
Rendement électrique (%)	22.5	28.7	33.3
Puissance thermique produite (kW)	126.4	153.8	188.2
Rendement de cogénération (%)	61.8	66.7	70.3

### 3.6.4.8 Micro-turbines à air chaud alimentées à la biomasse disponibles sur le marché

Des unités de micro-cogénération basées sur une micro-turbine à air chaud sont standardisées et commercialisées de nos jours. C'est par exemple le cas du modèle HLT-100 [41], conçu par

Schmid Energy Solutions (voir figure 3.6 ci-dessous). Elle produit une puissance électrique pouvant atteindre 95 kW, elle peut fournir jusqu'à 350 kW d'énergie thermique. Son rendement électrique est de 15%, son rendement thermique est de l'ordre de 62%, ceci conduit à un rendement de cogénération de 77%. Elle utilise les pellets de bois comme combustible dans une chaudière à grille fixe. Les gaz atteignent une température de 850°C, tandis que la température d'admission à la turbine est de 750°C.

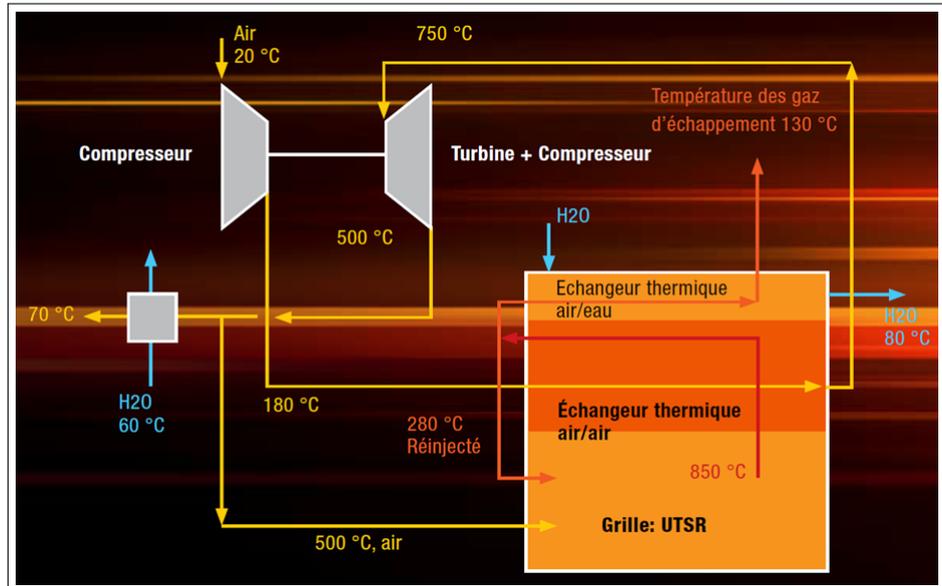


FIGURE 3.6 – Système Schmid HLT-100 Compact [41]

## 3.7 Conclusion

Les turbines à air chaud, également connues sous le nom de turbines à gaz à combustion externe, présentent un fort potentiel pour la production simultanée d'électricité et de chaleur à partir de combustibles polluants. Elles sont capables de fonctionner avec divers types de combustibles sans nécessiter de systèmes de nettoyage complexes et sont efficaces pour prévenir l'usure des aubes de la turbine. Parmi ces combustibles, la biomasse se distingue par son caractère renouvelable et son impact environnemental réduit. Toutefois, il est essentiel de pré-sécher la biomasse avant de l'utiliser afin d'améliorer le rendement électrique du système, qui peut ainsi augmenter de 8 à 14%.

Les études antérieures ont permis de conclure que les turbines à air chaud présentent un rendement électrique variant de 12% à 32%, tandis que leur rendement cogénérateur s'échelonne de 59% à 77%. Pour atteindre ces performances, il est recommandé d'adopter des taux de compression optimaux se situant entre 3 et 4.5.

Le développement des échangeurs de chaleur à haute température constitue un défi en raison de la nécessité de trouver des matériaux adaptés aux températures élevées, d'assurer la fiabilité à long terme des dispositifs de soudage et d'étanchéité, ainsi que de réduire les coûts de construction. À court terme, les échangeurs de chaleur métalliques dotés d'alliages et de superalliages semblent constituer l'option la plus adéquate, surtout pour les petites unités de turbine. Divers matériaux, tels que les superalliages à base de Nickel, sont capables de supporter des températures des gaz atteignant 950°C et autorisent une température d'entrée dans la turbine pouvant atteindre 830°C. Les échangeurs de chaleur actuellement commercialisés permettent une température maximale de 850°C, soit une température d'entrée de 750°C dans la turbine. Cependant, à plus long terme, l'utilisation d'échangeurs de chaleur en céramique pourrait offrir de meilleures performances. En effet, ces échangeurs permettent des températures maximales allant de 1100°C à 1300°C.

## **Chapitre 4**

# **Modélisation thermodynamique de l'installation de cogénération utilisant la turbine à air chaud**

## 4.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord présenter le schéma détaillé de l'installation de cogénération de la turbine à air chaud puis nous procéderons à une analyse thermodynamique du système composant par composant. Cette analyse va nous permettre de construire un modèle de calcul qui sera exécuté sur MATLAB pour mettre en évidence l'impact que les paramètres pertinents du problème auront sur les performances de l'installation.

## 4.2 Présentation et description de l'installation

L'installation comprend essentiellement les éléments représentés sur le schéma de la figure 4.1 ci-après.

La turbine à air chaud fonctionne selon un cycle de Brayton ouvert modifié, dans lequel on retrouve :

- Un compresseur à travers lequel l'air subit une compression adiabatique.
- Un échangeur de chaleur haute température (EHT), où les gaz de combustion provenant de la chaudière cèdent une grande partie de leur énergie à l'air comprimé. L'air et le gaz subissent des processus quasiment isobares en traversant cet échangeur.
- Une turbine à travers laquelle l'air subit une détente adiabatique jusqu'à une pression légèrement supérieure à la pression ambiante, afin de permettre au fluide moteur de surmonter la résistante que lui opposent les différents composants situés en aval de la turbine.
- À la sortie de la turbine, l'air est subdivisé en deux fractions. Une partie de cet air est dirigée vers la chaudière pour prendre part au processus de combustion, tandis que l'autre fraction va contourner la chaudière et l'EHT avant de rejoindre le courant principal au niveau du mixeur.
- La combustion des grignons d'olives aura lieu dans une chaudière appropriée à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique. Si l'on met de côté les pertes par rayonnement et par évacuation des cendres, pertes qui représentent moins de 6% de l'énergie libérée par la combustion, le reste de cette énergie, soit près de 94%, sera absorbé par les gaz dont la température sera très légèrement inférieure à la température de la flamme adiabatique correspondant à l'excès d'air utilisé.
- À leur sortie de la chaudière, les gaz passent dans l'EHT où ils céderont une grande partie de leur énergie, comme nous l'avons mentionné plus haut, au profit de l'air comprimé. Comme l'air, les gaz subissent donc à travers l'EHT un processus quasiment isobare au

cours duquel ils se refroidissent jusqu'à une température fixée par le pincement.

- Les deux fractions du débit d'air, séparées à la sortie de la turbine, se rejoignent au niveau du mixeur où le débit total sera reconstituée lors d'un processus adiabatique.
- Dans le sécheur, la chaleur du gaz va extraire la vapeur d'eau du grignon et cette vapeur viendra s'ajouter désormais au débit des gaz. L'énergie qui va servir à préchauffer le grignon jusqu'à la température d'extraction de la vapeur ne représente qu'une modeste fraction de l'énergie totale nécessaire pour réaliser le séchage, ce préchauffage ne contribue que très peu donc à la baisse de température des gaz à travers le sécheur. La plus grande baisse de la température des gaz sera due au processus de vaporisation, car même si la vapeur provenant de ce processus revient dans le gaz, il n'en demeure pas moins que l'énergie qu'elle ramène est sous forme latente tandis que le gaz lui l'a fournie sous forme sensible. Ce processus sera considérée comme un refroidissement isobare du fluide de cycle.
- Avant d'être évacués dans l'atmosphère par la cheminée, les gaz auront une dernière tâche à accomplir dans l'échangeur basse température (EBT), à savoir produire l'eau chaude nécessaire au procédé d'extraction. Ils vont donc servir au sein de l'EBT un refroidissement isobare.

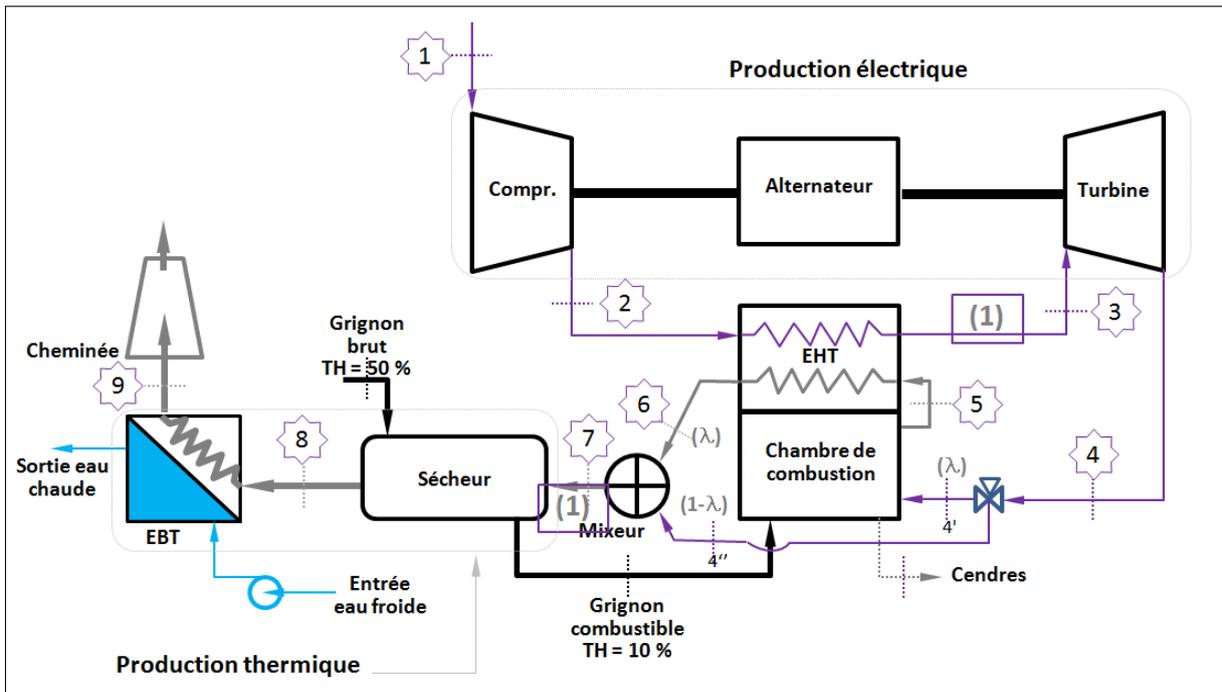


FIGURE 4.1 – Schéma de l'installation de la turbine à air chaud à énergie totale

Les différents processus thermodynamiques que subit le fluide de cycle à travers les équipements composant l'installation sont représentés sur le diagramme T-s de la figure 4.2 ci-dessous :

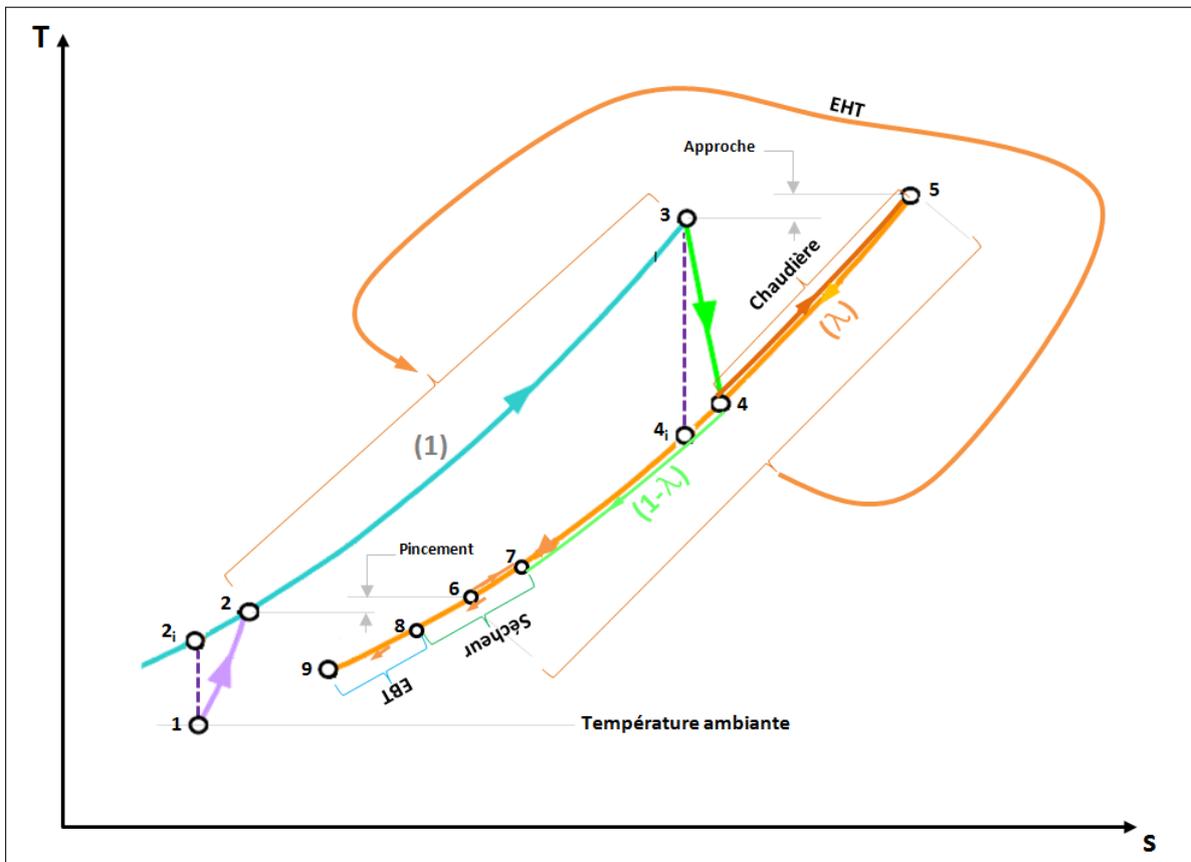


FIGURE 4.2 – Représentation du cycle thermodynamique de l'installation

## 4.3 Considérations préliminaires

### 4.3.1 Modélisation du comportement des fluides intervenant dans le cycle

Dans notre installation, deux types de fluides thermodynamiques interviennent : l'air et les gaz. La composition de ces derniers changera à chaque fois que, à un endroit de l'installation, un autre fluide (l'air, la vapeur d'eau) vient se mélanger à eux.

Tous ces fluides seront considérés comme des mélanges de gaz parfaits régis par les lois de Dalton, avec des chaleurs spécifiques qui dépendent de la température.

### 4.3.2 Chaleurs spécifiques et enthalpies des fluides

Ainsi, pour un mélange formé par  $N$  espèces, la chaleur spécifique sera donnée par :

$$C_p(T) = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^N x_i \cdot \bar{C}_{pi}(T) \quad (4.1)$$

Où :  $x_i$  représente la fraction molaire de l'espèce  $i$ ,  $\bar{C}_{pi}(T)$  est la chaleur molaire de l'espèce  $i$  et  $M$  la masse molaire apparente du mélange, qui se calcule comme suit :

$$M = \sum_{i=1}^N x_i \cdot M_i \quad (4.2)$$

Pour évaluer les différences d'enthalpie des fluides, nous allons appliquer la loi de Joule, qui permet de les exprimer comme le produit de la chaleur spécifique par la variation de température.

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT \quad (4.3)$$

Pour évaluer cette intégrale, nous allons recourir à des valeurs moyennes de la chaleur spécifique sur l'intervalle de variation de l'enthalpie.

### 4.3.3 Rendement isentropique et rendement polytropique

Le rendement isentropique d'une turbomachine dépend de son rapport de pression, et donc des conditions de fonctionnement. C'est ainsi que le rendement isentropique d'une turbine augmente avec son rapport de pression, tandis que celui d'un compresseur diminue lorsque le taux de compression augmente.

Il est donc incorrect de se fier au rendement isentropique d'une turbomachine pour représenter ses performances. Il nous faut plutôt un rendement qui ne dépend pas du rapport de pression à

travers la machine. Un tel rendement c'est le rendement isentropique qu'on obtiendrait en faisant tendre le rapport de pression vers l'unité. Ce rendement s'appelle le rendement polytropique de la machine.

## 4.4 Le compresseur

Dans le compresseur, on connaît les conditions à l'entrée :  $P_1$  et  $T_1$ , le rendement polytropique du compresseur  $\eta_{pc}$  et le taux de compression  $\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$ .

On doit calculer :

- La pression  $P_2$  et la température  $T_2$  à la sortie ;
- Le rendement isentropique  $\eta_{ic}$  du compresseur et son travail spécifique  $w_c$ .

On commence par le calcul de la température  $T_{2i}$  qui correspond à une compression isentropique :

$$T_{2i} = T_1 \cdot \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.4)$$

$$\text{Avec : } \gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1.4.$$

Ensuite, on évalue la chaleur spécifique moyenne à pression constante  $C_{p,T_1}^{T_{2i}}$  de l'air entre les températures  $T_1$  et  $T_{2i}$ . Cette valeur de la chaleur spécifique sera presque identique à celle qu'on aurait calculée entre  $T_1$  et  $T_2$  si on connaissait la valeur de cette dernière, car elle ne sera pas très différente de  $T_{2i}$ . À présent, on calcule la température actuelle de l'air à la sortie du compresseur :

$$T_2 = T_1 \cdot \tau_c^{\frac{R}{C_p} \cdot \frac{1}{\eta_{pc}}} \quad (4.5)$$

Où :  $R = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$  est la constante spécifique de l'air.

Finalement, on calcule le rendement isentropique du compresseur  $\eta_{ic}$  et son travail spécifique  $w_c$  comme suit [32] :

$$\eta_{ic} = \frac{\tau_c^{\frac{R}{C_p}} - 1}{\tau_c^{\frac{R}{C_p \cdot \eta_{pc}}} - 1} \quad (4.6)$$

et :

$$w_c = h_2 - h_1 = C_{p,T_1}^{T_2} \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.7)$$

## 4.5 La turbine

À l'entrée de la turbine, la température  $T_3$  est fixée dans les limites fournies par le constructeur. La pression  $P_3$  est calculée à partir de la pression de sortie du compresseur  $P_2$  en tenant compte de la chute de pression que l'écoulement de l'air subit à travers l'EHT :

$$P_3 = P_2 \cdot (1 - \Delta P_{EHT-a}) \quad (4.8)$$

Pour calculer la pression  $P_4$  à la sortie de la turbine, on doit remonter à partir de la sortie de l'échangeur basse température (EBT), où la pression  $P_9$  est égale à la pression atmosphérique, en tenant compte des pertes à travers l'EBT, le sécheur, l'échangeur EHT et la chaudière. On aura ainsi :

— À l'entrée de l'EBT :

$$P_8 = \frac{P_9}{1 - \Delta P_{EBT}} \quad (4.9)$$

— À l'entrée du sécheur :

$$P_7 = \frac{P_9}{(1 - \Delta P_{EBT})(1 - \Delta P_{sech})} \quad (4.10)$$

— À l'entrée de l'EHT :

$$P_5 = \frac{P_9}{(1 - \Delta P_{EBT})(1 - \Delta P_{sech})(1 - \Delta P_{EHT})} \quad (4.11)$$

— Et finalement à la sortie de la turbine :

$$P_4 = \frac{P_9}{(1 - \Delta P_{EBT})(1 - \Delta P_{sech})(1 - \Delta P_{EHT})(1 - \Delta P_{cc})} \quad (4.12)$$

On peut à présent calculer le taux de détente à travers la turbine :

$$\tau_d = \frac{P_3}{P_4} \quad (4.13)$$

Et la température de sortie  $T_{4i}$  dans le cas d'une détente isentropique :

$$T_{4i} = T_3 \cdot \tau_d^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \quad (4.14)$$

Avec :

$$\gamma_t = \frac{C_{p,T_3}}{C_{p,T_2} - R} \quad (4.15)$$

Maintenant, on évalue la chaleur spécifique moyenne entre  $T_{4i}$  et  $T_3$ , puis on calcule la température actuelle  $T_4$ , connaissant la valeur du rendement polytropique :

$$T_4 = T_3 \cdot \tau_d^{-\frac{R}{C_{p,T_{4i}}} \cdot \eta_{pt}} \quad (4.16)$$

Le rendement isentropique de la turbine et son travail spécifique se calculent respectivement comme suit :

$$\eta_{it} = \frac{1 - \tau_d^{-\frac{R}{C_p} \cdot \eta_{pt}}}{1 - \tau_d^{-\frac{R}{C_p}}} \quad (4.17)$$

et :

$$w_t = h_3 - h_4 = C_{p,T_4} \cdot (T_3 - T_4) \quad (4.18)$$

### Le travail spécifique net

Ce travail, aux pertes mécaniques dans le compresseur et dans la turbine près, est celui qui sera fourni à l'alternateur et converti en électricité. En tenant compte des rendements mécaniques du compresseur et de la turbine, on aura :

$$w_{net} = \eta_{mt} \cdot w_t - \frac{w_c}{\eta_{mc}} \quad (4.19)$$

## 4.6 Fraction de débit d'air utilisée pour la combustion

Cette fraction sera désignée par un facteur  $\lambda$  et sa valeur aura un impact sur la quantité de grignon à brûler pour atteindre une température des gaz donnée. Plus petite sera cette fraction, plus petite sera la quantité de grignon utilisée. Cependant, on ne peut descendre en dessous d'une valeur minimale correspondant à la valeur limite fixée pour le pincement à l'extrémité froide de l'EHT, soit la valeur de la différence de température :

$$(\Delta T_{EHT})_{min} = T_6 - T_2 \quad (4.20)$$

L'autre fraction d'air  $(1 - \lambda)$ , va contourner la chaudière et l'EHT puis sera réinjectée dans les gaz au niveau du mixeur, comme déjà mentionné dans la description et montré sur la figure 4.1.

## 4.7 Le processus de combustion

La réaction de combustion est un processus extrêmement complexe, se déroulant en plusieurs étapes successives et souvent mal connues, qui se produisent à une vitesse élevée dès la collision entre les molécules de combustible et d'oxygène, et se poursuivent jusqu'à la formation des produits de combustion stables. La combustion théorique, bien qu'elle représente un idéal impossible à atteindre dans la pratique, revêt une importance capitale, car elle constitue le fondement de l'étude de la combustion réelle.

Le principe de la combustion théorique consiste à brûler tous les composants du combustible selon les réactions stœchiométriques appropriées. Cependant, la combustion de la biomasse dans des chaudières est un processus bien plus complexe. Au cours des deux dernières décennies, ce principe ancestral a connu un renouveau majeur, caractérisé par une augmentation significative des capacités des installations et une amélioration spectaculaire de leur efficacité énergétique et de leur impact environnemental.

### 4.7.1 Caractérisation du combustible

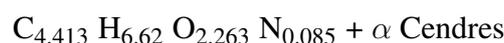
La composition massique des grignons d'olives à l'état sec a été déterminée au premier chapitre par analyse élémentaire (voir tableau 2.1).

Le nombre de mole d'une substance (i) se calcule par la formule :

$$n_i = \frac{z_i}{M_i} \quad (4.21)$$

Où :  $z_i$  est la fraction massique de la substance (i), obtenue à partir de l'analyse élémentaire.

Ainsi, la composition molaire est récapitulée dans le tableau 4.1 ci-après. Nous obtenons à partir de ce tableau la formule brute du grignon d'olive :



Ainsi, une kilo-mole de grignon sec pèse 100 kg et contient 96.98 kg de grignon combustible et 3.02 kg de matière imbrulée.

Les cendres représentent la fraction minérale non brûlée d'un produit. Leur masse molaire varie en fonction de leur composition. Ces particules ne participent pas directement au processus

de combustion, mais elles ont un impact sur le bilan d'énergie en consommant une partie de l'énergie libérée par la réaction. La chaleur spécifique des cendres vaut 0.8 kJ/kg K [37].

TABLE 4.1 – Composition molaire du grignon d'olive

Élément	Carbone	Oxygène	Hydrogène	Azote	Cendres
Fraction massique (kg de i / kg de grignon)	0.5296	0.3621	0.0662	0.0119	0.0302
Masse molaire de la substance i (kg de i / kmol de i)	12	16	1	14	/
Nombre de mole de la substance i (kmol de i / kmol de grignon)	4.413	2.263	6.620	0.085	$\alpha$

#### 4.7.2 Quantité d'humidité contenue dans une kilomole de grignon combustible

Notre grignon combustible ayant un taux d'humidité de 10%, une kilomole de ce dernier contiendra une quantité d'eau :

$$m_h = \frac{TH}{1-TH} \cdot m_s = \frac{0.1}{1-0.1} \cdot 100 = \frac{100}{9} = 11.11 \text{ (kg d'eau / kmol de grignon sec)}$$

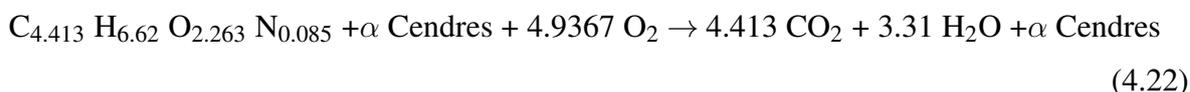
Le nombre de mole d'eau correspondant sera donc :

$$n_{H_2O} = \frac{m_h}{M_{H_2O}} = 0.6172 \text{ (kmol d'eau / kmol de grignon sec)}$$

#### 4.7.3 Enthalpie de formation du grignon

Comme nous ne disposons pas de l'enthalpie de formation du grignon, nécessaire pour effectuer le bilan d'énergie de la combustion, nous allons la déterminer à partir de son pouvoir calorifique inférieur standard (0.1 MPa, 25°C), dont la valeur a été fixée au chapitre 2 à 18.42 MJ/kg.

Écrivons tout d'abord la réaction de combustion stœchiométrique du grignon :



Le bilan d'énergie de cette réaction s'établit comme suit :

$$Q = \sum_e n_e \bar{h}_e - \sum_i n_i \bar{h}_i \quad (4.23)$$

Q étant la quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur par le réacteur, l'indice (i) fait référence aux réactifs tandis que (e) fait référence aux produits de la combustion.

L'enthalpie molaire de l'espèce i s'écrit :

$$\bar{h}_i = \bar{h}_{f_i}^\circ + \Delta \bar{H}_i(T) \quad (4.24)$$

$\bar{h}_{f_i}^\circ$  : l'enthalpie molaire de formation de l'espèce i, et  $\Delta \bar{h}_i(T)$  : la variation d'enthalpie molaire de l'espèce i entre la température standard et la température T.

Dans ce cas, la température des produits étant la même que celle des réactifs, et est égale à la température standard de 25°C, le bilan ci-dessus se simplifie pour donner :

$$Q = n_{CO_2} \cdot \bar{h}_{fCO_2}^\circ + n_{H_2O} \cdot \bar{h}_{fH_2O}^\circ - \bar{h}_{fgr}^\circ \quad (4.25)$$

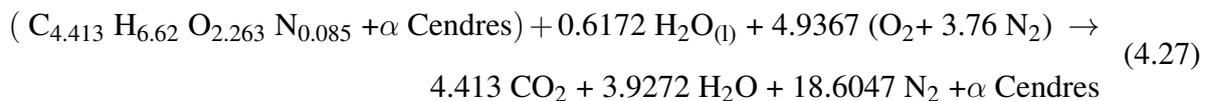
Q étant la chaleur extraite des produits pour les refroidir jusqu'à la température standard, qui, par définition correspond au pouvoir calorifique standard du grignon dans ce cas. De l'expression précédente on tire la valeur de l'enthalpie de formation standard du grignon :

$$\bar{h}_{fgr}^\circ = n_{CO_2} \cdot \bar{h}_{fCO_2}^\circ + n_{H_2O} \cdot \bar{h}_{fH_2O(g)}^\circ + \overline{PCI} \quad (4.26)$$

Avec :  $\bar{h}_{fCO_2}^\circ = -393522$  kJ/kmol,  $\bar{h}_{fH_2O(g)}^\circ = -241826$  kJ/kmol, et  $\overline{PCI} = 1842000$  kJ/kmol [42].

#### 4.7.4 Les paramètres de la combustion

La réaction de combustion stœchiométrique du grignon à 10% d'humidité s'écrit :



Le rapport air-combustible théorique est défini comme le quotient de la masse d'air nécessaire

à la combustion sur la masse du combustible sec utilisé y compris les cendres.

$$AC_{th} = \frac{\lambda \cdot m_a}{m_{gr}} = \frac{\lambda \cdot n_a \cdot M_a}{n_{gr} \cdot M_{gr}} \quad (4.28)$$

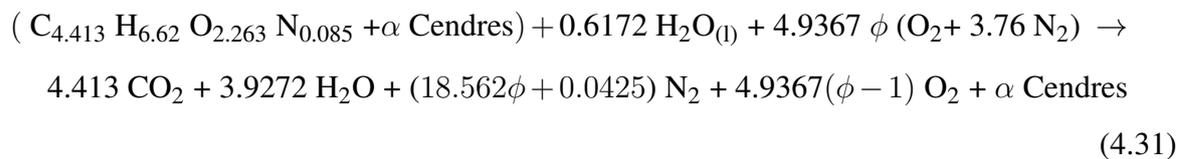
La quantité d'air qui sera utilisée pour la combustion sera plus grande que la quantité d'air théorique. On doit donc introduire le facteur d'air  $\phi$ , rapport de la quantité d'air utilisée sur la quantité d'air théorique :

$$\phi = \frac{\text{quantité d'air utilisée}}{\text{quantité d'air théorique}} \quad (4.29)$$

Le rapport air-combustible actuel se calculera maintenant comme suit :

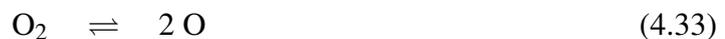
$$AC = \frac{\text{quantité d'air utilisée}}{\text{quantité du combustible}} = \phi \cdot \frac{\lambda \cdot m_a}{m_{gr}} = \phi \cdot AC_{th} \quad (4.30)$$

À présent, on peut écrire la réaction de combustion avec excès d'air comme suit :



#### 4.7.5 Les réactions de dissociation

La dissociation est un processus chimique au cours duquel des molécules se séparent en atomes ou en ions sous l'effet de la température. Ces réactions se caractérisent par un équilibre au cours duquel le taux de production des espèces est égal à celui de leur dissociation. Les réactions de dissociation envisagées dans le cadre de cette étude sont :



Ce choix repose sur l'analyse de l'ordre de grandeur des constantes de dissociation à la température que nous envisageons avoir en fin de combustion et qui est comprise entre 800 et



ci-dessus nous donne :

$$\ln K(T) = -\frac{\Delta H}{RT} + B \quad (4.45)$$

On déduit alors que le logarithme naturel de la constante d'équilibre est une fonction linéaire de  $1/T$  de la forme :

$$\ln K(T) = \frac{A}{T} + B \quad (4.46)$$

En corrélant les données de la constante d'équilibre en fonction de la température par la méthode des moindres carrés, on peut déterminer les valeurs des constantes A et B de chaque réaction dans l'intervalle de température considéré.

Les constantes d'équilibre en fonction de la température sont fournis dans les ouvrages de thermodynamique pour des températures de 1000 à 6000 K [44].

Le nombre de mole total des produits est la somme des nombres de mole des 11 espèces présentes :

$$\nu = \sum_{i=1}^{11} \nu_i \quad (4.47)$$

La fraction molaire d'un constituant (i) est alors :

$$x_i = \frac{\nu_i}{\nu} \quad (4.48)$$

Les équations d'équilibre obtenues pour chaque réaction après avoir établi les corrélations des constantes sont fournies au tableau 4.2 suivant :

TABLE 4.2 – Équations d'équilibre chimique de dissociation

Réaction	Équation d'équilibre
$2 \text{ CO}_2 \rightleftharpoons 2 \text{ CO} + \text{ O}_2$	$2 \ln(x_1) - 2 \ln(x_2) - \ln(x_4) - \frac{67731.6133}{x_{13}} + 20.6909 = 0$ (4.49)
$\text{ O}_2 \rightleftharpoons 2 \text{ O}$	$\ln(x_4) - 2 \ln(x_5) - \frac{60966.0626}{x_{13}} + 15.8120 = 0$ (4.50)
$2 \text{ H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{ H}_2 + 2 \text{ OH}$	$2 \ln(x_3) - 2 \ln(x_6) - \ln(x_7) - \frac{69020.0471}{x_{13}} + 17.0632 = 0$ (4.51)
$2 \text{ H}_2\text{O} \rightleftharpoons 2 \text{ H}_2 + \text{ O}_2$	$2 \ln(x_3) - \ln(x_4) - 2 \ln(x_7) - \frac{59917.8686}{x_{13}} + 13.5853 = 0$ (4.52)
$\text{ H}_2 \rightleftharpoons 2 \text{ H}$	$2 \ln(x_7) - 2 \ln(x_8) - \frac{53782.8413}{x_{13}} + 13.9598 = 0$ (4.53)
$\text{ N}_2 + \text{ O}_2 \rightleftharpoons 2 \text{ NO}$	$\ln(x_4) + \ln(x_9) - 2 \ln(x_{10}) - \frac{21764.9498}{x_{13}} + 3.0557 = 0$ (4.54)
$\text{ N}_2 + 2 \text{ O}_2 \rightleftharpoons 2 \text{ NO}_2$	$2 \ln(x_4) + \ln(x_9) - 2 \ln(x_{11}) - \frac{7765.4779}{x_{13}} - 15.2765 = 0$ (4.55)

La variable  $x_{13}$  qui apparait dans les équations du tableau représente la température des produits.

#### 4.7.5.2 Équations de conservation des éléments chimiques

Elles sont au nombre de quatre et correspondent aux éléments carbone (C), hydrogène (H), oxygène (O) et azote (N).

— Carbone :

$$\nu_1 + \nu_2 = 4.413 \quad (4.56)$$

— Hydrogène :

$$2 \cdot \nu_3 + \nu_6 + 2 \cdot \nu_7 + \nu_8 = 6.62 + 0.6172 \cdot 2 \quad (4.57)$$

— Oxygène :

$$2 \cdot \nu_1 + \nu_2 + \nu_3 + 2 \cdot \nu_4 + \nu_5 + \nu_6 + \nu_{10} + 2\nu_{11} = 2.263 + 0.6172 + \phi \cdot 4.9367 \cdot 2 \quad (4.58)$$

— Azote :

$$2 \cdot \nu_9 + \nu_{10} + \nu_{11} = 0.085 + \phi \cdot 4.9367 \cdot 2 \cdot 3.76 \quad (4.59)$$

Pour adapter ces équations aux sept équations d'équilibre, convenons de raisonner sur une kilomole de gaz brûlés. Aux équations précédentes s'ajoute l'équation de normalisation

$$\sum_{i=1}^{11} x_i = \sum_{i=1}^{11} \frac{\nu_i}{\nu} = 1 \quad (4.60)$$

Divisons à présent les équations de conservation (4.56 à 4.59) par le nombre de mole total  $\nu$  afin de pouvoir les mettre sous leur forme au tableau 4.3 ci-dessous, qui comporte également l'équation 4.65 traduisant la condition de normalisation. La variable  $x_{12}$  qui apparait dans ces équations représente l'inverse du nombre de mole total  $\nu$  : ( $x_{12} = \frac{1}{\nu}$ ).

TABLE 4.3 – Équations de conservation des éléments chimiques

Élément	Équation
Carbone	$x_1 + x_2 - 4.413 \cdot x_{12} = 0$ (4.61)
Hydrogène	$2 \cdot x_3 + x_6 + 2 \cdot x_7 + x_8 - 7.854567 \cdot x_{12} = 0$ (4.62)
Oxygène	$2 \cdot x_1 + x_2 + x_3 + 2 \cdot x_4 + x_5 + x_6 + x_{10} + 2 \cdot x_{11} - (2.8804 + 9.8735 \cdot \phi) \cdot x_{12} = 0$ (4.63)
Azote	$2 \cdot x_9 + x_{10} + x_{11} - (0.085 + 37.1245 \cdot \phi) \cdot x_{12} = 0$ (4.64)
/	$x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 + x_7 + x_8 + x_9 + x_{10} + x_{11} = 1$ (4.65)

À présent, nous disposons de 12 équations (4.49 à 4.55 et 4.61 à 4.65) avec 13 inconnues ( $x_1$  à  $x_{13}$ ) et il nous manque donc une équation pour fermer le problème. Cette équation va nous être fournie par le bilan d'énergie de la combustion.

### 4.7.5.3 Équation fournie par le bilan d'énergie

Le bilan d'énergie de la chaudière où se produit la combustion du grignon introduit à 298.15 K dans une quantité d'air caractérisée par un facteur d'air  $\phi$ , s'écrit comme suit :

$$H_{\text{Réactif}} = H_{\text{Produit}} + Q \quad (4.66)$$

La chaleur qui intervient dans ce bilan d'énergie fait référence aux pertes thermiques de la chaudière. On transforme l'équation sous la forme suivante :

$$H_{\text{Produit}} + Q - H_{\text{Réactif}} = 0 \quad (4.67)$$

L'enthalpie des réactifs englobe celle de l'air, du grignon et de l'eau qu'il contient, et s'écrit ainsi :

$$H_{\text{Réactif}} = H_a + H_h + H_{gr} \quad (4.68)$$

Avec :

$$H_a = 4.9367 \cdot \phi \cdot (\Delta \bar{H}_{O_2}(T_4) + 3.76 \cdot \Delta \bar{H}_{N_2}(T_4)) \quad (4.69)$$

$$H_h = 0.6172 \cdot \bar{h}_{fH_2O(l)}^\circ \quad (4.70)$$

$$H_g = \bar{h}_{fgr}^\circ \quad (4.71)$$

Finalemment :

$$H_{\text{Réactif}} = 4.9367 \cdot \phi \cdot (\Delta \bar{H}_{O_2}(T_4) + 3.76 \cdot \Delta \bar{H}_{N_2}(T_4)) + 0.6172 \cdot \bar{h}_{fH_2O(l)}^\circ + \bar{h}_{fgr}^\circ \quad (4.72)$$

Les enthalpies de formation et les variations d'enthalpie des réactifs à la température  $T_4$  sont fournies par les ouvrages de thermodynamique [42, 44].

L'enthalpie des produits s'exprime par :

$$H_{\text{Produit}} = \sum_{i=1}^{11} \nu_i \cdot \bar{H}_i = \sum_{i=1}^{11} \nu_i \cdot (\bar{h}_{fi}^\circ + \Delta \bar{H}_i) \quad (4.73)$$

Les enthalpies des espèces en fonction de la température sont fournies dans les ouvrages de thermodynamique comme les constantes d'équilibre [42, 44]. A partir de ces données, nous avons obtenu par la méthode des moindres carrés les corrélations présentées dans le tableau 4.4 ci-après. Ces corrélations sont établies dans le même intervalle de température que les constantes d'équilibre, soit entre 800 et 1200 °C. Dans ce cas, les corrélations sont des polynômes d'ordre

2 et expriment les enthalpies avec une très grande précision.

TABLE 4.4 – Corrélations d'enthalpies en fonction de la température

$\bar{H} = \bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{H} = \alpha \cdot T^2 + \beta \cdot T + \gamma$			
Espèce	$\alpha \cdot 10^3$	$\beta$	$\gamma$
CO <sub>2</sub>	3.41	48.18	-411767.80
CO	1.74	30.01	-120611.14
H <sub>2</sub> O	5.53	30.51	-251895.81
O <sub>2</sub>	1.47	32.13	-10918.13
O	-3.27	30.21	236554.51
OH	2.20	26.32	31399.75
H <sub>2</sub>	2.17	25.80	-7276.69
H	0.05	20.65	211883.47
N <sub>2</sub>	1.87	29.24	-9669.53
NO	1.52	31.24	79740.46
NO <sub>2</sub>	2.431	47.92	15036.83

L'enthalpie des produits s'exprime donc en fonction de la composition de ces derniers et de la température comme suit :

$$H_{\text{Produit}} = \frac{1}{x_{12}} \cdot (x_{13}^2 \cdot \sum_{i=1}^{11} (\alpha_i \cdot x_i) + x_{13} \cdot \sum_{i=1}^{11} (\beta_i \cdot x_i) + \sum_{i=1}^{11} (\gamma_i \cdot x_i)) \quad (4.74)$$

Il nous reste à préciser dans l'équation du bilan d'énergie le terme Q des pertes thermiques de la chaudière. Ces pertes sont composées des pertes par rayonnement de la flamme en direction des parois et des pertes par imbrûlés qui accompagnent les cendres.

Selon plusieurs références [23, 29], les pertes par rayonnement représentent environ 3% de l'énergie libérée par la combustion.

Quant aux pertes par imbrûlés, elles seront considérées comme étant l'énergie interne des cendres évacuées à la même température que les produits.

On aura ainsi :

$$Q = 3.02 \cdot C_p \text{ Cendres} \cdot (x_{13} - 298.15) + 0.03 \cdot (M_{gr} \cdot \text{PCI}) \quad (4.75)$$

où :

$M_{gr} = 100 \text{ kg/kmol}$  : est la masse molaire des grignons.

$C_{p \text{ Cendres}} = 0.8 \text{ kJ/(kg K)}$  : chaleur spécifique des cendres [37].

Et  $3.02 \text{ kg/kmol}$  de grignon est la masse des cendres produite par la combustion d'une kilomole de grignon.

L'équation du bilan d'énergie s'écrit définitivement comme suit :

$$\frac{1}{x_{12}} \cdot (x_{13}^2 \cdot \sum_{i=1}^{11} (\alpha_i \cdot x_i) + x_{13} \cdot \sum_{i=1}^{11} (\beta_i \cdot x_i) + \sum_{i=1}^{11} (\gamma_i \cdot x_i)) + Q - H_{\text{Réactif}} = 0 \quad (4.76)$$

Avec le bilan d'énergie ainsi obtenu (équation 4.76), les sept équations d'équilibre chimique (équations 4.49 à 4.55) et les cinq équations de conservation (équations 4.61 à 4.65), nous obtenons un système de 13 équations non-linéaires, dont la résolution nous fournira la composition des produits et leur température.

La résolution de ce système est obtenue à l'aide du logiciel MATLAB. L'organigramme décrivant la procédure de calcul est donné dans la suite de ce chapitre.

#### 4.7.6 Bilan de masse de la chaudière

La masse de combustible utilisée  $m_f$  est déterminée à partir du rapport air-combustible qui dépend des facteurs  $\phi$  et  $\lambda$  :

$$AC = \frac{\lambda \cdot m_a}{m_f} = \phi \cdot AC_{th} \quad (4.77)$$

D'où :

$$m_f = \frac{\lambda \cdot m_a}{\phi \cdot AC_{th}} \quad (4.78)$$

Par ailleurs, la masse totale des produits s'obtient par l'application du bilan massique à la chaudière :

$$m_{g5} = \lambda \cdot m_a + m_f - m_{\text{cendres}} \quad (4.79)$$

Cette quantité représente la masse des gaz à la sortie de la chaudière, qui va traverser l'EHT jusqu'au mixeur.

### 4.8 Échangeur de chaleur haute température (EHT)

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est une mesure de sa capacité à transférer l'énergie thermique d'un fluide à un autre. Elle est généralement exprimée en pourcentage et représente

le rapport entre la quantité réelle de chaleur transférée et la quantité maximale théoriquement transférable si l'échangeur était doté d'une surface infinie. Son expression est donnée comme suit :

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (4.80)$$

Soit :

$$C_{min} = \min((m_a \cdot C_{pa}), (m_{g5} \cdot C_{pg5})) \quad (4.81)$$

Si :  $C_{min} = (m_a \cdot C_{pa})$ , l'efficacité s'exprime en fonction des températures comme suit :

$$\epsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (4.82)$$

Et si :  $C_{min} = (m_{g5} \cdot C_{pg5})$ , l'efficacité s'exprime en fonction des températures comme suit :

$$\epsilon = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_2} \quad (4.83)$$

La température  $T_6$  peut être déterminée à partir du bilan d'énergie :

$$(m_a \cdot C_{pa}) \cdot (T_3 - T_2) = (m_{g5} \cdot C_{pg5}) \cdot (T_5 - T_6) \quad (4.84)$$

Où  $C_{pa}$  est la chaleur spécifique moyenne de l'air entre  $T_2$  et  $T_3$  et  $C_{pg5}$  est la chaleur spécifique moyenne des gaz entre  $T_5$  et  $T_6$ .

Ainsi :

$$T_6 = T_5 - \frac{m_a \cdot C_{pa}}{m_{g5} \cdot C_{p,T_6}} \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.85)$$

Le rôle du mixeur est de réunir la fraction d'air qui a contourné la chaudière et l'EHT avec le débit de gaz  $m_{g5}$ , de sorte qu'à partir de cet endroit le débit de gaz qui va circuler jusqu'au sécheur sera :

$$m_{g7} = m_{g5} + (1 - \lambda) \cdot m_a = m_a + m_f - m_{Cendres} \quad (4.86)$$

Le bilan d'énergie sur le mixeur nous fournira la température  $T_7$  à sa sortie.

$$H_7 = H_6 + H_4 \quad (4.87)$$

En appliquant la loi de Joule, on obtient :

$$T_7 = \frac{(1 - \lambda) \cdot m_a \cdot C_{pa}(T_4) \cdot T_4 + m_{g5} \cdot C_{pg}(T_6) \cdot T_6}{m_{g7} \cdot C_{p,T_6}} \quad (4.88)$$

## 4.9 Les besoins thermiques

Notre cogénérateur est conçu pour répondre exactement aux besoins en énergie électrique de l'huilerie. La répartition de l'énergie thermique qui restera disponible dans les gaz après avoir produit l'électricité nécessaire, entre énergie destinée au séchage et énergie dédiée à la production d'eau chaude, dépendra des besoins de l'huilerie. Dans le cas présent, nous déterminons la quantité d'énergie thermique à consacrer au chauffage en nous basant sur son rapport à l'énergie électrique d'après les consommations spécifiques que nous avons fixées précédemment au chapitre 2, en admettant que ces deux besoins varient proportionnellement dans le cas d'un procédé d'extraction à trois phases. En nous basant donc sur le rapport de la consommation spécifique d'énergie thermique (60 kWh/t.olive) sur la consommation spécifique d'énergie électrique (45 kWh/t.olive), on détermine l'énergie destinée au chauffage :

$$Q_{ch} = 1.33 \cdot W_{net} \quad (4.89)$$

A présent, nous allons analyser l'opération de séchage avant de passer à la production d'eau chaude.

### Le sécheur

Le séchage de la biomasse pour réduire son humidité de 50% à 10% prend environ 30 minutes dans un sécheur à tambour rotatif opérant dans de bonnes conditions. Il a été établi de façon empirique que les meilleures performances sont obtenues lorsque la charge du tambour est comprise entre 10 et 15% de son volume [30].

Le bilan de masse et le bilan d'énergie du sécheur ont été établis au chapitre 2 pour le traitement d'une tonne d'olives (voir chapitre 2 - section 3). Reprenons dans le tableau ci-dessous les principaux résultats du bilan de masse. Les quantités de ce bilan ont été obtenues comme le résultat du traitement d'une tonne d'olives et elles figurent à la quatrième colonne du tableau. En divisant chacune de ces quantités par la masse du grignon combustible résultant du séchage, soit 227.78 kg/t. d'olive (7<sup>ème</sup> ligne et 4<sup>ème</sup> colonne), on obtient les quantités correspondant à la production de un kilogramme de grignon combustible. Ces quantités sont portées à la sixième colonne du même tableau.

TABLE 4.5 – Bilan de matière du sécheur

			Masse de référence	
			Une tonne d'olives	Un kilogramme de combustible
Masse de grignon brut résultant de ce traitement (taux d'humidité TH1 = 50 %)	$m_{t1}$	kg	500	1.5
Masse d'eau contenue dans le grignon à l'entrée du sécheur	$m_{h1}$	kg	250	0.90
Masse sèche du grignon	$m_s$	kg	250	0.90
Masse d'eau contenue dans le grignon à la sortie du sécheur	$m_{h2}$	kg	27.78	0.10
Masse du grignon combustible résultant du séchage (taux d'humidité TH2 = 10 %)	$m_{t2}$	kg	277.78	1.00
Masse d'eau évaporée lors du séchage	$m_{h1} - m_{t2}$	kg	222.22	0.80

Nous optons pour la production de la quantité de grignon combustible dont nous avons exactement besoin pour la combustion dans la chaudière, soit  $m_f$ . Le volume de contrôle qui nous a servi à l'établissement du bilan d'énergie du sécheur au chapitre 2 est repris maintenant avec les flux de matières correspondant à la production de  $m_f$  kilogramme de grignon combustible (voir figure 4.3 ci-dessous).

Le bilan d'énergie du sécheur va nous permettre de calculer :

— La quantité d'énergie  $Q_1$  qui sera absorbée par le grignon destiné à la combustion :

$$Q_1 = m_f \cdot (0.9 \cdot C_{pgr} + 0.1 \cdot C_{pe}) \cdot (60 - 25) \quad (4.90)$$

— L'énergie fournie à l'eau pour l'extraire sous forme de vapeur à 60°C :

$$Q_2 = 0.9 \cdot m_f \cdot (C_{pe} \cdot (60 - 25) + h_{fg}(60^\circ\text{C})) \quad (4.91)$$

— La température hypothétique  $T_{g7}$  du gaz à la sortie du sécheur en admettant que la vapeur extraite n'est pas mélangée avec ce gaz :

$$T_{g7} = T_7 - \frac{Q_1 + Q_2}{m_{g7} \cdot C_{p,473}} \quad (4.92)$$

— La température  $T_8$  actuelle des gaz à la sortie du sécheur, elle s'obtient par le bilan

d'énergie de l'opération de mixage des gaz avec la vapeur :

$$T_8 = \frac{m_{g7} \cdot C_{pg}(T_{g7}) \cdot T_{gs} + 0.8 \cdot m_f \cdot C_{pv,50}^{200} \cdot 333}{m_{g7} \cdot C_{pg}(T_{g7}) + 0.8 \cdot m_f \cdot C_{pv,50}^{200}} \quad (4.93)$$

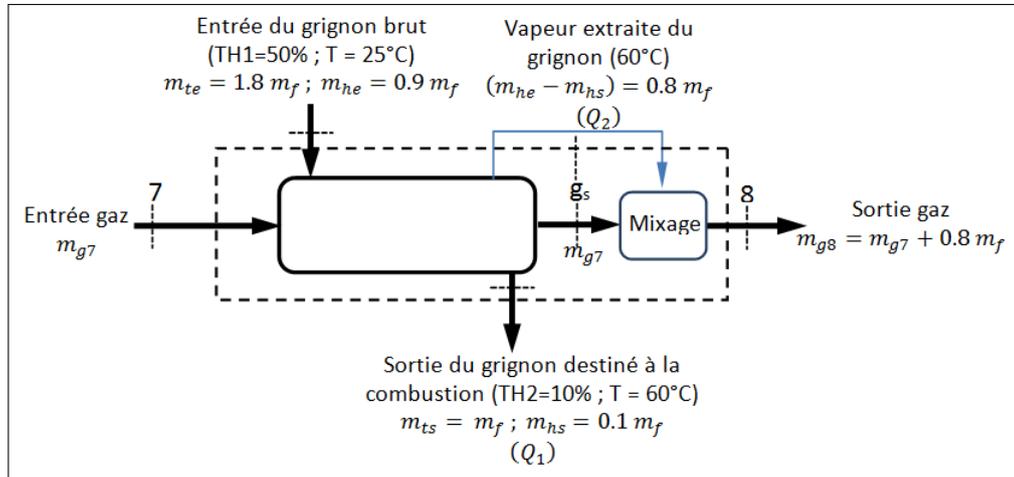


FIGURE 4.3 – Volume de contrôle pour l'établissement du bilan d'énergie du sécheur

Dans les expressions ci-dessus, nous avons utilisé les données suivantes :

TABLE 4.6 – Différentes chaleurs spécifiques intervenant dans le bilan d'énergie du sécheur

	<b>Grandeur</b>	<b>Unité</b>	<b>Valeur</b>
$C_{pgr}$	Chaleur spécifique du grignon	kJ/(kg K)	1.334
$C_{pe}$	Chaleur spécifique de l'eau liquide	kJ/(kg K)	4.186
$C_{pg}(T_{g7})$	Chaleur spécifique des gaz à $T_{g7}$	kJ/(kg K)	A calculer une fois $T_{g7}$ déterminée
$C_{p,473}^{T_7}$	Chaleur spécifique moyenne des gaz entre 200°C et $T_7$	kJ/(kg K)	A calculer une fois $T_{g7}$ déterminée
$C_{pv,50}^{200}$	Chaleur spécifique moyenne de la vapeur entre 50°C et 200°C	kJ/(kg K)	1.913
$h_{fg}(60^\circ\text{C})$	Enthalpie de vaporisation de l'eau à 60°C	kJ/kg	2358.5

Pour effectuer le bilan d'énergie de l'échangeur basse température (EBT) et déterminer la température d'évacuation des gaz à la cheminée, nous devons à ce stade, corriger le débit des gaz en incluant celui de la vapeur résultant du séchage, recalculer la composition du mélange

puis évaluer sa chaleur spécifique moyenne dans un intervalle de température correspondant à la chute de température des gaz estimée à travers l'EHT.

## 4.10 Échangeur de chaleur basse température (EBT)

Cet échangeur de chaleur a pour fonction de transférer la chaleur des gaz vers l'eau utilisée pour les besoins thermiques de l'huilerie. Parmi les différentes conceptions d'échangeurs, les échangeurs à tubes et calandre offrent de meilleures performances lorsque la différence de température entre les deux fluides impliqués dans l'échange thermique est significative, ce qui est le cas ici. Les gaz vont circuler côté calandre et l'eau va circuler côté tube. Le bilan d'énergie de l'EBT nous permet d'exprimer la quantité de chaleur à fournir à l'eau comme suit :

$$Q_{ch} = 1.33 \cdot W_{net} = m_{g8} \cdot C_{p,373}^{T_8} \cdot (T_8 - T_9) \quad (4.94)$$

Et la température des gaz à la cheminée vient alors d'après l'expression :

$$T_9 = T_8 - \frac{1.33 \cdot W_{net}}{m_{g8} C_{p,373}^{T_8}} \quad (4.95)$$

Avec :  $m_{g8} = m_{g7} + 0.8 \cdot m_f$  et  $C_{p,373}^{T_8}$  est la chaleur spécifique moyenne des gaz entre 100°C (valeur estimée proche de la température d'évacuation des gaz à la cheminée) et  $T_8$ .

Finalement, l'efficacité de cet échangeur se calculera de la même façon que nous l'avons fait pour l'EHT.

## 4.11 Performances de l'installation

Le rendement électrique se définit comme le rapport du travail spécifique net de l'installation sur la quantité d'énergie introduite dans le système par le grignon brûlé, cette quantité étant égale au produit du pouvoir calorifique du combustible par la quantité de combustible utilisée.

$$\eta_e = \frac{W_{net}}{m_f \cdot PCI} \quad (4.96)$$

Le rendement de chauffage correspond à la quantité de chaleur fournie à l'eau dans l'EBT sur l'énergie introduite dans l'installation par la combustion du grignon :

$$\eta_{ch} = \frac{Q_{ch}}{m_f \cdot PCI} \quad (4.97)$$

De même, on définit le rendement de séchage par le rapport de la quantité de chaleur utilisée pour le séchage de la biomasse sur l'énergie introduite grâce à la combustion du grignon :

$$\eta_{sech} = \frac{Q_{sech}}{m_f \cdot PCI} \quad (4.98)$$

Le rendement thermique de l'installation est le facteur d'utilisation de l'énergie sous forme de chaleur dans l'installation :

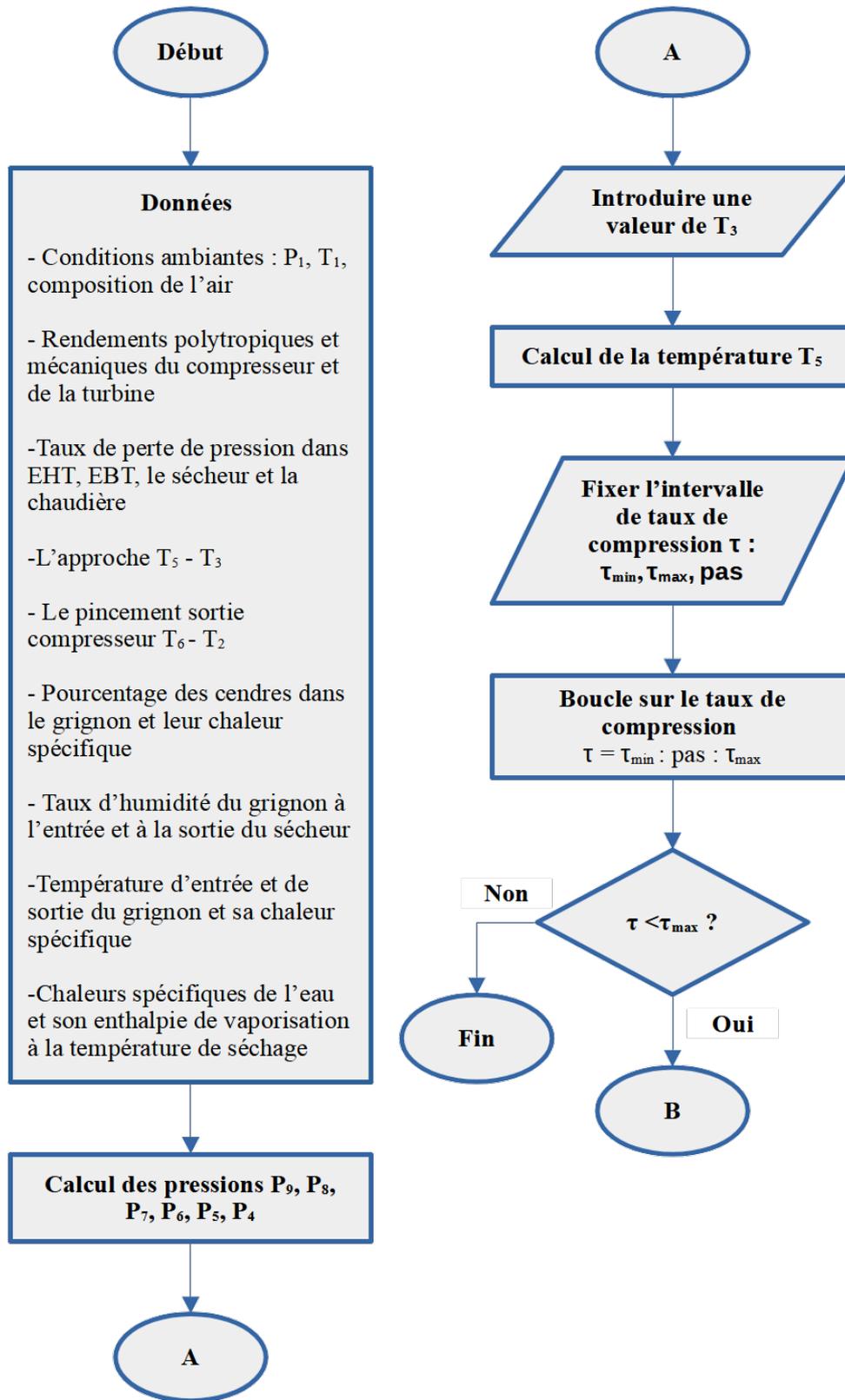
$$\eta_{th} = \frac{Q_{ch} + Q_{sech}}{m_f \cdot PCI} \quad (4.99)$$

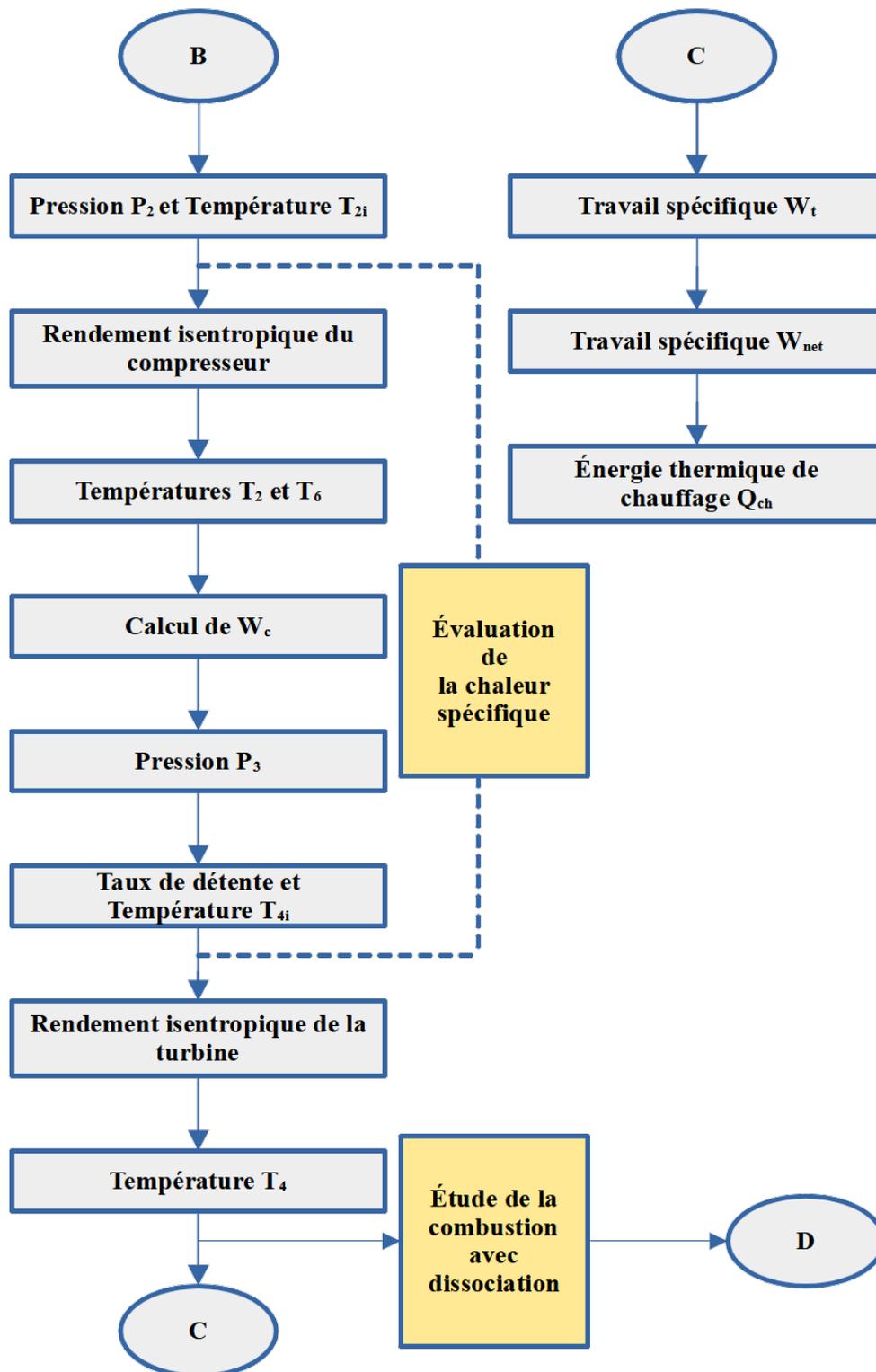
Finalement, le rendement énergétique qui caractérise globalement l'installation est appelé "rendement de cogénération" et est défini par le rapport de la somme des produits énergétiques de l'installation sur l'énergie fournie par la combustion du grignon :

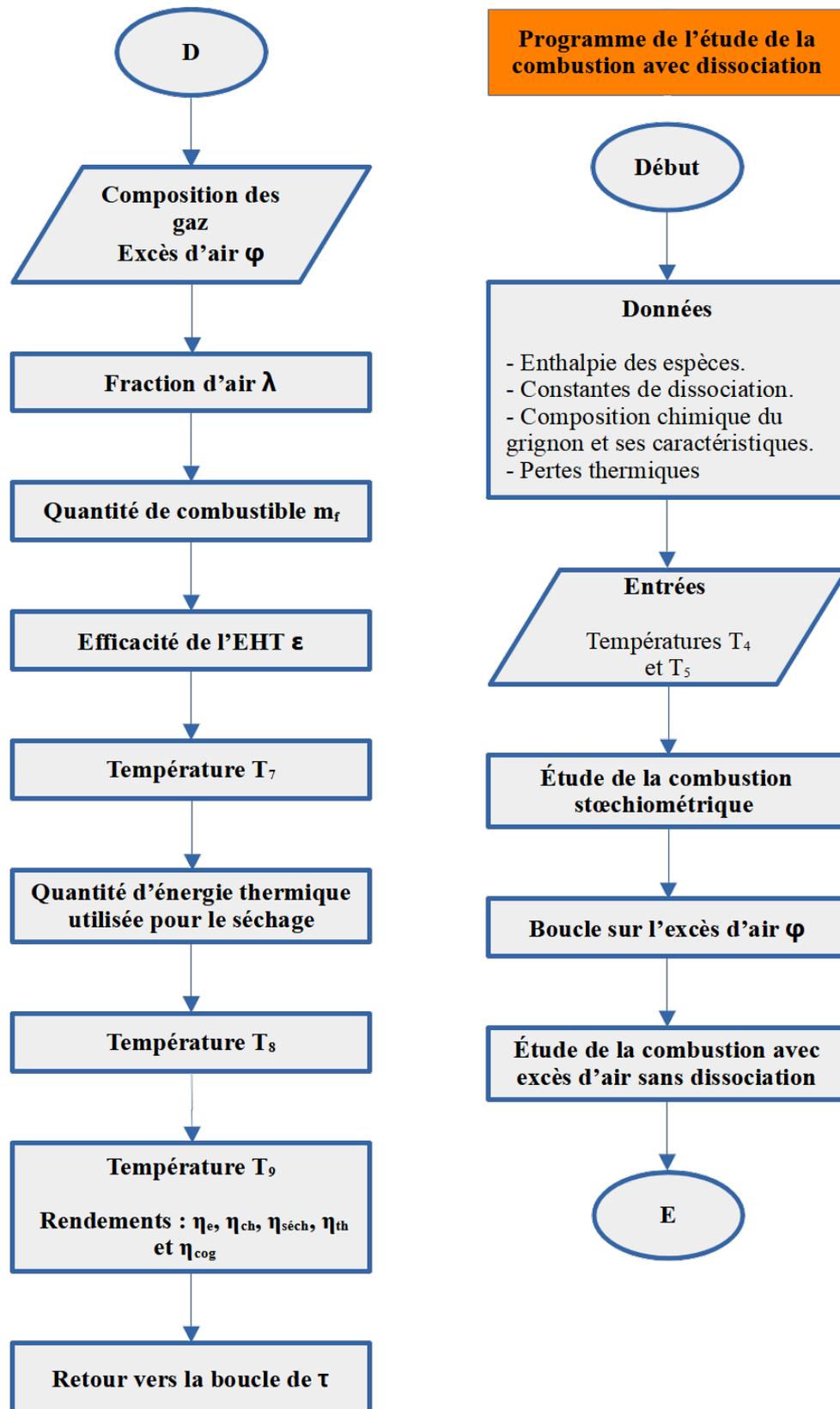
$$\eta_{cog} = \frac{W_{net} + Q_{ch} + Q_{sech}}{m_f \cdot PCI} \quad (4.100)$$

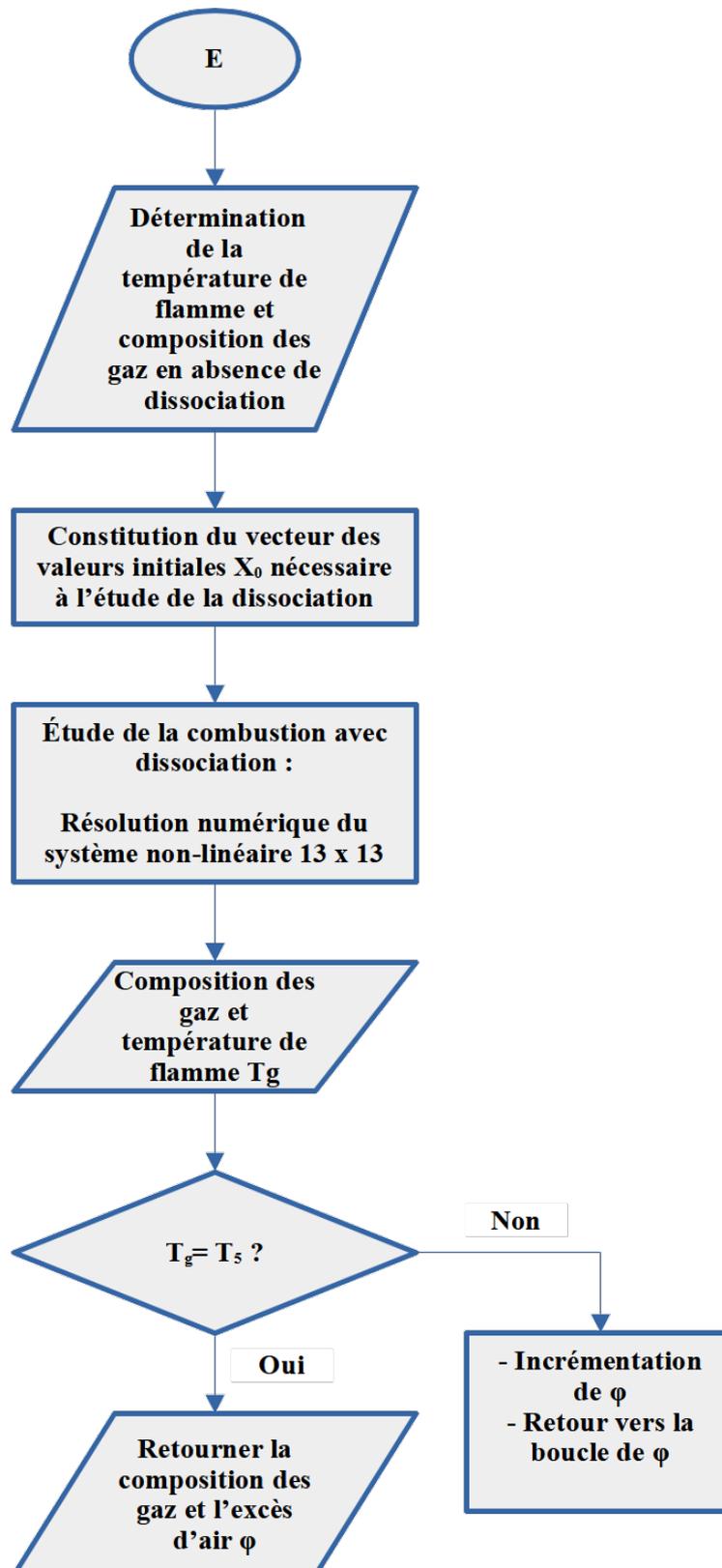
## 4.12 Organigramme de calcul

La modélisation thermodynamique de l'unité de cogénération a été programmé sur MATLAB afin de prédire les performances de l'installation, et présenter les résultats au chapitre 5. L'algorithme général du programme établi est présenté dans les schémas suivants.









## 4.13 Conclusion

Nous venons de poser le modèle thermodynamique de l'unité de cogénération que nous proposons comme système à énergie totale destiné à répondre à tous les besoins énergétiques d'une huilerie en utilisant une source d'énergie primaire qui est un sous-produit résiduel de l'huilerie elle-même.

Ce modèle sera exploité sur MATLAB et les résultats de cette exploitation seront analysés au chapitre suivant.

# **Chapitre 5**

## **Résultats et application**

## 5.1 Introduction

Dans le chapitre 4, nous avons présenté un modèle thermodynamique du cogénérateur basé sur une turbine à combustion externe utilisant le grignon d'olives comme source d'énergie. Ensuite, le modèle a été programmé sur MATLAB et nous a permis d'effectuer des simulations dont les principaux résultats seront présentés ci-après sous forme de courbes d'évolution des grandeurs pertinentes du système en fonction du taux de compression et de la température d'entrée à la turbine, considérée comme un paramètre susceptible de prendre différentes valeurs selon la limite de fluage du matériau utilisé pour les aubes de la turbine et de la limite métallurgique imposée par l'échangeur de chaleur haute température.

## 5.2 Effet du taux de compression sur les paramètres régulateurs des simulations

Lorsque la procédure des calculs est lancée pour des valeurs données de  $T_3$  et  $\tau$ , certains paramètres doivent prendre des valeurs précises afin de satisfaire des conditions imposées à certaines grandeurs du cycle thermodynamique.

Le facteur  $\lambda$  représente la fraction du débit d'air aspiré qui doit être utilisée pour réaliser un pincement minimum de  $50^\circ\text{C}$  à la sortie du compresseur qui correspond à l'entrée de l'EHT (Échangeur haute température).

Si cette condition n'avait pas été imposée et que la totalité du débit d'air quittant la turbine était utilisée pour la combustion, on aurait une quantité de grignon importante pour réaliser une valeur donnée de la température des gaz à l'entrée de l'EHT. Et comme, ni le travail spécifique net de l'installation, ni les besoins thermiques à satisfaire ne dépendent de  $\lambda$ , alors ce sont les rendements qui seront réduits en conséquence. La procédure de calcul va donc rechercher la valeur de cette fraction qui satisfait la condition imposée au pincement, et ça sera la valeur qui nécessitera la quantité du grignon minimale suffisante pour répondre aux besoins énergétiques du système. La figure 5.1 montre que le paramètre  $\lambda$  décroît lorsque le taux de compression croît, ce qui signifie qu'un taux de compression élevé permettra plus d'économie d'énergie.

Le paramètre  $\phi$  représente le facteur d'air théorique, c'est-à-dire la valeur par laquelle on doit multiplier la quantité d'air strictement nécessaire pour réaliser la combustion. Une fois que le taux de compression et la température d'entrée à la turbine sont fixés, la valeur de  $\phi$  doit être calculée de façon à obtenir la valeur souhaitée de la température des gaz  $T_5$  à l'entrée de l'EHT.

Comme pour  $\lambda$ , la figure 5.1 montre que  $\phi$  décroît également avec  $\tau$ , ce qui est en accord avec le fait que pour  $T_3$  donnée, une augmentation de  $\tau$  implique la réduction de la température  $T_4$  de l'air à l'entrée de la chaudière et demanderait donc une quantité d'air moindre pour une même quantité de grignon afin d'obtenir une valeur donnée de  $T_5$ .

Pour compléter le tableau de ces paramètres internes, nous avons calculé puis représenté sur la même figure l'efficacité  $\epsilon$  de l'EHT (Échangeur haute température) qui, même si elle décroît légèrement avec  $\tau$ , elle garde une valeur relativement élevée autour de 94%.

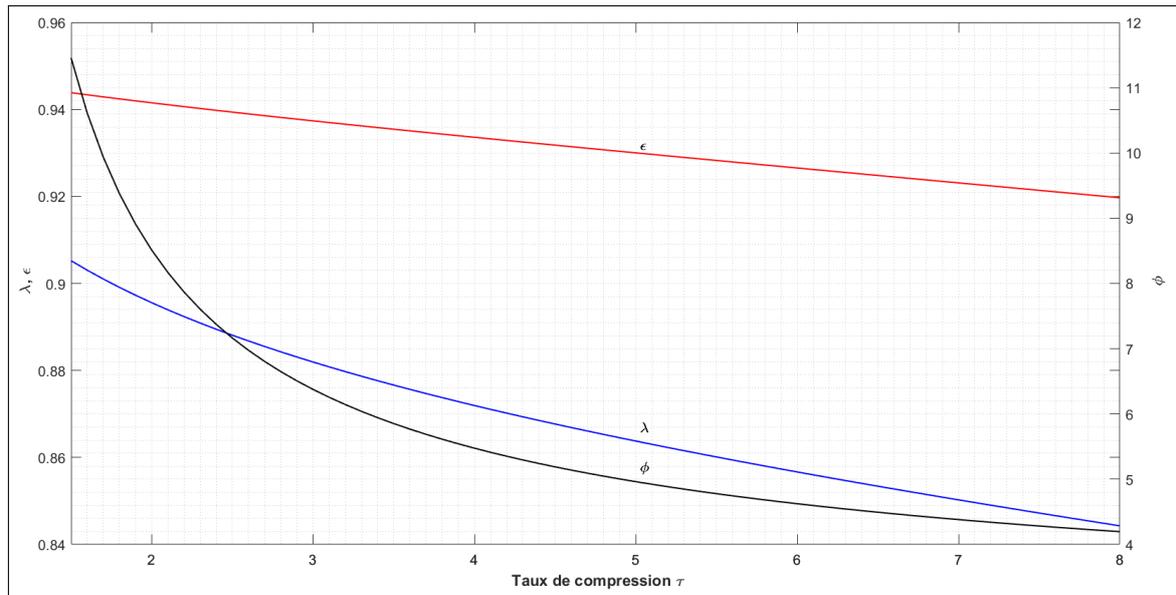


FIGURE 5.1 – Évolution des paramètres internes  $\epsilon$ ,  $\lambda$  et  $\phi$  en fonction du taux de compression pour  $T_3 = 850^\circ\text{C}$

### 5.3 Effet du taux de compression sur le travail spécifique et les rendements

Les courbes d'évolution des rendements et du travail spécifique du système sont montrées à la figure 5.2 ci-dessous. Les tracés sont exécutés pour une température d'admission à la turbine de  $850^\circ\text{C}$ .

Considérons d'abord le rendement électrique. Il commence par croître rapidement avec le taux de compression pour des valeurs de ce dernier inférieures à 2, puis il continue de croître mais beaucoup plus lentement, atteint un maximum pour une valeur de  $\tau$  légèrement au-dessus de 3 avant d'amorcer une décroissance quasiment insignifiante avec  $\tau$ . Ensuite, étant donné que les besoins d'énergie destinés au chauffage ont été considérés comme étant directement propor-

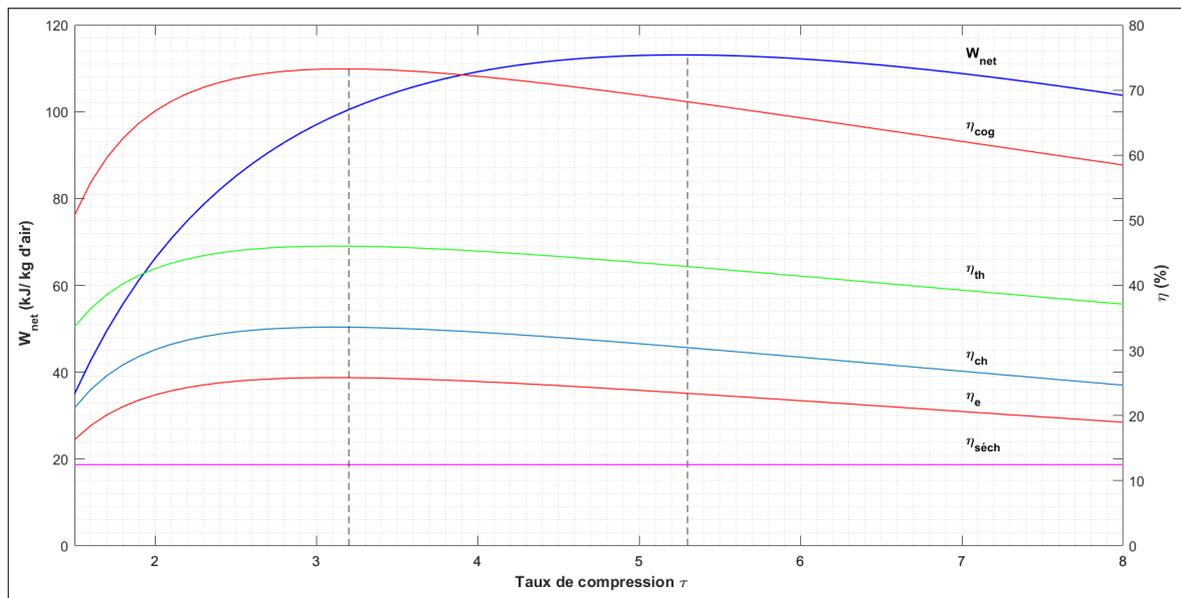


FIGURE 5.2 – Évolution du travail spécifique et des rendements en fonction du taux de compression pour  $T_3 = 850^\circ\text{C}$

tionnels à l'énergie électrique produite, le rendement de chauffage suit une allure parallèle à celle du rendement électrique.

Le rendement de séchage reste constant et indépendant de  $\tau$ , puisque la quantité de grignon séchée correspond exactement à celle avec laquelle on réalise la combustion dans la chaudière, et que les conditions du séchage restent inchangées.

Ces différentes circonstances concernant les rendements partiels, se répercutent sur l'allure du rendement thermique qui n'est autre que la somme du rendement de chauffage et du rendement de séchage, et celle du rendement de cogénération qui est la somme de tous les rendements partiels. Ces différents rendements, à l'exception du rendement de séchage admettent tous un maximum pour la même valeur du taux de compression, soit  $\tau = 3.2$  pour  $T_3 = 850^\circ\text{C}$ .

Le travail spécifique de la turbine est beaucoup plus sensible aux variations du taux de compression que les rendements. Sa valeur croissante avec  $\tau$  passe d'environ 50 kJ/kg pour  $\tau = 1.8$  à 100 kJ/kg, soit le double pour une valeur de  $\tau = 3.5$ . Ce gain ira cependant en s'atténuant à mesure qu'on s'approche d'une autre valeur optimale de  $\tau$  qui maximise le travail, valeur qui est plus grande que celle qui maximise le rendement. Pour une valeur de  $T_3 = 850^\circ\text{C}$ , cet optimum est situé autour de 5.

## 5.4 Effet de la température d'admission à la turbine sur les rendements et le travail spécifique

Sur les figures (5.3), (5.4) et (5.5) on a tracé les courbes du rendement électrique, du rendement de cogénération et du travail spécifique en fonction du taux de compression pour trois valeurs de la température d'admission à la turbine. Les graphes montrent clairement que rendements et travail spécifique croissent avec  $T_3$  et que les optima sont déplacés vers des valeurs plus élevées de  $\tau$  à mesure que  $T_3$  est augmentée.

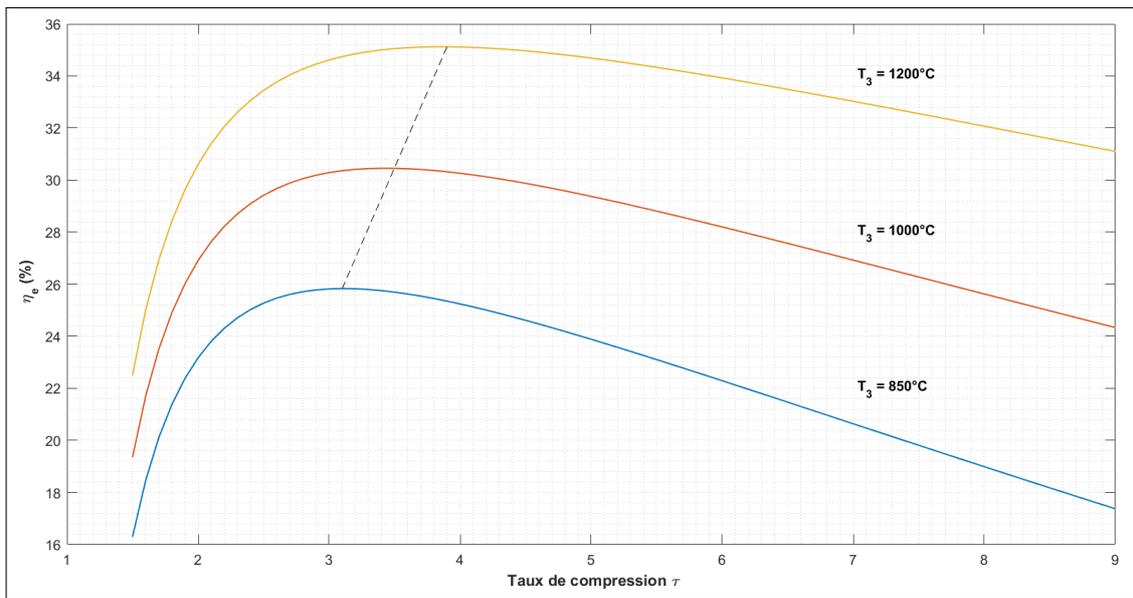


FIGURE 5.3 – Évolution du rendement électrique en fonction du taux de compression et de la température d'entrée à la turbine  $T_3$

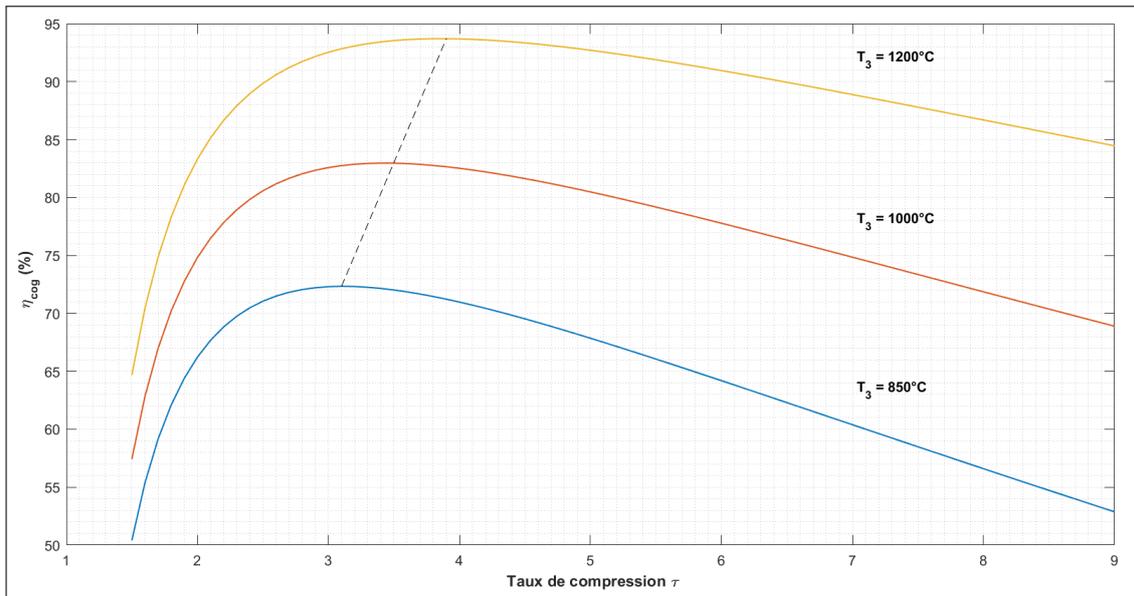


FIGURE 5.4 – Évolution du rendement de cogénération en fonction du taux de compression et de la température d'entrée à la turbine  $T_3$

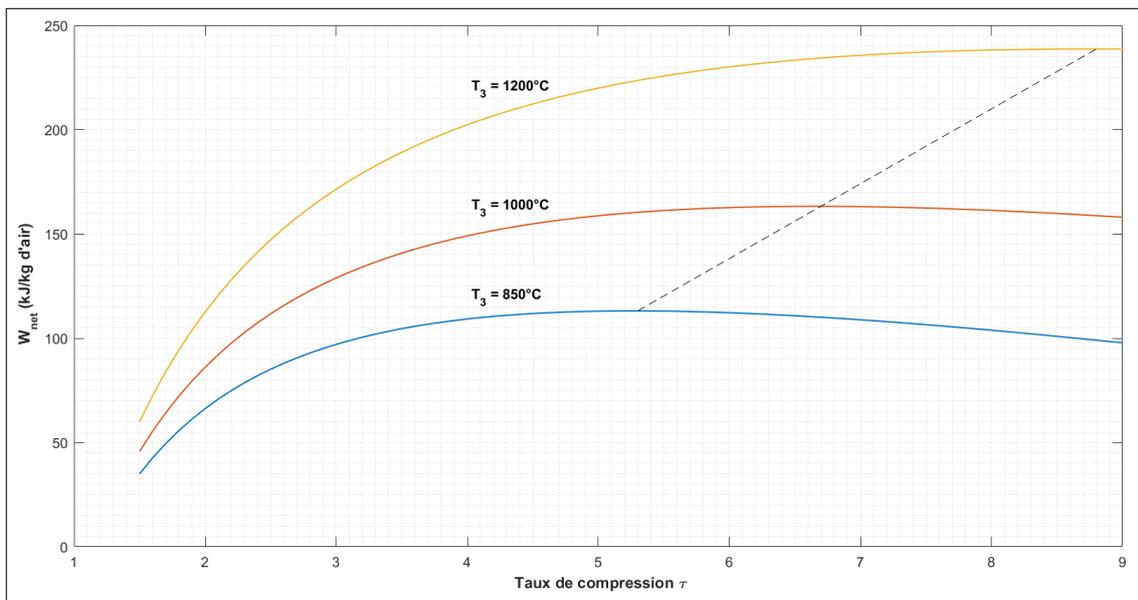


FIGURE 5.5 – Évolution du travail spécifique en fonction du taux de compression pour différentes valeurs de  $T_3$

## **5.5 Considération sur le choix de la valeur du taux de compression**

D'un point de vue théorique, la valeur du taux de compression doit être sélectionnée dans la plage délimitée par les deux optima (celui des rendements et du travail spécifique). En pratique, au voisinage de la limite inférieure de cette plage (celle des rendements), le gain de travail spécifique continue à être intéressant alors que le rendement reste quasiment constant. On pourrait donc pousser la valeur du taux de compression vers des valeurs plus élevées de cet intervalle pour réduire la taille des machines destinées à produire une puissance donnée. Ceci permettra d'économiser sur les coûts de l'investissement sans pénalité sur les coûts de l'exploitation. Dans le domaine des micro-turbines, il n'est pas judicieux de choisir des taux de compression élevés, synonymes de compresseurs multi-étagés et donc volumineux. Un compresseur centrifuge mono-étagé est en général plus adapté, puisqu'il est en mesure de fournir un taux de compression qui réalise le meilleur compromis entre le rendement et le travail spécifique.

## 5.6 Applications

Nous allons à présent produire au moyen du code qui nous a permis d'effectuer les simulations sur Matlab, les résultats de deux applications en introduisant les données de deux études concernant des unités de cogénération basées sur la turbine à combustion externe alimentée à la biomasse.

La première est une étude d'évolution des performances d'une micro-turbine à air chaud pour une centrale de 72.4 kW [29].

La deuxième compare les performances d'une turbine à combustion externe avec celle d'une turbine à combustion conventionnelle intégrant une unité de gazéification de résidus de biomasses diverses [23]. La puissance de l'unité est dans ce cas de 30 kW seulement.

Les données figurant dans chacune de ces études sont utilisées pour exécuter notre code Matlab et les résultats obtenus sont présentés aux côtés de ceux des auteurs respectifs de ces études au tableau 5.2.

Avant de procéder à l'analyse des résultats de ce tableau comparatif, considérons d'abord la composition des gaz d'échappement obtenue dans les deux applications et qui figurent au tableau 5.1.

TABLE 5.1 – Pourcentage molaire des différentes espèces du gaz obtenu pour les deux applications considérées

	$CO_2$	$H_2O$	$O_2$	$N_2$	$NO$
Application 1	3.076	2.738	17.052	77.118	0.016
Application 2	3.274	2.916	16.795	76.997	0.018

On notera que la composition est presque la même, avec des différences minimales dues à la hausse de la température de flamme de 25°C dans la deuxième application par rapport à la première. Même si notre code de calcul traite le problème de la combustion avec sept dissociations, les résultats ne présentent que l'oxyde d'azote NO comme produit de ces dissociations, les autres espèces n'apparaissent que sous forme de traces de l'ordre de  $10^{-6}$  aux températures de combustion considérées. Dans les deux cas cependant les taux de (NO) trouvés sont bien en-dessous de la limite tolérée par la norme pour les polluants [45].

Les deux applications correspondent à des domaines de puissance différents. La première, se situe à la limite supérieure du domaine de la micro-cogénération et se rapproche de celui de la mini-cogénération, tandis que la deuxième est parfaitement adaptée à la micro-cogénération. Nous remarquons que le taux de compression (3.25 pour le premier cas et 4 pour le deuxième cas) peut être sélectionné dans un intervalle assez large sans nuire aux performances de la turbine comme nous l'avons mentionné précédemment lors de l'analyse des résultats des simulations.

Nous pouvons relever que dans les deux cas, le système que nous avons conçu dans la présente étude semble permettre une meilleure valorisation de l'énergie du combustible (nos rendements sont meilleurs dans les deux cas). En effet, en considérant la première application, on voit bien que même si les rendements électriques sont égaux (22.5), notre système fait un meilleur usage de l'énergie des gaz d'un point de vue thermique, ce qui se traduit par un rendement de cogénération plus élevé d'après nos calculs que celui donné par les auteurs du cas 1 (65.76% contre 61.8 %) [29]. Dans la deuxième application, les écarts sont plus importants à tous les niveaux, à l'avantage de ce que prévoit notre code pour ce cas : soit un rendement électrique de 23.21 % contre 18.5 % et un rendement de cogénération de 67.37 % contre 60%. D'ailleurs, ceci semble surprenant au vue de la température à laquelle on arrive à refroidir les gaz dans la deuxième application, qui descend jusqu'à 60 °C d'après les auteurs de l'étude [23]. Une telle valeur de la température d'évacuation des gaz aurait dû donner logiquement lieu à un rendement de cogénération assez élevé, en tout cas plus grand que la modeste valeur de 60 % qui nous est présentée.

TABLE 5.2 – Récapitulatif des performances des deux applications considérées

Grandeur	Application 1	Application 2		
<b>Données</b>				
Pression ambiante $P_1$ (bar)	1.013	1.013		
Température ambiante $T_1$ (°C)	25	25		
Rendement polytropique de compression (%)	80	/		
Rendement isentropique de compression (%)	/	79		
Rendement polytropique de détente (%)	85	/		
Rendement isentropique de détente (%)	/	80		
Rendement mécanique du compresseur (%)	97	97		
Rendement mécanique de la turbine (%)	97	97		
Perte de pression côté air dans l'EHT (%)	3	0.62		
Perte de pression côté gaz dans l'EHT (%)	1.5	2		
Perte de pression dans la chaudière (%)	5	0.5		
Différence de température au pincement $T_6 - T_2$ (°C)	100	15.7		
<b>Paramètres</b>				
Taux de compression	3.25	4		
Température d'admission à la turbine $T_3$ (°C)	800	830		
Température des gaz à l'entrée de l'EHT (°C)	900	925		
<b>Performances</b>				
	<b>Résultats selon</b>		<b>Résultats selon</b>	
	<b>Cocco et al. [29]</b>	<b>Ce projet</b>	<b>Vera et al. [23]</b>	<b>Ce projet</b>
Puissance électrique (kW)	72.4		30	
Débit d'air (kg/s)	0.75	0.75	0.75	0.75
Taux d'utilisation d'énergie thermique (kW)	126.4	134.3	60	55.1
Fraction d'air dirigée vers la chaudière $\lambda$ (%)	93.70	93.70	90.46	83.65
Débit de combustible (kg/s)	0.0210	0.0175	0.009	0.007
Pouvoir Calorifique du combustible (MJ/kg)	15.31	18.42	16.30	18.42
Température des gaz à la cheminée $T_9$ (°C)	120	127	60	115.24
Rendement électrique $\eta_e$ (%)	22.5	22.5	18.5	23.21
Rendement de cogénération $\eta_{cog}$ (%)	61.8	65.76	60	67.37

Maintenant, avec les paramètres caractéristiques que nous avons présenté au chapitre 1 concernant les usines d'extraction d'huile d'olive (tableau 2.3), projetons les résultats consignés au tableau 5.3, pour voir à quelle taille d'huilerie ils correspondent.

Pour savoir quelle est la quantité d'olives qu'une huilerie conduite au moyen de chacune des turbines considérées ci-dessus, nous avons besoin de rappeler à partir du tableau 2.3 les informations suivantes :

- La consommation spécifique d'énergie électrique d'une huilerie dotée d'un procédé continu à trois phases a été évaluée et fixée à une valeur de 45 ( $kWh_e/t.olive$ ).

- L’huilerie opère de façon saisonnière à raison de 10 h/jour pendant 120 jours.
- Le grignon brut est issu du procédé avec un taux d’humidité de 50%, constitue la moitié de la masse des olives traitée. Ce grignon devient utilisable comme combustible une fois qu’il est ramené à un taux d’humidité de 10%.
- Le rendement en huile retenu est de 17%, c’est-à-dire que le traitement de 100 kg d’olive produit 17 kg d’huile.
- Le traitement d’une tonne d’olive permet d’obtenir 277.78 kg de grignon combustible.

Sur la base de ces données, on peut estimer la quantité d’olives traitée par saison pour chaque application. Ainsi, dans le cas 1, cette quantité sera :

$$(72.4)(kW) \cdot \left(\frac{1}{45}\right) \left(\frac{t.olive}{kW \cdot h}\right) \cdot (10) \left(\frac{h}{j}\right) \cdot (120) \left(\frac{j}{saison}\right) = 1932 \text{ (t.olive/saison)}$$

La quantité d’huile produite par saison se calcule ensuite de la manière suivante pour cette première application :

$$(1932) \left(\frac{t.olive}{saison}\right) \cdot (0.17) \left(\frac{t.huile}{t.olive}\right) = 330 \text{ (t.huile/saison)}$$

On peut aussi calculer la quantité de combustible produite par saison comme suit :

$$(1932) \left(\frac{t.olive}{saison}\right) \cdot \left(\frac{277.78}{1000}\right) \left(\frac{t.grignon\ combustible}{t.olive}\right) = 537 \text{ (t.grignon combustible/saison)}$$

Ces chiffres et ceux obtenus de la même façon pour la deuxième application sont récapitulés au tableau 5.3 ci-après.

TABLE 5.3 – Résultats des projections de l’application des deux cas considérés à des huileries

	<b>Application 1</b>	<b>Application 2</b>
Quantité d’olives traitée (t/saison)	1932	800
Production d’huile (t/saison)	330	136
Quantité de grignon générée (TH=10%) (t/saison)	537	223
Quantité de grignon consommée par l’unité (TH=10%) (t/saison)	76	31

Notons que la quantité de grignon disponible est très largement plus grande que celle nécessaire pour satisfaire les besoins de l’huilerie en énergie.

Par ailleurs, en se basant sur les productions saisonnières d'huile d'olive des deux applications considérées, on peut observer que la première peut s'appliquer à l'une des deux usines espagnoles qu'on a présenté au chapitre 1 [1], tandis que la seconde conviendrait à l'huilerie de Tizi-Rached mentionnée également au même chapitre.

## **5.7 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons procédé à des simulations sur MATLAB dans le but de déterminer l'évolution des paramètres et des grandeurs significatives du système, ainsi que d'identifier leur plage de fonctionnement optimale. Parallèlement, nous avons réalisé une comparaison entre les performances de notre installation et celles d'autres systèmes décrits dans la littérature spécialisée. En outre, nous avons appliqué notre étude à des huileries, permettant ainsi une mise en perspective concrète de nos résultats.

# Conclusion générale

Il est bien vrai qu'une huilerie est une usine qui produit de l'huile. Mais si l'on est résigné à ne la réduire qu'à cela, on est alors obligé de considérer les résidus que cette production génère constituent un véritable fléau pour l'environnement. Or, ces résidus, on le sait très bien aujourd'hui, disposent d'un énorme potentiel qui ne demande qu'à être exploité pour inscrire les huileries dans le cadre des trois piliers du développement durable : économie – écologie – social.

Parmi les différentes voies de valorisation de ces résidus, nous avons choisi d'explorer, dans le cadre de cette modeste contribution, la valorisation énergétique du grignon. Il a été établi, qu'avec un pouvoir calorifique d'environ 20 MJ/kg, il se présente comme le combustible non conventionnel le plus intéressant à envisager. A sa sortie de l'huilerie, il est déjà suffisamment broyé, ce qui en facilite la combustion, d'autant plus que cette dernière libère une énergie plus que suffisante pour répondre à tous les besoins de l'huilerie et à sécher le grignon lui-même afin d'améliorer le rendement de l'équipement de combustion.

Pour la conversion de l'énergie libérée par cette combustion, il existe de nos jours un certain nombre de solutions parmi lesquelles la turbine à air chaud se présente comme la plus rentable et offre les meilleurs avantages en termes de simplicité, de flexibilité, de maintenance et de nuisance sonore. C'est un moteur à combustion externe auquel on peut coller les deux critères fondamentaux suivants :

- Elle tire profit des développements de la turbine à gaz traditionnelle et est donc capable de supporter des températures assez élevées à l'admission.
- Par rapport à la turbine traditionnelle et à d'autres types de moteurs qui opèrent en cycle fermé, elle présente l'avantage d'opérer en toute sécurité en cycle ouvert tout en acceptant quasiment n'importe quel type de combustible.

Dans le contexte de la génération d'énergie électrique décentralisée, qui vise à diversifier les sources d'énergie et à réduire la dépendance aux énergies les plus polluantes, la turbine à air chaud est la solution la plus adaptée pour la combustion de la biomasse, surtout lorsqu'il y a des besoins thermiques à satisfaire en parallèle, autrement dit lorsqu'elle est exploitée en

mode cogénérateur. En effet, dans ce cas la turbine intervient sur de petites unités avec des taux de compression très modestes, la température du fluide à l'échappement de la turbine sera dans alors assez élevée (environ 450 °C) et ce dernier pourra être utilisé comme vecteur d'énergie pour alimenter les besoins thermiques en question.

Par ailleurs, on sait que la combustion de la biomasse est carbo-neutre, à condition qu'elle soit exploitée sur place, à l'endroit où elle est récoltée, et la cogénération distribuée est bien adaptée à cette condition.

Les huileries sont une application qui répond idéalement à tous ces critères :

Avec moins de 20 % de la quantité de grignon résultant de l'exploitation des olives, la totalité des besoins en énergie de l'usine seront satisfaits. Avec les 80 % d'excédent, s'il y a d'autres besoins en énergie dans le voisinage de l'huilerie, électriques et/ou thermiques, il sera toujours possible de surdimensionner l'installation de cogénération, ou mieux encore, de prévoir une autre unité de cogénération en parallèle, de façon à répondre à ces besoins. On pourrait même envisager de continuer à répondre à ces besoins tout au long de l'année, étant donné que l'huilerie ne consomme qu'un cinquième de sa production de grignon au cours d'une saison qui court sur quatre mois. Il est également autorisé d'envisager la réalisation d'un micro-réseau afin de pourvoir aux besoins en énergie d'une petite communauté qui se trouverait isolée à l'écart du réseau national interconnecté :

- Pour l'huilerie, si le grignon est ainsi exploité de façon rationnelle, il sera indéniablement une source de rentabilité.
- Pour la communauté, si elle venait à bénéficier d'une fourniture d'énergie sur un micro-réseau rural alimenté au grignon, cela constituerait certainement une compensation équitable pour la pollution que l'activité de l'huilerie ne manquera pas de générer dans les sols et les cours d'eau avoisinants, notamment à cause de l'évacuation des margines, un effluent dont il est difficile de se débarrasser proprement. Malgré tout, le projet va contribuer à réduire de manière significative l'impact négatif de l'exploitation sur l'environnement.

En conclusion, nous pouvons dire qu'un tel projet, s'il venait à voir le jour sur le terrain, sera économiquement efficace, socialement équitable et écologiquement soutenable.

# Bibliographie

- [1] Luis Leopoldo Silva FÁTIMA BAPTISTA Dina Murcho. *Manuel d'efficacité énergétique des usines d'huile d'olives*. 2014.
- [2] Khaled Medhioub CHAFAI AZRI Imed Obay. "Un moyen de lutte contre la pollution issue de la combustion des grignons d'olive". In : *Techniques - Sciences - Methodes* (1999).
- [3] Vlad-Mario Homutescu DAN-TEODOR BALANESCU. "Straw energy saving solution : Power plant based on a hot air turbine". In : *Procedia Engineering* (2017).
- [4] Riccardo Scarpellini ALBERTO TRAVERSO Aristide F. Massardo. "Externally fired micro-gas turbine : modelling and experimental performance". In : *Applied Thermal Engineering* (2006).
- [5] Conseil International de l'Olivier (COI). *Encyclopédie mondiale de l'olivier*. 1997.
- [6] Ajmia CHOUCHE. "Étude expérimentale et théorique de procédés de valorisation de sous produits oléicoles par voies thermiques et physico-chimique." Thèse de doct. 2010.
- [7] Touati LOUNIS. "Valorisation des grignons d'olive. Etude de cas : Essai de valorisation en Biocarburant." 2013.
- [8] <https://www.internationaloliveoil.org>. [consulté le 13 mars 2023].
- [9] Malika NADOUR. "Extraction, caractérisation des polysaccharides et des polyphénols issus des sous-produits oléicoles. Valorisation des polysaccharides à visée alimentaire." Thèse de doct. 2015.
- [10] Hammadi Chimi AHMIDOU OUAOUICH. *Guide du producteur d'huile d'olive*. 2007.
- [11] Konstantinos Petrotos EVAGELIA TSAGARAKIS Harris Lazarides. "Olive mill wastewater treatment." In : *Utilization of By-Products and Treatment of Waste in the Food Industry* (2007).
- [12] Antonis Zorpas APOSTOLOS VLYSSIDES. "Olive oil processing wastes production and their characteristics in relation to olive oil extraction methods." In : *Fresenius Environmental Bulletin* (1998).

- [13] Ayse Filibeli NURI AZBAR Abdurrahman Bayram. “A review of waste management options in olive oil production.” In : *Critical Reviews in Environmental Science and Technology* (2013).
- [14] Maria Teresa Carone ANTONIO PANTALEO. “Olive residues to energy chains in the Apulia region. Part I : Biomass potentials and costs.” In : *Journal of Agricultural Engineering* (2012).
- [15] Abdelmejid Bahloul ABDELFAH SEBBAN. “Schéma de valorisation des grignons d’olives produits par les Maasras marocaines”. In : *Revue Francophone d’Écologie Industrielle* (2004).
- [16] Antonia Tamborrino ALESSANDRO LEONE. “A comparison of efficiency and energy consumption between microwave treatment and traditional malaxation of olive pastes”. In : *Journal of Food Engineering* (2014).
- [17] Giuseppe Ioppolo GIULIO MARIO CAPPELLETTI. “Energy Requirement of extra virgin olive oil production”. In : *Sustainability* (2014).
- [18] Benedetta De Caprariis DOMENICO BORELLO. “Thermo-economic assessment of olive pomace gasifier for cogeneration applications”. In : *Energy Procedia* (2015).
- [19] C.P. Halvadakis M. NIAOUNAKIS. *Olive processing waste management, Literature review and patent survey, 2nd edition*. 2006.
- [20] <https://fr.globalpetrolprices.com>. [consulté le 1er mai 2023].
- [21] Mathieu Gautier GAELLE DUCOM. “Caractérisation des grignons d’olives en vue d’une valorisation thermochimique par gazéification”. In : *Déchets Sciences et Techniques* (2019).
- [22] Gaetan RIVIERE. “Conception d’un micro-cogénérateur aux granulés de bois”. Thèse de doct. 2018.
- [23] Francisco Jurado DAVID VERA. “Comparison between externally fired gas turbine and gasifier-gas turbine system for the olive oil industry”. In : *Proceedings of the ICE - Energy* (2011).
- [24] Mohamed ABU-QUDAIS. “Fluidized-Bed combustion for energy production from olive cake”. In : *Energy* (1996).
- [25] Ghassan Tashtoush MOHAMMED AL-WIDYAN. “Combustion and emissions of pulverized olive cake in tube furnace”. In : *Energy Conversion and Management* (2006).
- [26] Abdelghani Koukouch MOHAMMED BENNINI. “Characterization and combustion of olive pomace in a fixed bed boiler : effect of particle sizes.” In : *International Journal of Heat and Technology* (2019).

- [27] Rajaa Rababah KHALID TAWARAH. "Characterization of some Jordanian crude and exhausted olive pomace samples." In : *Green and Sustainable Chemistry* (2013).
- [28] Alejandro Medina ALVARO DURANTE. "Thermodynamic simulation of a multi-step externally fired gas turbine powered by biomass." In : *Energy Conversion and Management* (2017).
- [29] Paolo Deiana DANIELLE COCCO. "Performance evaluation of small size externally fired gas turbine (EFGT) power plants integrated with direct biomass dryers." In : *Energy* (2006).
- [30] Naima MESBAHI. "Étude de la cinétique de séchage par convection en régime continu des grignons d'olives". 2011.
- [31] Rodica Chiriac CAPUCINE DUPONT. "Heat capacity measurements of various biomass types and pyrolysis residues." In : *Fuel* (2014).
- [32] Anthony GIAMPAOLO. *Gas turbine handbook, principles and practices, 3rd edition*. 2006.
- [33] Ahmad NAWAZ. "Numerical modeling and analysis of small gas turbine engine. Part I : Analytical model and compressor CFD". Mém. de mast. 2009.
- [34] René Van den BRAEMBUSSCHE. "Micro gas turbines - A short survey of design problems". In : *Physics Engineering* (2005).
- [35] Antoine LATERRE. "Towards dynamic modelling of micro gas turbines". Mém. de mast. 2021.
- [36] Zakaria Zainal KHALED AL ATTAB. "Externally fired gas turbine technology : A review". In : *Applied Energy* (2015).
- [37] Ahmed SAIGHI. "Etude d'un mini-système hybride d'énergie renouvelable solaire-biomasse pour la production d'électricité et de chaleur." Mém. de mast. 2012.
- [38] Riccardo AMIRANTE. "A small size combined system for the production of energy from renewable sources and unconventional fuels". In : *Energy Procedia* (2015).
- [39] Dragan STEVANOVIĆ. *Innovative biomass power plant based on pebble-heater technology and hot air turbine*. 2015.
- [40] Ranjan Ganguly AMITAVA DATTA. "Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation." In : *Energy* (2010).
- [41] <https://www.schmid-ag.ch>. [consulté le 15 mai 2023].
- [42] Malcolm Chase JR. *NIST-JANAF Thermochemical tables, 4th edition, Part I*. 1970.

- [43] Adolphe Van TIGGELEN. *Oxydations et Combustion, Tome 1*. 1968.
- [44] Gordon Von Wylen RICHARD SONNTAG. *Fundamentals of Thermodynamics, 6th edition*. 2006.
- [45] Abderrahmane Terkia HAMZA AFROUNE. “Réduction des émissions des NO<sub>x</sub> de la centrale électrique d’EL Hamma”. Mém. de mast. 2012.