



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



UNIVERSITÉ
DE LORRAINE

SIMPPÉ



anrt
association nationale
recherche technologie

THESE

Pour l'obtention du titre de :

Docteur de l'Université de Lorraine

Spécialité : Science du bois et des fibres

Gaëtan RIVIERE

Présentée et soutenue le 18 décembre 2018

Conception d'un micro-cogénérateur aux granulés de bois

Directeur de thèse : Yann ROGAUME

Co-Directeur de thèse : Pierre GIRODS

JURY

Rapporteurs :

Gwénaëlle TROUVE, Pr, Université de Haute Alsace

Laurent VAN DE STEENE, Chercheur HDR, CIRAD

Examineurs :

Eva DORIGNAC, Pr, Université de Poitiers

Pierre GIRODS, MCF, Université de Lorraine

Yann ROGAUME, Pr, Université de Lorraine

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au sein de l'équipe valorisation énergétique de la biomasse du Laboratoire d'Etude et de Recherche sur le MATériau Bois de l'Université de Lorraine. Je souhaite remercier Philippe Gerardin, Professeur à l'Université de Lorraine et directeur du LERMAB de m'avoir accueilli.

Je tiens à remercier particulièrement Yann Rogaume, Professeur à l'Université de Lorraine, ainsi que Pierre Girods, Maître de Conférence à l'ENSTIB de m'avoir fourni leur soutien et leur confiance durant de ce long parcours. Je suis particulièrement sensible au temps qu'ils ont consacré à lire et à relire ce manuscrit.

Je suis reconnaissant envers la société Silène pour m'avoir fait confiance au début de ce projet et la société Self Climat Morvan pour avoir accepté de poursuivre ce projet. Je remercie Oliver KHEL, Bruno DUBOSQ ainsi que l'ensemble du personnel de Self Climat Morvan pour leur accueil et leur professionnalisme.

Je tiens également à exprimer ma sincère gratitude à Eva Dorignac, professeur à l'Université de Poitier, pour m'avoir fait l'honneur de présider mon Jury. Merci également à Gwenaëlle Trouvé et Laurent Van De Steene d'avoir accepté de rapporter ce travail. Merci à tous d'avoir bien voulu consacrer du temps à la lecture de mon mémoire, de vous être déplacés pour venir à ma soutenance et pour les remarques constructives qui m'ont permis d'améliorer ce travail.

Merci à l'ensemble du personnel du Lermab qui ont su m'apporter leur connaissances techniques et scientifiques et cela depuis mon arrivé en Lorraine. Merci aux techniciens de l'ENSTIB pour leur aide tout au long de cette aventure.

Merci à mes amis de l'ENSTIB, du golf, du Sulky et d'ailleurs pour leur soutien durant ces nombreuses années.

Enfin, un grand merci à mes parents, mon frère et mes sœurs pour leur indéfectible soutien et cela bien que les Vosges et les hautes Pyrénées soit aux antipodes de la France.

Table des matières

Table des matières.....	4
Liste des tableaux.....	7
Liste des figures	9
Introduction.....	17
Chapitre 1 : Etat de l'art et positionnement du sujet.....	21
1. Les granulés de bois comme combustible.....	21
1.1. Le matériau bois.....	21
1.2. Les différentes formes de combustible de bois	32
1.3. Les granulés de bois en France	41
2. Production de chaleur domestique à partir du bois	42
2.1. Les différentes transformations thermochimiques du bois	43
2.2. Les chaudières à granulés	53
3. La micro-cogénération	56
3.1. Définition	56
3.2. Principe	56
3.3. Intérêts.....	58
3.4. Exemples de micro-cogénérateurs à usage domestique	59
4. Positionnement du projet	67
5. Conclusions de l'état de l'art	71
Chapitre 2 : Combustion haute température de granulés de bois.....	73
1. Caractérisation du combustible	73
2. Caractérisation du fonctionnement de la chaudière existante	75
2.1. Description de la chaudière.....	75
2.2. Dispositif expérimental	77

2.3.	Mesures	78
2.4.	Résultats	82
2.5.	Récapitulatif et propositions de modifications	88
3.	Conception des pièces pour la combustion haute température de granulés de bois	90
3.1.	Dimensionnement du premier prototype de foyer	91
3.2.	Choix des conditions opératoires.....	104
4.	Essais de combustion haute température	109
4.1.	Matériels et méthodes	109
4.2.	Résultats et discussions	121
5.	Conclusion.....	142
Chapitre 3 : Micro-turbine à air chaud avec combustion externe.....		144
1.	Etude générale du système	145
1.1.	Choix du type de turbine	145
1.2.	Méthode de fabrication par frittage laser.....	146
1.3.	Caractéristiques concepteur.....	147
1.4.	Calcul du rendement théorique du système	154
1.5.	Test de tenue à la température du Nickel Alloy Hx.....	155
2.	Etude de l'échangeur de chaleur haute température	158
2.1.	Matériels et Méthode	160
2.2.	Résultats	166
2.3.	Discussions	172
2.4.	Conclusion sur l'échangeur de chaleur haute température	175
3.	Etude de la micro-turbine	176
3.1.	Etude de la conception de la turbine.....	176
3.2.	Essais de la micro-turbine	181
3.3.	Conclusion sur la micro-turbine	185

4. Conclusion	186
Chapitre 4 : Intégration du micro-cogénérateur dans l'habitat	188
1. Présentation des calculs	188
1.1. Détermination des données thermiques	189
1.2. Détermination des données électriques.....	192
1.3. Bilan énergétique et environnemental.....	195
2. Résultats et discussion	198
2.1. Résultats des besoins, consommation et production d'énergies	199
2.2. Bilan économique	200
2.3. Bilan thermique.....	201
2.4. Bilan environnemental	201
3. Conclusion	203
Conclusion générale.....	205
Bibliographie.....	208

Liste des tableaux

Tableau 1 : Composition chimique moyenne de bois de résineux et de feuillus de zone tempérée.	25
Tableau 2 : Composition chimique élémentaires du bois sec sans minéraux (dry ash free, daf).	30
Tableau 3 : Données de spécification de la classe A1 selon NF EN ISO 17225-2 :2014.	37
Tableau 4 : Propriété du combustible et ses impacts sur la combustion [21,24,50,56,57].	39
Tableau 5 : Récapitulatif des caractéristiques des différents combustibles bois [47,50,51] et Normes NF EN ISO 17225-(2 à 5) :2014.	40
Tableau 6 : Principales réactions de gazéification et leur enthalpie à 25°C, repris de [81].	47
Tableau 7 : Classification des unités de cogénération en fonction de leur puissance.	56
Tableau 8 : Résultats d'analyses élémentaires des granulés utilisés dans le projet.	74
Tableau 9 : Résultat de l'humidité, du taux de cendre et du PCS des granulés utilisés dans le projet.	74
Tableau 10 : Données de la Normes NF EN 303-5 sur les limites d'émissions en CO.	86
Tableau 11 : Dénomination des points de mesures de la Figure 66.	111
Tableau 12 : Dénomination des mesures notées sur la Figure 68.	115
Tableau 13 : Dénomination des mesures notées sur la Figure 71.	119
Tableau 14 : Résultats du test du tube de Pitot.	121
Tableau 15 : Comparaison des résultats entre la chaudière ARMOR et la chaudière AGATCO en fonctionnement sans production d'électricité.	127
Tableau 16 : Performances visées pour le compresseur, la turbine et l'électrogénérateur [120].	147
Tableau 17 : Résultats du calcul des températures en sortie des fumées de l'échangeur.	151
Tableau 18 : Résultats du calcul des températures du mélange gazeux entrant dans la zone de combustion.	152
Tableau 19 : Résultats du calcul du rendement Electrique de la micro-turbine.	155
Tableau 20 : Propriétés de la turbine AGATCO	178
Tableau 21 : Détails des éléments numérotés de la Figure 121.	181
Tableau 22 : Paramètre de démarrage de l'électrogénérateur.	182
Tableau 23 : DJU sur la période hivernale pour Epinal, statistiques établies sur la période 1986–2010 avec une température de référence de 19°C [154].	189
Tableau 24 : Variation de la température moyenne d'eau froide au cours de l'année et température moyenne sur la période hivernale et l'été en France [155].	190
Tableau 25 : Consommations d'électricité moyennes (hors chaleur, ECS et cuisson) par secteur.	193
Tableau 26 : Facteurs d'énergie primaire ni renouvelable, ni de récupération.	196
Tableau 27 : Impact de l'utilisation d'un kWh d'énergies sur le cycle de vie. [160].	198
Tableau 28 : Besoins énergétiques pour une maison à Epinal utilisant une production de chaleur de 10kW en régime maximal.	199
Tableau 29 : Consommation, production et besoins énergétiques par saison en fonction du cas pris en compte.	199

Tableau 30 : Tarification de vente et d'achat d'électricité.	200
Tableau 31 : Budget global pour l'énergie du foyer sur une année moyenne.	200
Tableau 32 : Indicateurs du bilan thermique pour les différents cas étudiés.	201
Tableau 33 : Résultats des calculs des impacts sur l'environnement sur une année	201

Liste des figures

Figure 1 : Diagramme de Sankey présentant le fonctionnement de la forêt française, réalisé à partir des données de [7–9].	22
Figure 2 : Répartition des utilisations des connexes et sous-produits de la première transformation du bois en Lorraine, réalisé à partir des données de [10].	23
Figure 3 : Elément du plan ligneux des bois de résineux (gauche) et feuillus (droite).	24
Figure 4 : Schéma de la paroi cellulaire et ses différentes couches.	25
Figure 5 : Structure chimique de la cellulose.	26
Figure 6 : Principales hémicelluloses présentes dans le bois.	26
Figure 7 : Les trois phénylpropanes précurseurs de la lignine.	27
Figure 8 : Variation du PCI moyen des feuillus et des résineux en fonction de l'humidité.	31
Figure 9 : Variation du prix d'une sélection de bûches de bois depuis Janvier 2013 réalisé avec les données de [43].	33
Figure 10 : Amas de granulés.	35
Figure 11 : Principe de fonctionnement d'une usine de production de granulés.	35
Figure 12 : Logos de différents certificats pour les granulés de bois.	37
Figure 13 : Comparaison du tarif des différentes énergies en €/MWh, données : [43,55].	38
Figure 14 : Production française de granulés comparait aux importations et exportation en fonction des années [58].	41
Figure 15 : Suivi des ventes d'appareils de chauffage au bois en comparaison des ventes d'appareils fonctionnant aux granulés, données [61,62].	42
Figure 16 : Influence de la température, du temps de séjour et de la puissance de chauffe sur la nature des produits de pyrolyse [68].	44
Figure 17 : Schéma de principe de la combustion [56]	48
Figure 18 : Influence de la température sur l'émission de NOx pour la combustion de biomasse, extrait de [88]	50
Figure 19 : Emission de monoxyde de carbone en fonction du facteur d'air pour différents appareils. (a) Poêle à bois, (b) Chaudière à combustion inverse, (c) Chaudière automatique, (d) Chaudière automatique avancé. Repris de [85,96].	51
Figure 20 : Température adiabatique de flamme en fonction du facteur d'air pour différentes humidités u (Humidité sur sec) [85].	52
Figure 21 : Installation d'une chaudière à granulés (1) avec Silo de stockage (2), un ballon tampon (3) et production d'eau chaude sanitaire (4) [107].	54
Figure 22 : Coupe d'une chaudière à granulés. Avec : (1) le réservoir tampon ; (2) la vis d'alimentation ; (3) le foyer ; (4) : l'échangeur ; (5) : le bac à cendre ; (6) : système d'extraction des cendres du foyer.	55
Figure 23 : Taille typique et rendement électrique d'installation de cogénération utilisant la combustion de biomasse solide [113].	57
Figure 24 : Production d'électricité selon deux cas : production séparée (à gauche) et production par cogénération (à droite).	58

Figure 25 : Comparaison des émissions de CO ₂ des combustibles de chauffages	59
Figure 26 : Micro-turbine MTT pour la micro-cogénération	60
Figure 27 : Micro-turbine pour micro-cogénération Capston C30	61
Figure 28 : Micro-cogénérateur aux granulés de bois à moteur Stirling SUN MACHINE®	62
Figure 29 : Chaudière à micro-cogénération aux granulés de bois COGEmax de Novotek industry fonctionnant avec un cycle de Rankine	63
Figure 30 : Principe de fonctionnement du moteur vapeur linéaire à double cylindre. 1 : Lineator ; 2 : Arrivée de vapeur ; 3 : Cylindre droit ; 4 : Evaporateur ; 5 : Brûleur ; 6 : Electricité ; 7 : Double cylindre libre ; 8 : Echangeur thermique ; 9 : Bobine génératrice ; 10 : Cylindre gauche.	64
Figure 31 : Chaudière à micro-cogénération Ökofen Smart_e et son moteur Stirling.	65
Figure 32 : Mini-cogénérateur SCHMID HLT-100 Compact. (1) Chambre de combustion ; (2) Turbine ; (3) Echangeur thermique air/air ; (4) Echangeur fumée/eau.	66
Figure 33 : Principe de fonctionnement du mini-cogénérateur SCHMID [6].	67
Figure 34 : Intégration du cycle externe de turbine à air chaud dans une chaudière à granulés.	68
Figure 35 : Influence de la température entrée turbine sur le rendement, pour un échangeur d'une efficacité de 0,9.	69
Figure 36 : Niveaux de température lors de la combustion de granulés en foyer adapté pour hautes températures.	70
Figure 37 : Schéma de principe de la chaudière ARMOR.	76
Figure 38 : Vue du dessus et vue en coupe du foyer de la chaudière ARMOR.	76
Figure 39 : Schéma de principe du banc d'essais chaudière.	77
Figure 40 : Variation de l'erreur de mesure de la balance en fonction du temps, pour une variation de masse correspondante à la combustion de 15kW de granulés de bois (PCI :17350kJ/kg). La valeur cible est arbitrairement fixée à 5%.	79
Figure 41 : Schéma du positionnement du thermocouple pour la mesure de la température des gaz de combustion.	80
Figure 42 : Comparaison entre le temps d'alimentation et le temps entre deux points d'alimentation.	83
Figure 43 : Perte de masse en fonction du temps.	84
Figure 44 : Température au-dessus du pot de combustion en fonction du temps.	85
Figure 45 : Suivi de la composition en oxygène et monoxyde de carbone dans les fumées lors des essais de combustion sur la chaudière ARMOR.	86
Figure 46 : Composition élémentaire des résidus en fonction de leur localisation dans la chaudière.	87
Figure 47 : Schéma de fonctionnement de la chaudière ARMOR et tableau récapitulatif de ses caractéristiques	88
Figure 48 : Schéma d'une cogénération fonctionnant avec une turbine à combustion externe.	90
Figure 49 : Schéma de principe de la production de chaleur du micro-cogénérateur AGATCO.	91
Figure 50: Brûleur d'origine de la chaudière ARMOR	92
Figure : 51 Rayonnement dans l'enceinte de la chambre de combustion	93
Figure 52 : Schéma présentant la géométrie utilisée pour le calcul de la surface de combustion.	94

Figure 53 : Variation du diamètre du brûleur en fonction de la température pour une puissance de combustion de 15kW.	97
Figure 54 : Evolution du brûleur; 1: Brûleur à étages; 2: Brûleur avec un minimum de contact avec l'arrivée de granulés; 3: Détail des arrivées d'air	98
Figure 55 : Photo du brûleur à la fin de sa fabrication	99
Figure 56 : Chambre de combustion pour AGATCO.	102
Figure 57 : Partie haute de la chaudière AGATCO.	102
Figure 58 : Détail des pièces modifiées ou remplacées sur la chaudière ARMOR (en rouge) et nouvelle conception AGATCO (en bleu).	103
Figure 59 : Schéma de la chaudière AGATCO avec représentation des flux	103
Figure 60 : Graphique de la température adiabatique de flamme en fonction du facteur d'air pour différentes températures de comburant.	105
Figure 61 : Graphique de la variation de la température adiabatique de flamme en fonction de la température d'entrée du comburant, pour un débit total de fumées de 27g/s et pour plusieurs puissances de combustible.	106
Figure 62 : Schéma de principe de la solution 1 avec prise d'air extérieur, données : [120]	107
Figure 63 : Schéma de principe de la solution 2 avec recyclage des fumées.	108
Figure 64 : Principe du réacteur piston à recyclage [127].	108
Figure 65 : Rendu 3D de l'installation équipée pour les essais de détermination des paramètres optimaux d'arrivée d'air lors de la combustion sans apport d'air chaud.	110
Figure 66 : Schéma simplifié de l'alimentation en air pour la combustion sans apport d'air préchauffé.	110
Figure 67 : Circuit d'air AGATCO pour essais avec air préchauffé plus de l'air à température ambiante.	114
Figure 68 : Schéma de principe du circuit d'arrivée d'air de mélange entre l'air chaud et l'air à température ambiante.	115
Figure 69 : Chambre de combustion AGATCO avec emplacement des capteurs de température.	116
Figure 70 : Circuit d'arrivée d'air pour les essais avec recyclage.	118
Figure 71 : Schéma simplifié de la distribution d'air pour la combustion avec recyclage.	118
Figure 72 : Schéma de principe du recyclage.	119
Figure 73 : Tube de Pitot installé sur la partie haute de la chambre de combustion.	120
Figure 74 : Variation du rapport Débit d'entrée / Débit Pitot en fonction du débit d'entrée et de la température de l'air.	121
Figure 75 : Variation de la température de flamme en fonction du facteur d'air total.	123
Figure 76 : Variation du rapport entre la température de flamme et la température théorique de flamme en fonction du facteur d'air.	123
Figure 77 : Variation de la teneur en CO, corrigé à 10% d'O ₂ dans les fumées, en fonction du facteur d'air.	124
Figure 78 : Variation de la température de flamme (moyenne) en fonction du pourcentage d'air primaire vis-à-vis de la stœchiométrie pour différents facteurs d'air.	125
Figure 79 : Variation du rapport des débits d'air primaire/secondaire permettant d'atteindre la température de flamme maximale en fonction du facteur d'air total.	125

Figure 80 : Variation de la teneur en CO (moyenne) en fonction du pourcentage d'air primaire vis-à-vis de la stœchiométrie pour différents facteurs d'air.	126
Figure 81 : Variation des débits calculés aux entrées.	128
Figure 82 : Variation des températures sur le circuit chaud (T PC ; T SC ; T DC) et d'entrées dans les différentes zones de la chambre de combustion (T P ; T S ; T D) en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.	129
Figure 83 : Variation de la température dans chaque zone de combustion (primaire, secondaire et dilution) en fonction de la température d'entrée de l'air dans chaque zone.	130
Figure 84 : Variation de la teneur en CO en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.	130
Figure 85 : Photo du brûleur lors d'un essai de combustion haute température sans recyclage.	131
Figure 86 : Schématisation du circuit souhaité des fumées (gris) et du dysfonctionnement (orange).	132
Figure 87 : Variation de la température en sortie de chambre de combustion en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.	134
Figure 88 : Variation de la température d'entrée dans les différentes zones de combustion en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.	134
Figure 89 : Variation de la température de sortie de chambre de combustion et variation des températures d'entrée de l'air dans la chambre en fonction du débit mesuré par la sonde de Pitot.	135
Figure 90 : Variation du taux de CO en fonction du débit mesuré en sortie de chambre de combustion.	136
Figure 91 : Circuit des fumées observé avec recyclage avant modification (à gauche) et modification proposée avec circuit des fumées souhaité (à droite)	138
Figure 92 : Suivi du débit d'entrée et des températures mesurées pour la combustion haute température avec recyclage et ajout d'un cylindre sur le brûleur.	139
Figure 93 : Photographie du regard de sortie de chambre de combustion lorsque la température atteinte est supérieure à 1050°C.	140
Figure 94 : Variation de la teneur en CO au cours de l'essai comparé au débit d'air(a) et aux températures d'entrées d'air (b).	140
Figure 95 : Mise en comparaison du débit d'air entrant et du débit d'air mesuré en sortie de chambre de combustion.	141
Figure 96 : Représentation schématique d'une turbine à combustion interne à gauche et externe à droite.	145
Figure 97 : Cycle de Brayton d'une turbine à gaz simple (à gauche) et d'une turbine à gaz à combustion externe (à droite) [132].	146
Figure 98 : Schéma de principe du frittage laser sélectif	147
Figure 99 : Représentation schématique des cycles sans recyclage (à gauche) et avec recyclage (à droite).	152
Figure 100 : Diagramme thermodynamique T/s du cycle irréversible de la turbine.	153
Figure 101 : Photographie du distributeur avec le thermocouple avant d'être soumis à la température.	156
Figure 102 : Graphique regroupant les masses du distributeur après contrainte.	157
Figure 103 : Variation de la masse du distributeur sur 48h à 1150°C.	157
Figure 104 : Photographie du distributeur après 48h à 1150°C.	158
Figure 105 : Photos et dimension de l'échangeur de chaleur final.	160

Figure 106 : échangeur de chaleur immergé dans l'eau avec injection d'air à 0,4MPa, Aucune trace de fuite visible.	161
Figure 107 : Schéma de l'échangeur de chaleur banc d'essai.	161
Figure 108 : Schéma du modèle de transfert de chaleur avec le détail de la matrice.	163
Figure 109 : Schémas de l'entrée (à gauche) et de la sortie (à droite) du circuit froid.	165
Figure 110 : Schéma d'un tube du circuit chaud.	166
Figure 111 : Graphique de la pression d'entrée du circuit chaud en fonction du nombre de points de maille.	166
Figure 112 : Efficacité en fonction de la température d'entrée du circuit chaud à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).	167
Figure 113 : Efficacité en fonction de la pression d'entrée dans le circuit froid à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).	168
Figure 114 : Pertes de pression en fonction de la température moyenne de l'air à travers le circuit chaud à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).	168
Figure 115 : Pression différentielle sur le circuit froid à débits massiques constants, pertes de charge en fonction de la pression d'entrée (a) et pertes de charge en fonction de la température (b).	169
Figure 116 : Photographies de l'échangeur de chaleur après les essais de caractérisation, en vue de côté (à gauche) et en vue depuis les entrée/sortie du circuit froid (à droite). Accompagné par une cartographie des températures de sortie du circuit chaud et des vitesses moyennes dans les canaux du circuit froid en fonction de l'axe x et y (Températures expérimentales : points ; Vitesses théoriques : courbes).	171
Figure 117 : Dessin de la partie rotor de l'ensemble micro-turbine. (1 : Roue de turbine ; 2 : Roue de compression ; 3 : Rotor de l'électrogénérateur ; 4 : Aimant permanent ; 5 : Disque de titane ; 6 : Ecrrou annelé ; 7 : Fixation baïonnette.	177
Figure 118 : Photographie de la partie rotative de la micro-turbine.	177
Figure 119 : Schéma de l'ensemble statique de la micro-turbine. 1 : Distributeur ; 2 : Diffuseur ; 3 : Bobinage (couleur cuivre) ; 4 : Fils de connexion ; 5 : Circuit d'air comprimé pour les paliers à air (couleur bleu) ; 6 : Valve de différentiel de pression.	179
Figure 120 : Vue générale de la machine ATM-003 K. 1 : Support ; 2 : Panneau avant ; 3 : Guides ; 4 : Système oscillant ; 5 : Capteur de position ; 6 : Capteur de vibration ; 7 : Courroie d'entraînement ; 8 : Système de mesure ; 9 : Rotor équilibré ; 10 : bande de réglage.	180
Figure 121 : Dessin de l'ensemble échangeur et turbine avec les connections et positionnement des capteurs (Plan fourni par BOYKO center).	181
Figure 122 : Dispositif de commande du démarrage de la turbine. 1 : Vers l'électrogénérateur (un fil par phase) ; 2 : Retour des données ; 3 : Sortie de l'électrogénérateur ; 4 : Variateur de fréquence ; 5 : Source électrique.	182
Figure 123 : Micro-turbine AGATCO dans son carter monté sur le banc d'essai.	183
Figure 124 : Micro-turbine AGATCO sans la totalité de son carter.	184
Figure 125 : Prise de côtes sur le rotor de la micro-turbine.	185
Figure 126 : Variation des tarifs d'achat de différentes énergies [55].	192
Figure 127 : Répartition de la consommation d'électricité d'un ménage français (hors chauffage, eau chaude et cuisson) [157].	193

Introduction

Dans le contexte de la transition énergétique, différents moyens sont aujourd'hui mis en œuvre pour optimiser et rationaliser la production d'énergie. Parmi ceux-ci, nous assistons à un fort développement de l'utilisation des énergies renouvelables (ENR) du fait de leur faible impact sur l'environnement comparé à leurs concurrentes fossiles. D'autre part, des contraintes liées à la qualité de la combustion et à la qualité de l'isolation des bâtiments obligent les constructeurs de chaudières à innover, et obligent les entrepreneurs immobiliers à concevoir les édifices d'une toute autre manière (en prenant en compte l'usage d'ENR par exemple).

Concernant les appareils de production d'énergie à usage domestique, les accords de Kyoto en 1997 sur la réduction des émissions de gaz de serre, ont conduit à un durcissement de la réglementation de la production d'énergie pour consommer moins (amélioration des rendements) et polluer moins (diminution des taux de polluants et particules autorisés en sortie).

Pour le parc résidentiel tertiaire, ce sont les règles de construction aussi bien dans les bâtiments publics que dans l'habitat individuel qui ont évolué au travers de la réglementation thermique. Apparue à la suite du premier choc pétrolier de 1973, elle fixe des contraintes à respecter, notamment en termes de consommations énergétiques annuelles et d'émissions de CO₂. Cette réglementation évolue et devient de plus en plus stricte au fil du temps.

Néanmoins, ces seules dispositions qui relèvent du bon sens ne sont pas suffisantes pour répondre définitivement aux enjeux actuels. Outre la rationalisation de la consommation d'énergie, d'autres pistes incontournables sont envisagées comme l'utilisation d'ENR pour le chauffage et la production d'électricité.

La production d'électricité en France est aujourd'hui centralisée à hauteur de 82% dont 72% pour le nucléaire et 10% pour les autres centrales thermiques [1]. Cette production possède un rendement global sur la consommation d'énergie primaire de 38%. Cela est dû principalement aux difficultés liées à la consommation de la chaleur produite en quantité si importante qu'elle ne peut être utilisée localement. De plus, ces installations sont souvent implantées à l'écart des habitations ce qui ne simplifie pas l'utilisation de la chaleur. Notons également que ces productions centralisées conduisent à augmenter les distances de transport d'électricité, ce qui augmente également les pertes.

La production décentralisée d'énergie avec des niveaux de puissance plus faibles prend alors tout son sens dans la mesure où cela permet de réduire les distances entre le producteur et les consommateurs (limitations des pertes) et de favoriser l'utilisation de la chaleur produite, les quantités étant plus faibles.

La biomasse est une source énergétique neutre dans son impact sur l'effet de serre dès lors que la forêt est durablement gérée. De plus, la biomasse et plus particulièrement le bois est la principale source d'énergie renouvelable (ENR) en Europe et en France représentant les deux tiers des énergies renouvelables.

La production d'électricité via la biomasse et les déchets urbains dans des installations implantées dans les collectivités locales se développe largement à l'heure actuelle avec un passage

de 250 ktep à 485 ktep entre 2005 et 2016 (347 ktep en 2015 et objectif de 1160 ktep pour 2020 [2]). Ces installations ont un rendement global supérieur à 70% pour répondre à la directive européenne sur la cogénération à haut rendement [3]. Néanmoins, la contrainte liée au rendement global ainsi que les lourds investissements à réaliser par les collectivités locales ou les industriels freinent le développement de cette technologie. Afin de répondre à cette nouvelle problématique, la réduction de la taille des cogénérateurs s'intensifie, on parle alors de micro-cogénération (inférieure à 36 kWe), l'électricité étant alors produite au sein même de l'habitat ou de groupes d'habitats.

L'ensemble de ces éléments justifie alors le développement de micro-cogénérateurs à usage domestique utilisant la biomasse comme source d'énergie. Les appareils de production de chaleur à partir de biomasse et notamment de bois ont connu de très fortes améliorations sur les vingt dernières années (amélioration du rendement de 50 à 90%, diminution des émissions de CO et de particules [4,5]), l'opportunité d'y associer un dispositif de production d'électricité constituant alors un nouveau challenge. Le développement de ce type de dispositif a déjà été envisagé et a fait l'objet d'une étude théorique en 2006 pour le compte de la MIES (Missions Interministérielle de l'Effet de Serre) par la société AMOES. L'étude révèle que la micro-cogénération possède un fort intérêt pour le marché du chauffage domestique en estimant à 10 000 unités le nombre de micro-cogénérateurs potentiellement installés en 2020.

C'est dans ce contexte que l'entreprise SILENE, fabricant de chaudière bois, et le LERMAB, Laboratoire d'Etudes et de Recherches sur le MATériau Bois, ont obtenu fin 2012 le financement du projet ANR AGATCO, Advanced GAs Turbine for COgeneration, dans le cadre de l'appel à projets SEED. L'objectif de la collaboration entre l'entreprise et le laboratoire est de concevoir un micro-cogénérateur aux granulés de bois permettant de produire 2 kW électrique et 7 kW thermique. Ces performances ont été revues à la baisse lors du démarrage de la thèse et l'objectif de production retenu est alors de 1,5 kW électrique pour 10 kW thermique. À la suite de la mise en liquidation judiciaire de SILENE en août 2014 en raison de difficultés rencontrées sur le marché des chaudières à bois, l'entreprise SELF CLIMAT MORVAN lui succède en avril 2015.

Dans ce projet, le micro-cogénérateur aux granulés de bois est basé sur la technologie de la turbine à combustion externe à air chaud. L'architecture générale du système se compose d'une production de chaleur, d'un échangeur de chaleur et d'une turbine. Dans le cas du micro-cogénérateur, la chaleur résiduelle est transmise à un autre échangeur de chaleur pour la production d'eau chaude pour alimenter l'habitat en chaleur. Le système étudié ici utilise la combustion de granulés de bois pour permettre d'obtenir une température de 1200°C. Le débit de sortie de la zone de production de chaleur est important pour maximiser l'échange thermique dans l'échangeur et permettre l'obtention d'une température importante en entrée de la turbine (environ 1100°C). La chaleur résiduelle contenue dans l'air après détente dans la turbine est utilisée pour augmenter la température de combustion. L'énergie contenue dans les fumées après leur passage dans le premier échangeur doit permettre la transmission de 10kW à l'eau pour le chauffage.

Le choix du combustible et la conception de la production de chaleur a été effectué durant la thèse. L'échangeur de chaleur intermédiaire et la turbine ont été conçus et fabriqués par des partenaires avec notre concours, leurs caractérisations ont été accomplies dans ce travail. L'échangeur permettant de chauffer l'eau pour le chauffage a été caractérisé en testant la chaudière utilisée comme support au développement.

Le travail de thèse réalisé pour concevoir le micro-cogénérateur aux granulés de bois est présenté dans ce manuscrit. Le chapitre 1 propose un état de l'art des connaissances sur les caractéristiques du combustible, la production d'énergie à partir du bois et le principe de la micro-cogénération. Puis le chapitre 2 présente la combustion haute température de granulés de bois avec une première partie sur les caractéristiques du combustible, suivie de la caractérisation de la chaudière servant de base au micro-cogénérateur, puis de la description du dimensionnement des différents organes de la production de chaleur pour terminer par la présentation des essais en laboratoire pour obtenir les paramètres idéaux. Le chapitre 3 est consacré à la micro-turbine à combustion externe. Les raisons du choix de ce type de turbine sont développées puis les détails de l'échangeur de chaleur et de sa caractérisation sont présentés, la dernière partie étant consacrée à la micro-turbine. Enfin le chapitre 4 met en situation le micro-cogénérateur idéal (fonctionnement théorique) dans l'habitat représentatif du parc immobilier français pour déterminer son impact énergétique et économique.

Chapitre 1 : Etat de l'art et positionnement du sujet

La conception d'un micro-cogénérateur aux granulés de bois relève de la production d'énergie – sous forme de chaleur et d'électricité – à partir d'un combustible solide : les granulés de bois. Le dispositif envisagé est constitué d'un système de combustion (une chaudière automatique aux granulés de bois) et d'un système de production d'électricité (une micro-turbine à air chaud). L'objectif de cette partie est de permettre au lecteur de se familiariser avec le combustible, la production de chaleur à partir de celui-ci et le principe de la micro-cogénération avant de positionner le projet.

La première partie de l'état de l'art est consacrée au combustible, la connaissance de celui-ci étant primordiale pour réaliser la conception d'un système de production d'énergie. En deuxième partie, la production de chaleur à partir du bois est abordée, notamment au travers de la description des différentes voies thermochimiques (pyrolyse, gazéification et combustion) de conversion du bois en un vecteur énergétique et de la présentation du fonctionnement des chaudières. Enfin une dernière partie traite de la micro-cogénération, notamment de son principe et de ses intérêts. Quelques exemples de micro-cogénérateurs bois sont ensuite donnés à titre informatif, un appareil utilise la technologie de la turbine à air chaud pour une puissance électrique de 80 à 105 kWe [6] et à ce jour aucun dans la gamme de puissance étudiée.

1. Les granulés de bois comme combustible

La conception d'un micro-cogénérateur aux granulés de bois passe par la connaissance du combustible, les granulés de bois. Le matériau qui compose le combustible est le bois et la mise en forme du combustible est le granulé. Une première partie est donc consacrée au matériau bois, sa ressource, son anatomie, sa composition chimique, et enfin ses propriétés pour la production d'énergie. La deuxième partie est consacrée aux granulés de bois en présentant ses avantages et inconvénients face aux différents combustibles bois, la production de granulés en France et enfin une rapide présentation d'un procédé de fabrication.

1.1. Le matériau bois

Le bois est utilisé comme combustible de façon ancestrale. Ce fut d'ailleurs le principal combustible utilisé en industrie avant l'avènement du charbon et des autres combustibles fossiles. Le bois est la première énergie renouvelable en France, elle représente 39.8% de la production primaire d'énergies renouvelables et plus de 75% de la production primaire de chaleur d'origine renouvelable [2].

1.1.1. Ressource liée à la production d'énergie en France

Cette partie a pour objectif de présenter la ressource disponible en bois à destination du secteur énergétique en France. Le bois comme source d'énergie fait débat et les principales questions posées portent sur le risque de déforestation pour la production d'énergie ainsi que sur les tensions qui existent entre le secteur de l'énergie et celui de l'industrie, notamment du panneau de particules et de la pâte à papier qui utilise le même type de ressource. Il est donc important de présenter l'état

des lieux de la forêt française afin de montrer la ressource disponible. Le bois à destination de l'énergie provient majoritairement des résidus de la sylviculture, à moindre importance de la filière de transformation (plaquettes forestières, sciures et plaquettes de scierie, etc...) et de plus en plus de produits en fin de vie.

1.1.1.1. Etat des lieux de la forêt française

Selon l'organisation des nations unies pour l'alimentation et l'agriculture (Food and Agriculture Organisation of the United Nations : FAO) une forêt est « *un couvert arboré de plus de 10% sur au moins un demi-hectare. L'arbre étant défini comme une plante pérenne avec une seule tige (ou plusieurs si elle est recépée) atteignant au moins cinq mètres à maturité.* »

La forêt recouvre 31% de la surface du territoire français avec, en 2015, 17M ha. Les territoires forestiers sont en croissance et ont augmenté de manière régulière de 0,7% par an entre 1990 et 2015. La majorité de la forêt française se régénère naturellement soit 88,4% du territoire forestier, cette régénération est en constante progression et la superficie concernée a augmenté de 0,6% entre 2009 et 2015. Les surfaces de forêt plantées ont augmenté mais cela est surtout lié à la tempête de 1999 qui fût suivi d'une grande campagne de reboisement (+2,8% entre 2000 et 2005). Le potentiel de matériel sur pied s'élevait à 173 m³/ha en 2015 soit 2935M m³ avec une croissance annuelle de 5,5 m³/ha depuis 1990. La forêt française est majoritairement constituée de feuillus à 64,5%. La croissance des feuillus est plus importante que pour les résineux, 3,4 m³/ha/an contre 2,1 m³/ha/an. Le dernier bilan sur la diversité des espèces d'arbre rencontrées date de 2010, la France possède une forêt contenant une grande diversité, les deux espèces les plus présentes représentent seulement 34%. [7]

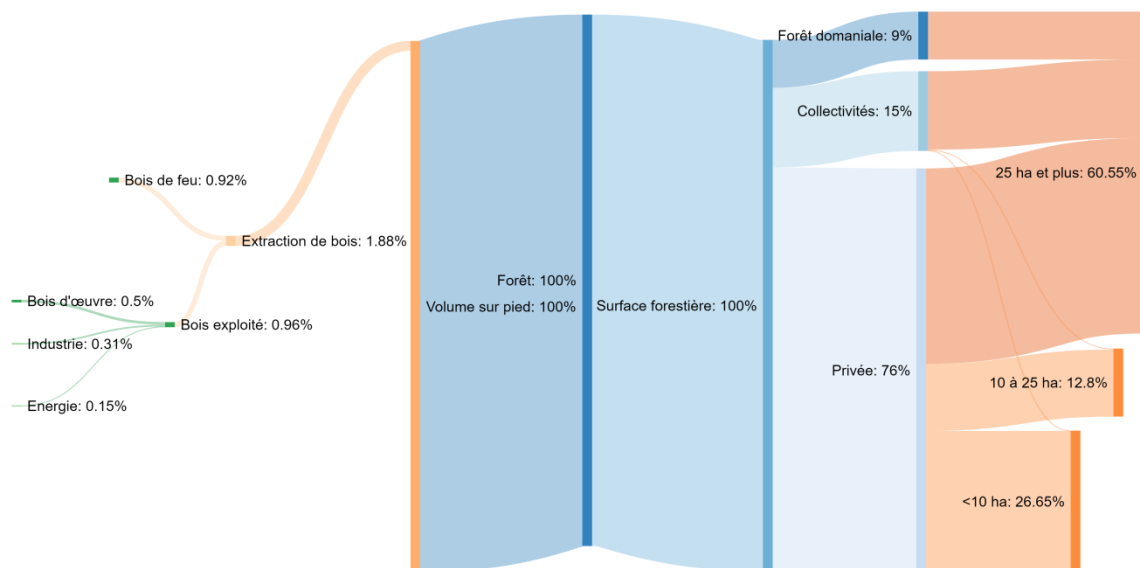


Figure 1 : Diagramme de Sankey présentant le fonctionnement de la forêt française, réalisé à partir des données de [7-9].

Le diagramme de Sankey présenté en Figure 1 met en relation la ressource forestière, son utilisation et sa gestion. La majorité des forêts françaises appartient à des propriétaires privés et les exploitations peuvent être de petite taille. La surface moyenne par propriétaire est de 3,4ha. Il est

donc difficile de maîtriser la totalité de la production des forêts privées. Le volume de bois prélevé par an dans la forêt française est très faible, mais attention c'est un pourcentage par rapport au volume total sur pied et non par rapport au volume prélevable annuellement. La quantité de bois directement destinée à la production d'énergie (chauffage domestique) en sortie de forêt représente 48% de la totalité des produits extraits. C'est une donnée difficile à quantifier réellement car c'est en grande partie de l'autoconsommation ou de la vente non surveillée. Le reste du bois exploité va être utilisé en bois d'œuvre (majoritairement), d'industrie (papier, panneau, etc...) et une dernière part pour l'énergie via des circuits commerciaux (Chaudières collectives, chaudières industrielles, cogénération, etc...).

1.1.1.2. Ressource provenant de la transformation du bois et de produits bois en fin de vie

La ressource provenant de la filière de première transformation du matériau bois est aussi appelée « *connexes et sous-produits de l'industrie de première transformation* ». Ces sous-produits sont constitués de : sciures, écorces, copeaux, dosses, délignures, chutes de tronçonnage, etc. Ces produits ne contiennent aucun adjuvant ni traitement. L'usage de ces résidus pour la production d'énergie est en concurrence avec les industriels du papier et les fabricants de panneaux. Le graphique Figure 2 présente l'exemple de la répartition des connexes et sous-produits de l'industrie de première transformation en Lorraine en 2006. Les industries du panneau et du papier utilisent plus de 80% des produits connexes. La section « *Autre* » englobe la part autoconsommée par les scieries pour les besoins internes.

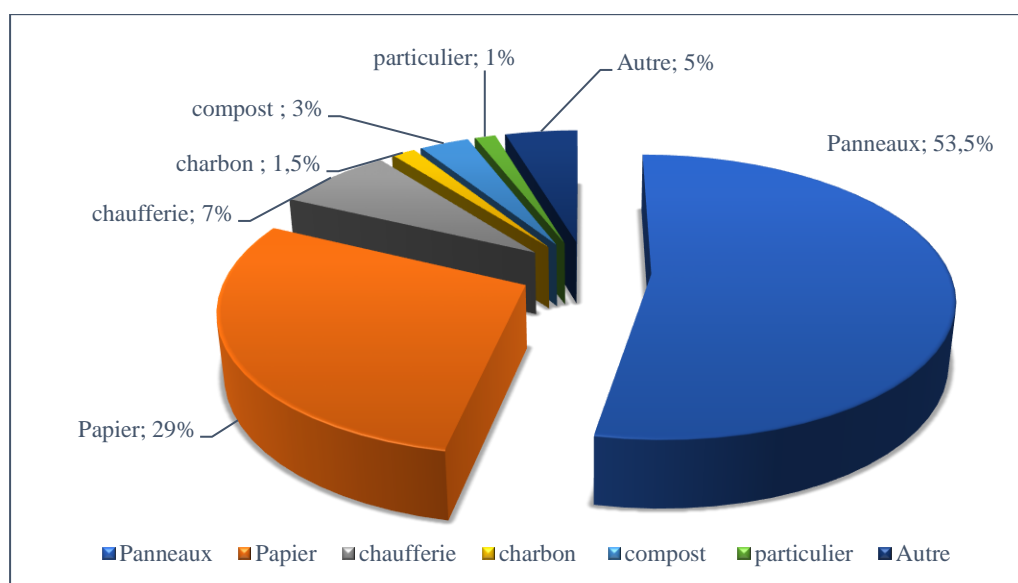


Figure 2 : Répartition des utilisations des connexes et sous-produits de la première transformation du bois en Lorraine, réalisé à partir des données de [10].

Les résidus issus de la seconde transformation du bois sont considérés comme des déchets car ils peuvent contenir des adjuvants ou des traitements. Ils sont alors soumis aux mêmes règles que les produits bois en fin de vie.

Les produits bois en fin de vie représentent les produits fabriqués en bois qui ne peuvent pas être recyclés. Ces combustibles sont considérés selon les différentes rubriques des installations classées pour la protection de l'environnement (ICPE) : combustible bois énergie, déchets non dangereux ou déchets dangereux. Ces produits sont destinés à des installations (chaudières collectives, chaudières industrielles, installations d'incinération, etc.) qui respectent les prescriptions imposées dans le cadre des ICPE [11].

1.1.2. Anatomie du bois

Les caractéristiques anisotropes et hétérogènes du bois proviennent de sa structure anatomique particulière. Le bois est un ensemble complexe de cellules végétales permettant à l'arbre le transport de la sève, lui confortant sa tenue mécanique et le stockage des réserves nécessaires à sa croissance.

Deux grands groupes représentent l'ensemble des essences de bois. Le plus ancien, les résineux ou conifères, est apparu il y a environ 270 millions d'années et fait partie des gymnospermes. C'est un bois avec une structure simple composé à 90% en volume de trachéides longitudinales, ces cellules assurent les rôles de transport de la sève et de maintien mécanique. Le deuxième groupe apparu il y a environ 100 millions d'années sont les feuillus, des végétaux ligneux de la classe des dicotylédones parmi les angiospermes. Leur structure est plus complexe avec des cellules spécialisées, la circulation de la sève est réalisée par des vaisseaux et le maintien mécanique par les fibres. Dans les deux cas ces cellules sont mortes, seules les cellules de parenchyme sont vivantes et présentes dans les deux groupes. Ces dernières assurent le rôle de stockage, souvent de l'amidon, réserve d'énergie pour la croissance du bois.

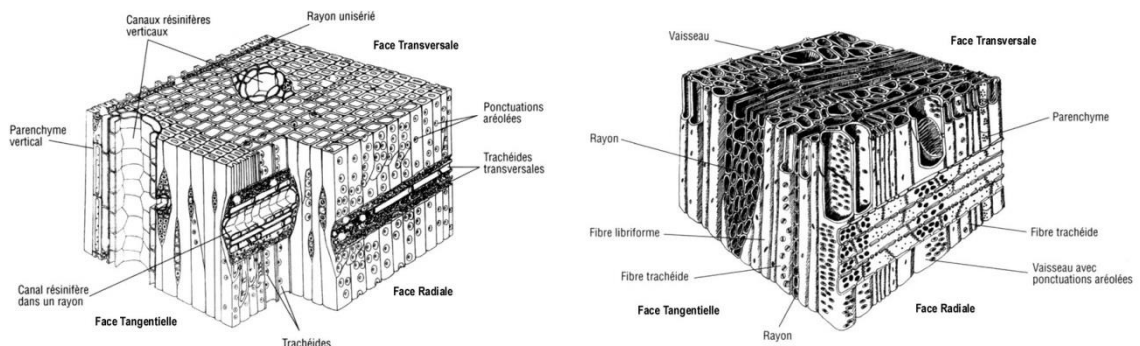


Figure 3 : Élément du plan ligneux des bois de résineux (gauche) et feuillus (droite).

Les propriétés du bois viennent en majorité de la structure de la paroi cellulaire. Cette paroi a une composition similaire entre les différentes essences et même les différents groupes. Elle est composée de trois sous-ensembles [12][13], cf. Figure 4.

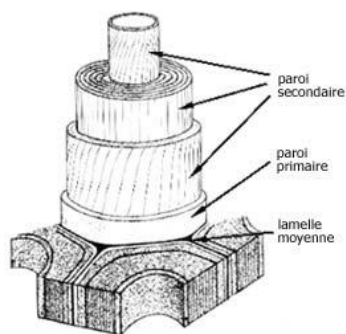


Figure 4 : Schéma de la paroi cellulaire et ses différentes couches.

- La couche intercellulaire, formée lors de la division cellulaire dans le cambium ;
- La paroi primaire, constituée de micro-fibrilles de cellulose enchevêtrée ;
- La paroi secondaire, composée de trois sous couches ayant un réseau de micro-fibrilles de cellulose organisée selon un angle d'enroulement donné.

1.1.3. Composition chimique du bois

Le bois est un matériau composite contenant trois grandes familles de composés :

- La cellulose ;
- Les hémicelluloses ;
- La lignine.

A ces trois familles s'ajoutent tous les extractibles organiques et inorganiques.

La composition de ces différents composés varie en fonction de l'essence, de la zone géographique et du milieu de culture. Le Tableau 1 présente les données moyennes de composition chimique des résineux et feuillus de zone tempérée [14].

Tableau 1 : Composition chimique moyenne de bois de résineux et de feuillus de zone tempérée.

	Cellulose	Lignine	Hémicelluloses	Extractibles
Résineux	42,2 ± 2	28 ± 3	27 ± 2	3 ± 2
Feuillus	45 ± 2	20 ± 4	30 ± 5	5 ± 2

1.1.3.1. La cellulose

La cellulose est la substance la plus abondante dans la nature. Elle a été découverte par un scientifique français du nom d'Anselme Payen¹ en 1839 [15,16]. La cellulose du bois est principalement utilisée dans la fabrication du papier. C'est un homopolysaccharide linéaire d'anhydroglucose en β -(1,4), comme montré sur la Figure 5, son degré de polymérisation moyen est de l'ordre de 5000 dans le bois. La cellulose se trouve sous forme de microfibrilles avec des zones organisées dites zones cristallisées, les chaînes de polysaccharides sont liées sur un même plan par des liaisons hydrogènes et les différents plans par des liaisons faibles de Van der Waals.

¹ Un prix portant son nom récompense chaque année un chercheur pour ses travaux sur la cellulose. Il existe depuis 1962.

Les zones sans organisation sont dites amorphes. La cellulose du fait de sa nature fibreuse apporte à l'arbre une grande résistance à la flexion. [13,17–20]

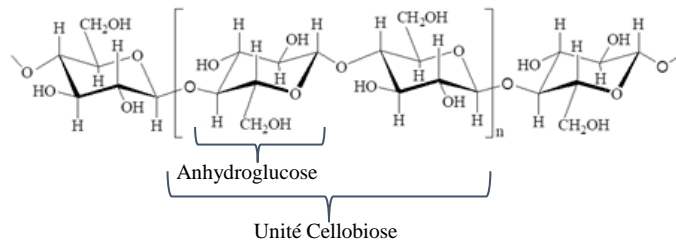


Figure 5 : Structure chimique de la cellulose.

1.1.3.2. Les hémicelluloses

Les hémicelluloses sont des polyosides structuraux, elles sont le liant entre les lignines et la cellulose. Ce sont des polysaccharides ramifiés qui peuvent être soit des homopolymères, soit des hétéropolymères (plus fréquent) de degré de polymérisation de l'ordre de 150. Les principales familles d'hémicelluloses que l'on retrouve dans la nature sont les xylanes, les mannanes et les galactanes. Les résineux contiennent majoritairement des mannanes et les feuillus des xylanes. La Figure 6 présente quelques hémicelluloses du bois. [13,17,18,20]

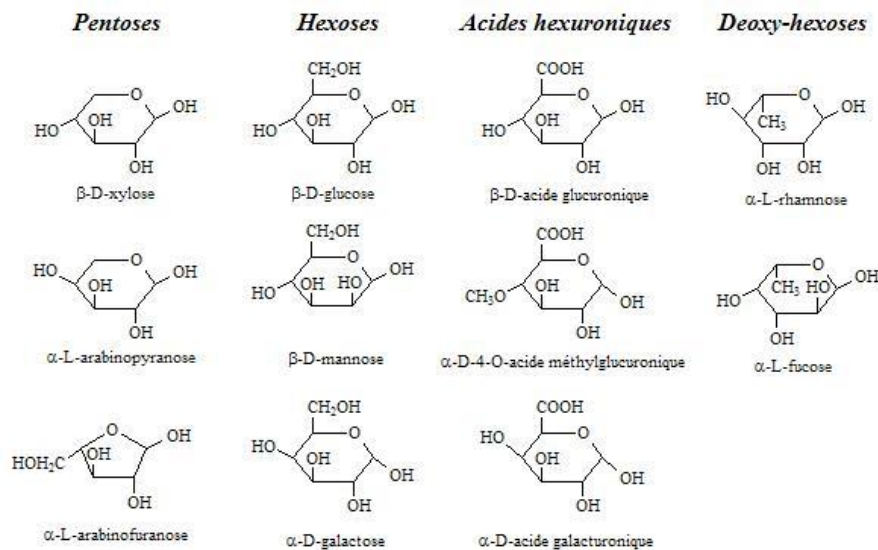


Figure 6 : Principales hémicelluloses présentes dans le bois.

1.1.3.3. Les lignines

Les lignines sont des macromolécules complexes, ce sont des polymères polyphénoliques ramifiés formant un réseau tridimensionnel. Les trois phénylpropanes de base ou monolignols à l'origine des lignines sont l'alcool coniférylique, l'alcool sinapylique et l'alcool coumarylique (Figure 7). Il y a beaucoup de variation structurelle des lignines entre les différentes espèces végétales et en fonction du lieu et de la méthode de prélèvement. Il est donc difficile de préciser une structure particulière.

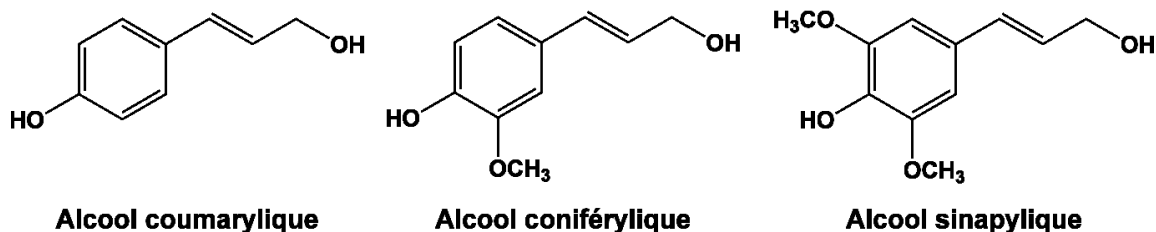


Figure 7 : Les trois phénylpropanes précurseurs de la lignine.

Les lignines sont un constituant caractéristique des plantes vasculaires. Elles ont une grande importance dans la constitution des parois des vaisseaux conducteurs de la sève, leurs hydrophobies et leurs grandes résistances en assurent l'imperméabilité. Les lignines apportent la rigidité des parois cellulaires et permettent aux plantes lignocellulosiques de croître en hauteur. [17,18,20]

1.1.3.4. Les extractibles

Les extractibles sont des composés ne prenant pas part à la structure du bois, ils sont généralement extractibles par des solvants organiques ou de l'eau. Les composés inorganiques (minéraux) sont parfois intégrés dans cette partie ou bien classés dans les cendres car ils peuvent être extraits dans l'eau et étudiés dans les cendres. Les principaux extractibles organiques sont les polyphénols, les terpénoïdes, les cires, les graisses, des sels d'acides organiques, des glucides et des composés azotés.

Les extractibles représentent moins de 5% de la masse anhydre du bois, pourtant ils ont une grande importance. Ils confèrent une résistance naturelle aux insectes et champignons, ils sont responsables de la couleur et de l'odeur du bois, et de plus les propriétés acoustique, d'imprégnabilité, et d'inflammabilité sont liées aux extractibles. Ces propriétés en font des composés très intéressants du point de vue de l'industrie pharmaceutique [17,21,22].

1.1.4. Propriétés liées principalement à l'énergie

Le bois comme combustible est caractérisé par son pouvoir calorifique, sa granulométrie, son taux d'humidité, et son taux de cendres. La composition élémentaire peut être ajoutée à titre informatif mais elle est importante lors de l'étude de la combustion. La norme NF EN ISO 17225-1 : 2014 présente les exigences générales pour les biocombustibles solides.

1.1.4.1. Granulométrie ou dimension du combustible

La granulométrie ou la dimension du combustible est un paramètre essentiel dans la gestion des appareils de production d'énergie. Ce paramètre va permettre de faire un choix dans le type de chargement du combustible. Il permet le choix du type d'installation à concevoir et donc la technologie à utiliser. Le bois est un combustible produisant du charbon, l'épaisseur de la couche de charbon qui se forme autour du bois, lors de sa dégradation thermique, limite le transfert de chaleur dans le combustible [23]. La granulométrie a donc aussi un fort impact sur la qualité du combustible, et plus particulièrement sur la cinétique de combustion.

Le terme de granulométrie est essentiellement utilisé pour les combustibles bois broyé non densifié, la mesure est effectuée en suivant la norme NF EN ISO 17827-1 : 2016.

Le terme de taille de combustible concerne plus le bois bûche et les briquettes pour lesquels les paramètres pris en compte sont la longueur et le diamètre, il en va de même pour les granulés qui possèdent leurs propres réglementations (NF EN ISO 17829 : 2016).

1.1.4.2. Humidité

Le bois est un matériau hygroscopique donc l'humidité varie en fonction du milieu où il se trouve. Les variations d'humidité affectent grandement ses propriétés physiques ce qui pose des problèmes lors de son utilisation en tant que matériau. L'humidité affecte aussi ses propriétés physiques et la quantité d'énergie maximale qu'il est capable de libérer lors de sa combustion.

Il y a deux façons d'exprimer la quantité d'humidité contenue dans le bois, l'humidité sur brut (H_b) et l'humidité sur sec (H_s). La première considère le pourcentage d'eau contenue dans le bois humide :

$$H_b = 100 * \frac{m_{humide} - m_{sec}}{m_{humide}} \quad (1)$$

Avec :

H_b : L'humidité sur brute (%);

m_{humide} : La masse de bois humide (g);

m_{sec} : La masse du bois sec (g).

Et la seconde, la quantité d'eau est comparée à la quantité de bois sec :

$$H_s = 100 * \frac{m_{humide} - m_{sec}}{m_{sec}} \quad (2)$$

Avec :

H_s : l'humidité sur masse sèche (%).

Dans le secteur de l'énergie, il est courant d'utiliser l'humidité sur brut, et il a été choisi de ne parler que d'humidité sur brut dans ce manuscrit. Un bois vert aura une humidité pouvant aller jusqu'à 75%, puis son humidité s'équilibre en fonction du milieu où il est entreposé. Pour les biocombustibles solides les normes NF EN ISO 18134 (1, 2, 3) décrivent les méthodes de séchage.

1.1.4.3. Taux de cendres

Le taux de cendres permet de déterminer la quantité de minéraux contenue dans le bois. La mesure de cette grandeur a beaucoup d'importance dans le cas d'une utilisation du bois en tant que combustible, notamment pour adapter les systèmes d'évacuation des cendres, mais aussi pour estimer la possible formation de mâchefers (cendres fondues et mêlées à des particules d'imbrûlés) qui peuvent perturber le fonctionnement des appareils (bouchage des arrivées d'air, obstacles pour les pièces en mouvement dans le cas des chaudières industrielles, ...)

Ce taux se situe dans les bois sans écorces des régions tempérées en moyenne à moins de 1% et l'écorce contient entre 3% et 7%. Le taux de minéraux dépend singulièrement de la zone de production et aussi de la méthode de prélèvement et de stockage qui, par contact avec des éléments extérieurs viendrait polluer le bois (terre, sable, etc...). Les bois tropicaux ont souvent un taux de cendres plus important, certaines essences pouvant atteindre une teneur supérieure à 5%. Les cendres sont composées en majorité de calcium, potassium, silicium et magnésium à quoi s'ajoute un certain nombre d'éléments (Na, P, Mn, Fe, Al, Cu, Zn). [24–27]. La composition des cendres est aussi une information importante dans le domaine de l'énergie. Les métaux alcalins et alcalino-terreux (K, Na, Ca, Mg), plus particulièrement le potassium, en présence de silicates abaissent la température de fusion (~800°C). Ceci a une incidence directe sur l'encrassement des échangeurs, surtout lorsqu'ils sont à courants croisés car le dépôt se fait majoritairement par impact [28–30]. Le chlore augmente les risques de corrosion des métaux, et en mélange avec des métaux alcalins (KCl, NaCl) la corrosion des aciers réfractaires et des alliages de Nickel est facilitée [31–34].

La mesure de la teneur en cendres est effectuée en suivant la norme NF EN ISO 18122 (2015/12/25). Elle est réalisée après séchage et pesage de l'échantillon en effectuant une première étape de montée en température sur une période entre 30 min et 50 min pour atteindre 250°C, puis maintien à 250°C pendant 1h pour évacuer les matières volatiles. La température est ensuite progressivement augmentée (10°C/min) jusqu'à 550°C pour l'étape de combustion qui durera au moins 2h. L'échantillon est ensuite pesé, tout en faisant attention à garder les cendres sèches car elles sont très hygroscopiques, le résultat est la comparaison de la masse de cendres sur la masse de bois sec :

$$A_d = \frac{m_3 - m_1}{m_2 - m_1} * 100 * \frac{100}{100 - H_b} \quad (3)$$

Avec :

m_1 : La masse du creuset vide ;

m_2 : La masse du creuset contenant l'échantillon ;

m_3 : La masse du creuset contenant les cendres ;

H_b : L'humidité sur brute de l'échantillon.

Il existe une deuxième méthode de mesure du taux de cendres, cette technique demande une température de 815°C. Cette méthode permet la décomposition du carbonate de calcium, CaCO_3 , pour obtenir l'oxyde de calcium, CaO , la température de dissociation varie entre 780°C et 860°C en fonction du ratio K/Ca. Cette méthode permet donc d'obtenir un taux de cendres avec calcination complète des cendres. A ce niveau de température le potassium peut se volatiliser, et donc fausser le bilan global [35]. Le calcaire et le potassium sont deux des composés principaux des cendres du bois, il est donc préférable d'utiliser la méthode du taux de cendres à 550°C pour le bois. Généralement, la méthode à 550°C est utilisée pour les bûches et la combustion à usage domestique car les niveaux de température atteints sont du même ordre. Dans l'industrie et la production de chaleur pour le tertiaire, l'utilisation de la méthode à 815°C est préférée car plus représentative des niveaux de températures atteints.

1.1.4.4. Composition chimique élémentaire

La composition chimique élémentaire du bois est importante pour la combustion car elle va permettre d'écrire l'équation de combustion du solide et d'estimer la production potentielle de polluants, notamment d'oxydes d'azote et de soufre, mais aussi de produits acides (acide chlorhydrique et fluorhydrique) ou de dioxines et furannes. L'analyse de la composition élémentaire permet classiquement d'obtenir les teneurs en carbone, hydrogène, oxygène, azote et soufre. D'autres composés comme le chlore, le fluor, les minéraux et les métaux peuvent être aussi quantifiés. La norme NF EN ISO 16948 d'août 2015 propose une méthode normalisée pour la détermination des teneurs en carbone, hydrogène et azote provenant d'un combustible solide. La norme NF EN ISO 16994 du 21/10/2016 décrit quant à elle la méthode de détermination de la teneur totale en soufre et en chlore du biocombustible solide. Finalement, la norme NF EN ISO 16967 de mai 2015 donne une méthode de détermination des éléments majeurs Al, Ca, Fe, Mg, P, K, Si, Na, Ti.

Le tableau suivant réunit des valeurs moyennes de compositions chimiques élémentaires en masse pour des résineux et des feuillus [24] et la composition élémentaire du bois utilisé de manière générale [36], ces données représentent uniquement la partie organique (bois sec sans minéraux). Le bois contient moins de 1% d'azote et moins de 0,1% de soufre. Le bois ne contient naturellement pas de chlore et n'est donc pas sujet à la production de dioxines et furanes. Néanmoins, selon le mode de collecte et l'historique du bois entre la forêt et le foyer de combustion, des polluants (terre, gravats et autres) peuvent s'ajouter et rendre la teneur en chlore non nulle. C'est pourquoi, par exemple, la combustion des déchets bois pouvant contenir des plastiques (PVC notamment) n'est autorisée que dans des incinérateurs dotés de systèmes d'élimination des dioxines.

Tableau 2 : Composition chimique élémentaires du bois sec sans minéraux (dry ash free, daf).

Elément	Moyenne des feuillus (%)	Moyenne des résineux (%)	Moyenne du bois (%)
C	50,2	52,7	50
H	6,2	6,3	6
O	43,5	40,8	44
N	0,1	0,2	-
S	-	-	-

De la composition chimique élémentaire moyenne une formule brute du bois est extraite : $CH_{1,44}O_{0,66}$ [27,36]

1.1.4.5. Pouvoir Calorifique

Le pouvoir calorifique supérieur (PCS) représente la quantité maximale d'énergie délivrée par 1kg de combustible lors d'une combustion complète. Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) est le résultat d'une combustion complète avec vaporisation de l'eau, il y a perte de l'énergie de vaporisation de l'eau. Généralement, le PCS est mesuré et le PCI est déduit du PCS en prenant en compte la vaporisation de l'eau.

Deux PCI peuvent alors être pris en compte : lorsque le bois est sec (PCI_s) et lorsque le bois est humide (PCI_h). Dans le premier cas, l'eau provient uniquement de la combustion de l'hydrogène

compris dans la composition élémentaire du bois. Dans le deuxième cas, vient s'ajouter l'eau présente directement sous forme d'humidité du bois :

$$PCI_s = PCS - L_v \times \left(\frac{M_{H_2O}}{2M_H} \right) \times \frac{H}{100} \quad (4)$$

$$PCI_h = PCS \times \frac{100 - H_b}{100} - L_v \times \frac{\left(\frac{M_{H_2O}}{2M_H} \right) \times H + H_b}{100} \quad (5)$$

Avec :

L_v : L'enthalpie de vaporisation de l'eau (2250 kJ/kg) ;

M_{H_2O} : La masse molaire de l'eau (18 g/mol) ;

M_H : La masse molaire de l'hydrogène (1 g/mol) ;

H : Le pourcentage d'hydrogène dans le combustible (%) ;

H_b : L'humidité sur brute du combustible.

Il en résulte que le pouvoir calorifique du bois est grandement affecté par son humidité. La Figure 8 représente cette évolution pour les résineux et les feuillus.

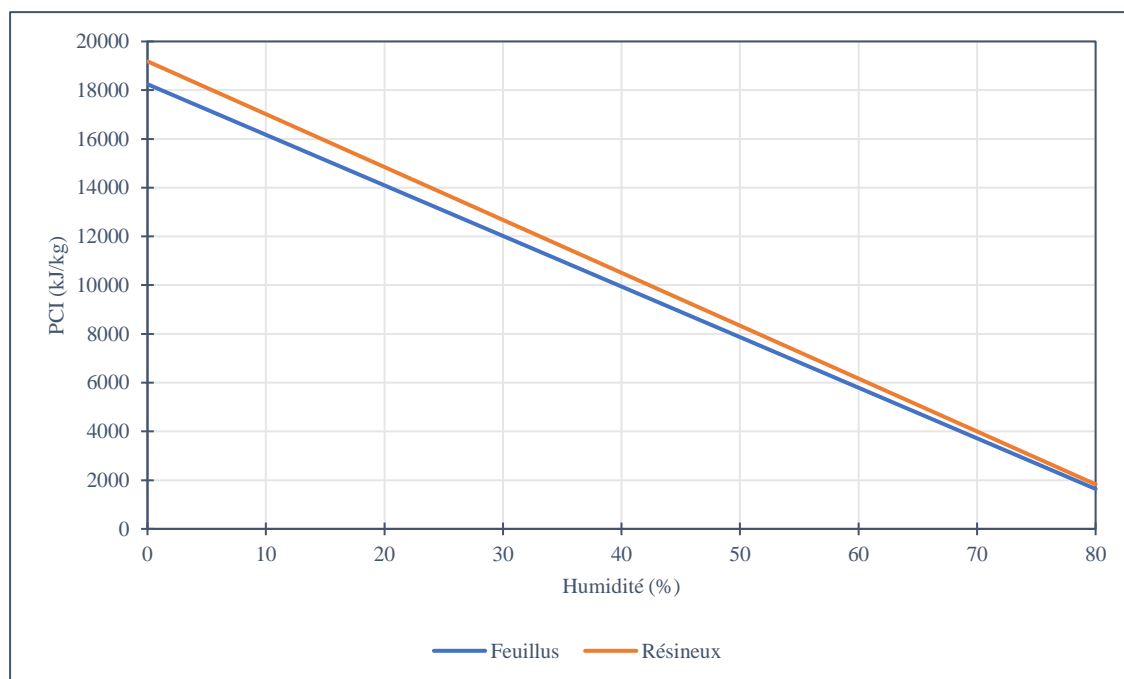


Figure 8 : Variation du PCI moyen des feuillus et des résineux en fonction de l'humidité.

La mesure du pouvoir calorifique se fait en bombe calorimétrique, la norme NF EN ISO 18125 (2017/07/07) présente la méthode à utiliser. Les valeurs du PCI sec varient en fonction des essences. Chez les feuillus, il varie entre 16700 et 18000kJ/kg et chez les résineux entre 17600 et 19600kJ/kg [27].

La valeur pouvoir calorifique peut être approchée par calcul, mais ce qui est juste c'est la mesure. L'ADEME propose en 2002 plusieurs formules basées sur la composition élémentaire du matériau, formule de Dulong datant de 1880 pour le charbon et ses dérivés, et une formule utilisant

des données d'analyse approximative [37]. La formule de Vandralek donne de bons résultats pour le bois :

$$PCS = 4,18 * (85C_{\%} + 270H_{\%} + 26 \times (S_{\%} - O_{\%})) \quad [kJ/kg] \quad (6)$$

Avec :

$C_{\%}$: Pourcentage de carbone dans le combustible ;

$H_{\%}$: Pourcentage d'hydrogène dans le combustible ;

$S_{\%}$: Pourcentage de Soufre dans le combustible ;

$O_{\%}$: Pourcentage d'oxygène dans le combustible.

Il existe un grand nombre de relations pour obtenir le PCS de combustibles solide, liquide et gazeux [38]. Certaines formules sont plus spécialisées pour la biomasse [39–42].

1.2. Les différentes formes de combustible de bois

Le bois se trouve sous plusieurs formes lorsqu'il est utilisé comme combustible. Les formes décrites sont les plus répandues pour le chauffage domestique ciblé par le micro-cogénérateur. Seuls les produits élaborés et le bois bûche sont présentés, les produits bruts (produits connexes de scierie), n'étant pas couramment utilisés directement par le particulier, ne seront pas présentés.

Les produits sélectionnés sont décrits et comparés afin de montrer les avantages et inconvénients des granulés de bois vis-à-vis des autres combustibles. Les principaux combustibles bois utilisés dans le chauffage domestique sont :

- Le bois bûches ;
- Les plaquettes de bois ;
- Les briquettes ;
- Les granulés de bois.

Chacune de ces familles de combustible possède ses propres caractéristiques, elles sont présentées dans la suite puis une comparaison avec les granulés est réalisée. Les prix de vente des combustibles sont récupérés sur le site de la Fédération Nationale du Bois (FNB), ils sont publiés tous les trimestres. C'est le centre d'études de l'économie du bois (CEEB) qui les publie en partenariat avec l'institut national de la statistique et des études économiques (Insee) et du ministère de l'agriculture, de l'agroalimentaire et de la forêt. [43]

1.2.1. Le bois bûches

Le bois sous forme de bûches est le biocombustible le plus répandu en France. Il y a différentes façons de se fournir en bois bûches. Le bois bûches est un chauffage de proximité, il est nécessaire d'être proche de la ressource (moins de 50km). La vente de bois bûches ne possède pas de code d'activité spécifique et elle est rarement l'activité principale de la société.

Les propriétaires forestiers font de l'autoconsommation, ils sont au plus proche de la ressource et la fabrication de bois de chauffage est peu onéreuse. Le voisinage peut acheter des lots déjà

préparés ou se les voir offrir en échange de services. Le bois peut aussi être vendu sur pied, c'est alors à l'acheteur de le façonner.[44]

Les forêts communales ont l'obligation d'être gérées par l'Office National des Forêts (ONF), pourtant elles bénéficient d'un droit ancestral, datant du moyen âge, permettant aux communes d'exploiter eux-mêmes leur forêt grâce à « l'affouage ». Ceci leur permet de proposer aux habitants qui en font la demande un volume de bois sur pied qu'ils façonneront eux-mêmes. La revente de bois d'affouage est interdite et les arbres à abattre sont marqués par l'ONF [45]. Dans les forêts où l'ONF s'occupe de la commercialisation, les bois sur pied sont vendus à des professionnels qui vont ensuite les exploiter.

Il existe différentes longueurs de bûches ; 25cm, 33cm, 40cm, 50cm et 1m. Les plus couramment utilisés sont les bûches de taille 33cm et 50cm. Les essences privilégiées sont : le chêne, le charme, l'orme, le hêtre, le frêne et l'érable. Tous sont des feuillus, ils sont choisis pour leur densité plus importante que celle des résineux. Les données de classes et spécifications du combustible sont rassemblées dans la norme NF EN ISO 17225-5 :2014 et les données permettant d'assurer la qualité du combustible dans la norme NF ISO 15234-5 :2012.

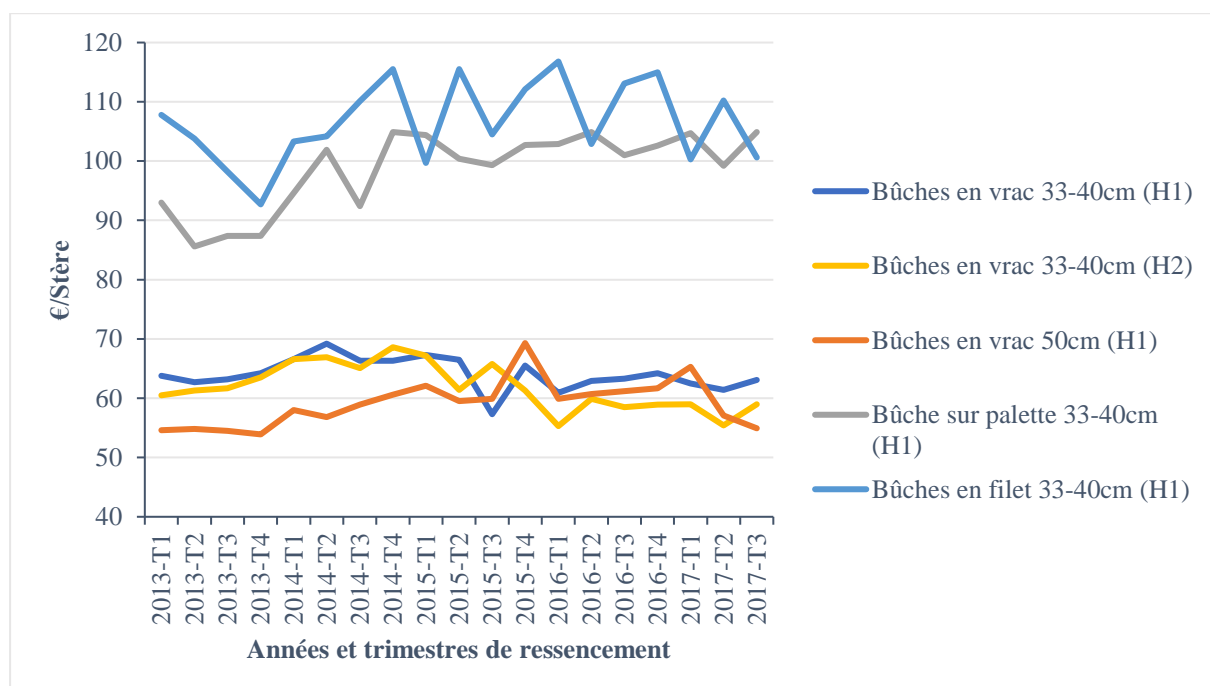


Figure 9 : Variation du prix d'une sélection de bûches de bois depuis Janvier 2013 réalisé avec les données de [43].

La Figure 9 montre la variation des tarifs de vente des bûches depuis 2013. Les prix sont donnés en €/Stère, le stère est une unité de mesure utilisée pour les bûches de bois. Il correspond à un empilement d'un volume de 1 m³ pour des bûches de 1m de long. Dans le graphique, H1 correspond à une humidité inférieure à 30% et H2 une humidité comprise entre 30% et 40%. Le prix des bûches est plutôt stable dans le temps, il varie faiblement en fonction de leur longueur, le stère de bûche de 50 cm est en moyenne moins cher de 8% que des bûches de 33 à 40cm. L'humidité a elle aussi un faible impact sur le prix avec 3% d'écart entre H1 et H2 pour les bûches de 33 à 40 cm. Cependant l'emballage joue un rôle important sur le prix, 54% et 66% d'augmentation pour respectivement les

bûches sur palette et les bûches en filet par rapport au vrac. Selon l'ADEME, le prix au kWh en 2015 des bûches variées entre 3,4 c€/kWh et 4,2 c€/kWh, ce qui en fait une des énergies les moins chères. [46]

Les bûches de bois demandent un grand espace de stockage et doivent être séchées avant leur utilisation dans un appareil de chauffage afin de profiter pleinement de leur énergie. De plus, de la manutention est à prévoir pour transporter les bûches vers le foyer et même pour alimenter celui-ci.

1.2.2. Les plaquettes de bois

Il existe différents types de plaquettes de bois, elles sont classées en fonction de leurs origines. Dans le domaine du chauffage domestique la plaquette n'est pas très présente. Ce combustible est plus destiné au chauffage collectif et industriel. Dans le cadre du chauffage domestique, seules les plaquettes de petites granulométries et de faible humidité sont envisageables. Les deux origines pouvant correspondre sont les plaquettes forestières et les plaquettes de scierie. La qualité du combustible sera aussi jugée avec son taux de cendres, l'absence d'écorce favorisant une faible teneur. Les détails des exigences normatives pour qualifier le combustible et assurer la qualité du combustible sont respectivement dans les normes NF EN ISO 17225-4 :2014 et NF EN 15234-4 :2012.

Ce combustible est souvent utilisé par les agriculteurs mais aussi par les consommateurs vivants à proximité des zones de production. La production des plaquettes demande un broyeur, une zone de séchage et un calibreuse afin de trier les plaquettes en fonction de leur utilisation finale. Les plaquettes sont soit réalisées avec des résidus de coupe en forêt soit avec des produits connexes de scierie. Le consommateur a besoin obligatoirement d'un espace de stockage (silo) important, en comparaison 1T de bois de feuillu dense et sec demandera un volume apparent de 2,1 m³ de bûches empilées de 50 cm contre 3,8 m³ de volume apparent de plaquettes. Les appareils de chauffage fonctionnant aux plaquettes sont généralement les plus chers de l'ensemble des dispositifs de stockage et de convoyage.

En revanche, les plaquettes permettent un fonctionnement totalement automatique, ce qui crée un confort d'utilisation intéressant. De plus leur prix est attractif du fait de l'utilisation de sous-produits, d'un investissement faible de la part du producteur et de la proximité de la ressource [47].

1.2.3. Les briquettes ou bûchettes densifiées

Les briquettes ou bûchettes densifiées sont un combustible peu courant qui vient en substitution de la bûche. Elles sont surtout fabriquées à partir de bois de résineux. Le bois est décheté puis compacté dans un moule ou dans une extrudeuse de gros diamètre. Elles ont l'avantage de posséder une faible humidité et une forte densité. Elles peuvent donc être transportées et être utilisées dans des zones plus éloignées que les lieux de production. Mais elles sont sensibles à l'humidité et peuvent se délier avec le temps et les manipulations. Les détails des exigences normatives pour qualifier le combustible et assurer la qualité sont respectivement dans les normes NF EN ISO 17225-3 :2014 et NF EN 15234-3 :2012.

La bûchette densifiée est le combustible le plus cher avec un tarif de 7,7c€/kWh, soit le double du prix relevé pour les bûches de 50cm [48]. C'est un produit aux dimensions homogènes et qui demande moins de stockage. Il est principalement utilisé en boulangerie et pizzeria.

1.2.4. Les granulés de bois

Les granulés de bois sont aussi appelés pellets qui est sa dénomination anglaise. Ce sont des particules cylindriques de bois comprimé. Les granulés sont produits de façon industrielle, le procédé de fabrication est décrit dans un premier temps. Les caractéristiques des granulés comme combustible sont ensuite décrites plus en détails. Enfin un comparatif entre les différents combustibles est réalisé. La Figure 10 montre un amas de granulés.



Figure 10 : Amas de granulés.

1.2.4.1. Fabrication des granulés de bois

La production des granulés est industrielle, c'est un procédé demandant un investissement important, mais qui produit de fortes quantités. La chaîne de production industrielle suit le principe indiqué sur le schéma Figure 11.

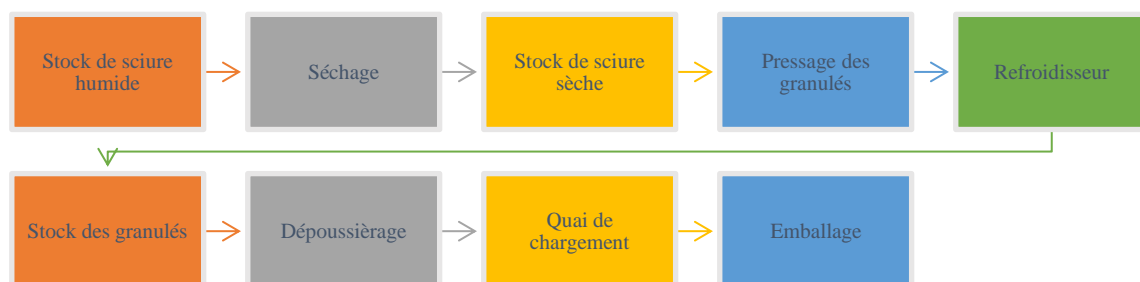


Figure 11 : Principe de fonctionnement d'une usine de production de granulés.

Les granulés sont fabriqués principalement à partir de sciures issues directement de scieries. Il existe quelques rares cas de production à partir de grumes ou de plaquettes, qui sont alors broyées pour fabriquer de la sciure qui entre ensuite dans le procédé décrit précédemment.

La sciure humide, provenant directement de scieries ou issue de broyage fin, est transportée jusqu'à l'entrée du séchoir. Les technologies de séchoir sont diverses, les deux principales étaient les séchoirs à tambour et séchoirs à bandes, les séchoirs tambour étant plus adaptés pour des débits importants et les séchoirs à bande plus simple d'utilisation.

Les sciures sèches sont stockées dans des silos renforcés en béton possédant des sécurités contre les explosions. En effet, la sciure peut se retrouver dans les conditions idéales d'une explosion en étant en suspension dans un milieu fermé contenant de l'oxygène, et en présence d'une source potentielle d'allumage [49]. Le silo sera découplé du reste de l'usine afin de réduire au maximum les risques matériels et humains.

La sciure est ensuite compressée dans une presse à granulés, l'humidité de la sciure entrante étant contrôlée aux environ de 10%. La sciure est pressée contre une filière, l'échauffement du matériau permet à la lignine d'entrer en phase de transition vitreuse et de servir de liant. Sur certains sites et en fonction de la qualité des combustibles, des additifs biosourcés (amidon) sont ajoutés pour améliorer la qualité des granulés [50]. En sortie de filière les granulés ont un aspect brillant sur l'extérieur, c'est le résultat de la plastification de la lignine. La longueur est gérée en sortie de filière par des couteaux qui viennent casser le granulé. La taille des orifices de la filière varie entre 6 mm et 8 mm pour les usages dans le chauffage domestique. Après refroidissement, les granulés sont criblés, puis stockés dans un silo.[21,47]

Les granulés peuvent être vendus en vrac du producteur vers le distributeur ou directement au consommateur. Ils peuvent aussi être conditionnés dans des big-bags ou par sacs de 15kg. Le consommateur peut aussi être directement livré chez lui par camion-citerne, les granulés sont alors soufflés dans un silo de stockage.

1.2.4.2. Caractéristiques des granulés comme combustible

Le tableau 1 de la norme NF EN ISO 17225-2 : 2014 donne les spécifications de classes de granulés de bois pour un usage non industriel. Le Tableau 3 reproduit les recommandations de la norme pour les granulés à destination du marché du chauffage domestique.

Tableau 3 : Données de spécification de la classe A1 selon NF EN ISO 17225-2 :2014.

Classes de propriété	Méthode d'analyse	Recommandations
Origine et source	ISO 17225-1	1.1.3 Grumes 1.2.1 Sous-produits du bois non traités chimiquement
Diamètre(D) et Longueur (L)	ISO 17829	D06, 6 ± 1 mm ; D08, 8 ± 1mm ; 3,15mm < L ≤ 40mm
Humidité (M)	ISO 18134-1 ISO 18134-2	M10 ≤ 10 % sur masse humide (Hb)
Cendres (A)	ISO 18122	A0.7 ≤ 0,7 % sur masse sèche
Résistance mécanique (DU)	ISO 17831-1	DU97.5 ≥ 97,5 % en masse, à réception
Fines (F)	ISO 18846	F1.0 ≤ 1,0 % en masse, à réception
Additifs		≤ 2 % en masse, à réception Type et quantité à mentionner
Pouvoir calorifique inférieur (Q)	ISO 18125	Q16.5 ≥ 16,5 MJ/kg ; Q4.6 ≥ 4,6kWh/kg
Masse volumique apparente (BD)	ISO 17828	BD600 ≥ 600 kg/m ³ ; à réception
Azote, N	ISO 16948	N0.3 ≤ 0,3 % sur masse sèche
Soufre, S	ISO 16994	S0.04 ≤ 0,04 % sur masse sèche
Chlore, Cl		Cl0.02 ≤ 0,02 % sur masse sèche
Arsenic, As	ISO 16968	≤ 1 mg/kg anhydre
Cadmium, Cd		≤ 0,5 mg/kg anhydre
Chrome, Cr		≤ 10 mg/kg anhydre
Cuivre, Cu		≤ 10 mg/kg anhydre
Plomb, Pb		≤ 10 mg/kg anhydre
Mercure, Hg		≤ 0,1 mg/kg anhydre
Nickel, Ni		≤ 10 mg/kg anhydre
Zinc, Zn		≤ 100 mg/kg anhydre
Comportement de fusibilité des cendres	CEN/TS 15370-1	À mentionner (°C)

Une norme ne possède pas de caractère obligatoire, c'est un document de référence. Elle est écrite en collaboration avec les acteurs du domaine concerné. Le suivi d'une norme se fait sur la base du volontariat. Cependant, sur le marché, le respect de la norme est un critère de vente très important. Des organismes indépendants permettent de délivrer diverses certifications pour assurer le client du bon respect des conditions imposées dans la norme et donc la qualité du granulé [51]. Dans le cas des granulés de bois le référentiel est la norme NF EN ISO 17225-2 : 2014, et il existe plusieurs organismes certificateurs du bon suivi de cette dernière.



Figure 12 : Logos de différents certificats pour les granulés de bois.

Plusieurs certifications existent au niveau européen et délivrent des labels reconnus auprès des fabricants d'appareils. L'institut technologique FCBA (Forêt Cellulose Bois construction Ameublement) délivre la certification française NF Biocombustibles solides (AFNOR) [52]. La certification « *DIN plus* » est délivrée par DIN CERTO, un organisme fondé en 1972 par l'Institut Allemand de Normalisation (DIN) [53]. Enfin l'Union Européenne par l'intermédiaire de l'organisme PROPELLET France propose la certification « *ENplus* ». Cette dernière certification se base en plus sur la norme ISO 9001 et EN 15234-2 pour la gestion de la qualité lors de la production et la manutention de granulés de bois [54]. Les logos de chacune de ces certifications sont regroupés dans la Figure 12.

1.2.4.3. Comparaison des différents combustibles bois

Une comparaison sur les tarifs de vente des différents combustibles est réalisée, avec l'ajout des combustibles fossiles non-renouvelables. Les différents combustibles ont chacun leurs avantages et inconvénients, rappelons que pour le projet il faut pouvoir atteindre une haute température (1200°C) stabilisée durant le temps de fonctionnement de l'appareil. Un tableau récapitulatif comparera de manière qualitative les avantages et inconvénients des différents combustibles bois en fonction de différents critères.

a) Comparaison des tarifs

Dans la Figure 13, les prix d'achat des différents combustibles bois pour la production d'énergie sont comparés, l'ensemble des tarifs correspondent à un usage domestique.

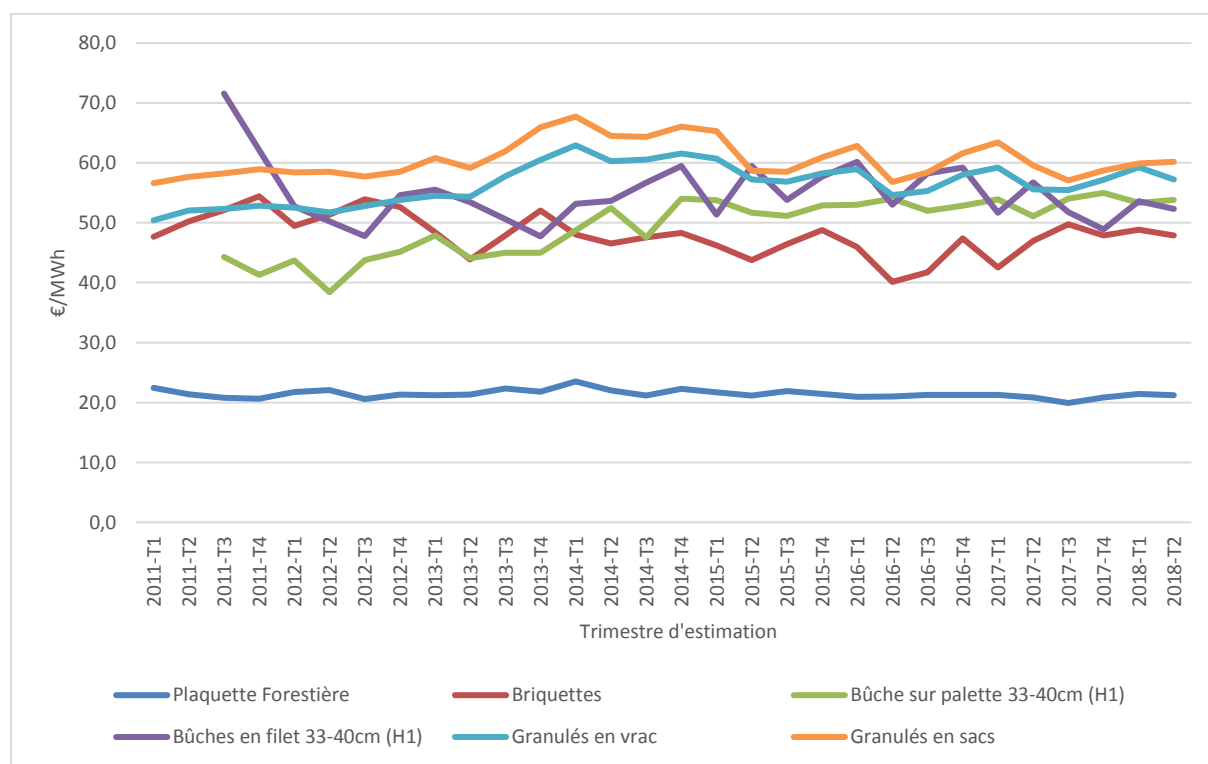


Figure 13 : Comparaison du tarif des différentes énergies en €/MWh, données : [43,55].

La Figure 13 montre le grand déséquilibre existant entre les différents combustibles bois. Les combustibles qui ont été transformés (granulés et briquettes) sont naturellement les plus chers, mais le bois bûche en filet est au même niveau car il doit être transporté jusqu'aux distributeurs. Ce tarif révèle l'intérêt des bûchettes densifiées en remplacement des bûches dans les zones éloignées des fournisseurs. Le granulé est le combustible le plus cher du chauffage au bois.

b) Ses avantages comme combustible bois

Les autres combustibles bois du chauffage domestique ont été cités et décrits en amont. La question est de déterminer les éléments qui font que les granulés sont le combustible bois le plus intéressant pour la réalisation d'un micro-cogénérateur.

Il y a de nombreux éléments qui permettent de juger de la qualité d'un combustible. Le Tableau 4 présente les différentes propriétés d'un combustible solide et les domaines sur lesquels ils impactent. Certains domaines de la production d'énergie impactés le sont par plusieurs propriétés du combustible. Il faut alors chercher un équilibre pour répondre aux objectifs.

Tableau 4 : Propriété du combustible et ses impacts sur la combustion [21,24,50,56,57].

Propriétés du combustible	Domaine impacté	Positif si :
Taille du combustible	Possibilité d'automatisation de l'amené de combustible	Taille faible
		Ratio Longueur/Diamètre faible
	Facilité d'allumage	Taille faible
	Vitesse de combustion	Taille faible
Distribution en taille	Facilité de régulation	Distribution homogène
Masse volumique apparente	Facilité de stockage	Masse volumique apparente importante
	Facilité d'allumage	Masse volumique apparente faible
	Vitesse de combustion	Masse volumique apparente faible
	Coût de transport	Masse volumique apparente importante
Masse volumique réelle	Densité énergétique	Masse volumique importante
	Vitesse de combustion	Masse volumique réelle faible
Humidité	Densité énergétique	Humidité faible
	Température de combustion	Humidité faible
Pouvoir calorifique	Densité énergétique	Pouvoir calorifique élevé
Taux de cendres	Densité énergétique	Taux de cendres faible
	Emission de particules	Taux de cendres faible
	Entretien de l'appareil	Taux de cendres faible
Teneur en Azote (N)	Pollution atmosphérique	Teneur faible

Le Tableau 5 présente un récapitulatif des propriétés des différents combustibles bois. Les granulés possèdent avec les plaquettes la plus petite taille qui convient à une mécanisation de l'arrivée de combustible. Les bûches et les briquettes sont de taille trop importante. Face aux plaquettes, les granulés sont beaucoup plus homogènes, ce qui facilite la régulation de la combustion. Les briquettes possèdent la masse volumique apparente la plus forte, les granulés se placent en deuxième position. Les plaquettes de bois ont une très faible masse volumique apparente,

cela leur permet de délivrer rapidement leur énergie mais suppose des problèmes de transports et de stockage. L'humidité des plaquettes est très variable et donc difficilement compatible avec la recherche d'une température de flamme importante et stable. Les combustibles compressés ont une humidité largement inférieure, donc un pouvoir calorifique plus élevé, mais sont sensibles à l'humidité ambiante. Les combustibles comprimés requièrent un stockage avec une faible humidité ambiante. Leur taux de cendres est généralement plus faible car ils sont plus souvent exempts d'écorces.

Tableau 5 : Récapitulatif des caractéristiques des différents combustibles bois [47,50,51] et Normes NF EN ISO 17225-(2 à 5) :2014.

Propriétés du combustible	Bûches de bois	Plaquettes	Briquettes	Granulés
Taille du combustible	L=20 cm à 100 cm D=2 cm à > 15 cm	3,15 mm < P16 ≤ 16 mm	Grande variété de forme Grande variété de taille	D=6 mm ou D=8 mm 3,15 < L ≤ 40
Distribution en taille	Variable	Grande variabilité P16 (60% en masse) ≤ 3,15 mm (15% en masse) > 31,5 mm (6% en masse)	Homogène pour une forme donnée	Homogène < 3,15 mm (< 1%) > 40 mm (< 1%)
Masse volumique Apparente	Très variable (<500 kg/m ³)	BD150 ≥ 150 BD200 ≥ 200 BD250 ≥ 250	Fonction de la forme et de la méthode de rangement > 800 kg/m ³	> 600 kg/m ³
Masse volumique Réel	Selon essence de bois de 400 kg/m ³ à 750 kg/m ³	Selon essence de bois	900 kg/m ³	900 kg/m ³
Humidité	20 à 40%	20 à 40%	< 12%	< 10%
Pouvoir calorifique	9 kJ/kg à 15 kJ/kg	9kJ/kg à 15kJ/kg	≥ 15,5MWh/kg	≥ 16,5 MWh/kg
Taux de cendres	Dépend de la présence d'écorce < 1,5%	< 1%	< 1%	< 0,7%
Teneur en Azote (N)	< 0,3%	< 0,3%	< 0,3%	< 0,3%

Les granulés sont donc le combustible bois possédant le plus d'avantages pour répondre au projet de conception d'un micro-cogénérateur. L'entrée dans le système de production d'énergie peut être mécanisée et régulée. La densité énergétique est importante permettant de mieux gérer la quantité d'énergie pour la production d'une température de flamme élevée. Enfin, le taux de cendres est faible, cela permettra de limiter les envols et diminuer les besoins de maintenance. Notons aussi la très grande homogénéité de la qualité des granulés qui permettra d'assurer un fonctionnement stable. Le principal inconvénient des granulés est leur coût plus élevé que celui des autres combustibles bois. Leur homogénéité et leur fort pouvoir calorifique permettent cependant de compenser en partie ce problème en obtenant des rendements élevés dans les appareils.

1.3. Les granulés de bois en France

La France est le 5^{ème} producteur européen de granulés avec 7% de la production, le premier producteur d'Europe est l'Allemagne avec 11,25%. Néanmoins, la France importe peu, elle a importé en 2016 environ 7 fois moins que le Royaume-Unis qui est le premier importateur de granulés. Au niveau des exportations la France est 14^{ème} en Europe. En comparaison la Lettonie, l'Estonie et la plupart des pays de l'Europe de l'Est exportent la totalité de leur production voire plus en exportant une partie de leur importation. [58]

Globalement, comme le montre la Figure 14, la production et les importations de granulés sont en augmentation en France depuis 2012, les exportations semblent quant à elles se stabiliser. Ces tendances montrent une augmentation de la demande, donc un marché en plein développement.

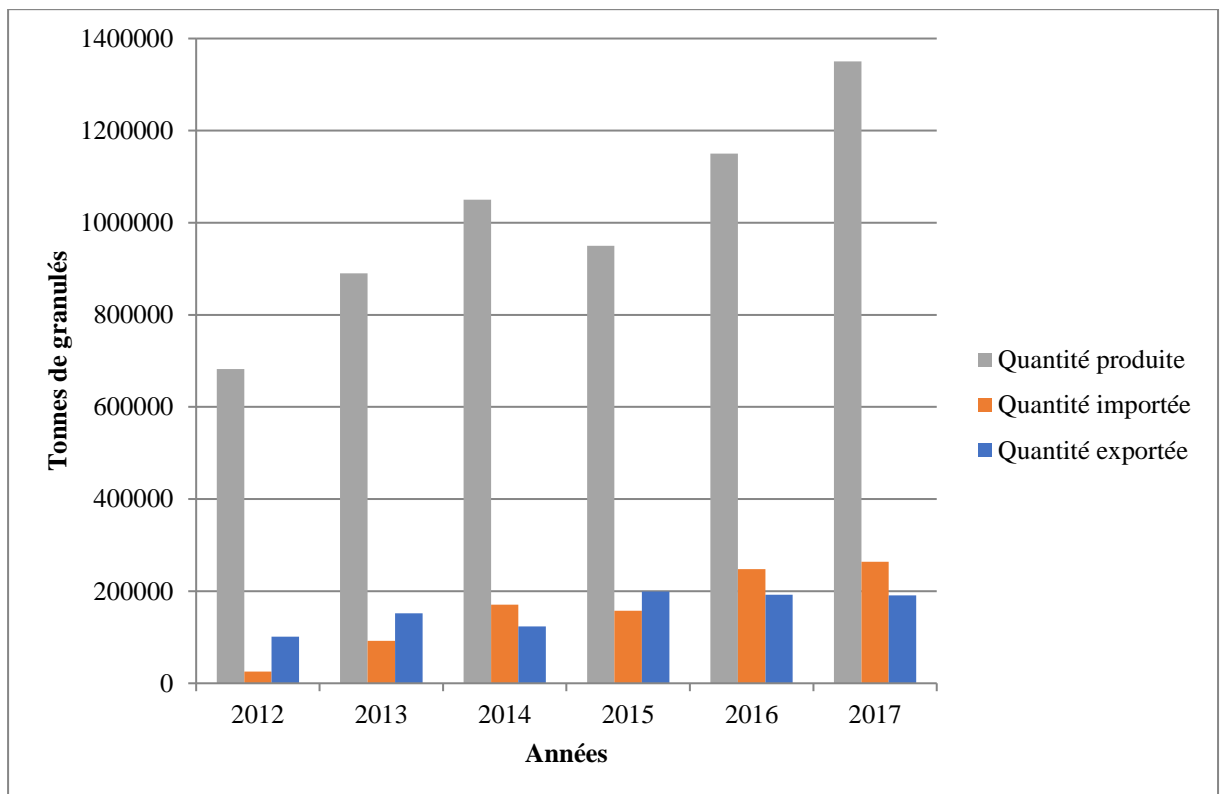


Figure 14 : Production française de granulés comparait aux importations et exportation en fonction des années [58].

Les énergies renouvelable (EnR) représentent 9,4% de la consommation d'énergie primaire en France métropolitaine et le bois est la première des EnR (40% des EnR) [59]. Dans le chauffage domestique, le bois représente 18% des combustibles utilisées. En 2013, 533 500 tonnes de granulés de bois ont été consommés dans le chauffage (en France). Le bois bûche est le plus utilisé avec 95% de l'énergie fournie par des combustibles bois, les granulés sont à 3%. [60]. Cependant, les ventes d'appareils fonctionnant aux granulés de bois sont en croissance et ce malgré une forte régression du marché des appareils de chauffage au bois depuis 2014, comme montré sur la Figure 15.

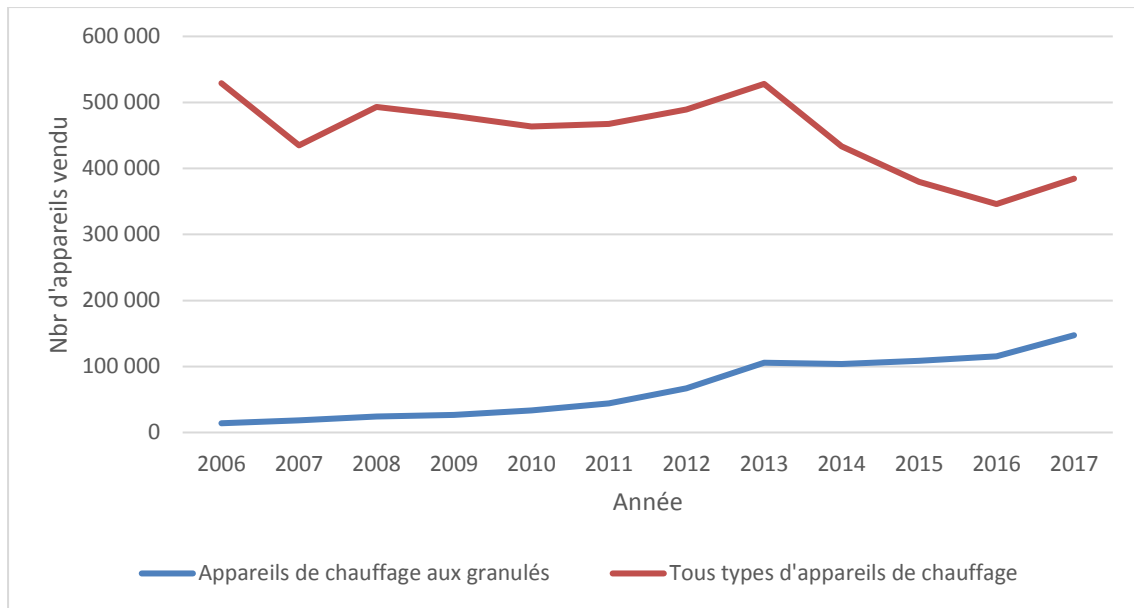


Figure 15 : Suivi des ventes d'appareils de chauffage au bois en comparaison des ventes d'appareils fonctionnant aux granulés, données [61,62].

La baisse des ventes s'est surtout fait ressentir pour les chaudières à granulés, le nombre des produits vendus a chuté de 34% depuis 2014. Dans les autres secteurs la tendance observée est inverse pour les granulés, croissance de la demande des poêles, +15% entre 2014 et 2016, quand le marché des poêles perd 33% du nombre d'appareils vendus. [61]. Entre 2016 et 2017, il y a une augmentation du nombre global d'appareils vendus (+11%) entraîné par une augmentation du volume des ventes des appareils de chauffage fonctionnant aux granulés de bois (+28 %) [63].

2. Production de chaleur domestique à partir du bois

Le bois fut la première source d'énergie utilisée par l'homme avec la découverte du feu 1,4 millions d'années av. JC et sa domestication 400000 ans av. JC. Ce fut pendant très longtemps l'énergie universelle qui allait avec l'Homme : où il y a du feu il y a des Hommes. C'est l'énergie qui chauffe, illumine, permet de faire la cuisine et de réaliser des outils. Le feu est le centre de la maison, il est devenu le centre des activités sociales de l'Homme [64]. Le bois fut le combustible universel puis il fut en grande partie remplacé, dès le XVème siècle en Angleterre, par le charbon de terre (tourbe) suite à l'augmentation de la demande en énergie, inhérente à la forte augmentation démographique, et la diminution de la ressource par remplacement des zones forestières par de l'agriculture [65]. Puis petit à petit le bois a été remplacé dans le chauffage domestique par le charbon, puis le gaz et l'électricité. Aujourd'hui le bois représente 18% de l'énergie fournie dans le chauffage domestique.

Actuellement, le réchauffement climatique, la prise de conscience de la limite des stocks des énergies fossiles et l'impopularité du nucléaire conduisent au développement des énergies renouvelables comme le bois. Le bois est un combustible complexe, comme présenté précédemment, son utilisation dans un micro-cogénérateur est un défi. Pour répondre à ce défi, il a d'abord fallu choisir la voie de production d'énergie. C'est pour cela qu'une première partie est consacrée aux différentes transformations thermo-chimiques du bois, afin d'avoir une idée plus

précise des phénomènes mis en jeu lorsque le bois est en contact avec de la chaleur et la manière dont le bois permet la production de chaleur, notamment pour obtenir de fortes températures.

Dans notre monde moderne, il existe une multitude d'appareils de chauffage au bois. Des plus rudimentaires, l'âtre de cheminée à foyer ouvert, au plus technologiquement développé, les chaudières automatiques aux granulés, ces appareils ont des rendements très divers. Une revue de ces appareils de chauffage domestique est le deuxième sujet abordé. Elle permet de se représenter les différentes technologies existantes dans le domaine, leurs avantages et inconvénients.

Enfin, le dernier point abordé est le dimensionnement des systèmes de combustion. Les connaissances dans le domaine ont permis d'établir des règles afin d'optimiser la combustion. Ces recommandations sont décrites ici pour comprendre la démarche de conception utilisée par la suite. Ce point se termine par une brève description de l'intérêt de la simulation numérique dans le dimensionnement des appareils de chauffage.

2.1. Les différentes transformations thermochimiques du bois

Notre objectif étant de produire de la chaleur à haute température, les voies thermochimiques semblent les plus appropriées. Les différentes transformations thermochimiques du bois sont présentées rapidement ci-après. Pour le développement d'un micro-cogénérateur, nous nous intéressons à la production de chaleur directe. Le procédé de transformation mis en jeu est la combustion. Cependant, cette combustion peut être directe ou étagée.

La combustion est une réaction complexe dans laquelle intervient la pyrolyse, la gazéification et enfin la combustion des gaz [66]. Ces différents mécanismes sont décrits afin de mieux comprendre la combustion et déterminer les paramètres clés permettant son optimisation.

2.1.1. La pyrolyse

La pyrolyse est la réaction de base pour tous les procédés de conversion thermochimique du bois [67]. C'est la dégradation du bois en atmosphère inerte (sans présence d'oxygène) sous l'effet de la température. La pyrolyse produit des gaz, des huiles pyroligneuses et du charbon. Les proportions dépendent de la vitesse de chauffe et de la température finale. La vitesse de chauffe dépend du flux de chaleur reçu à la surface du combustible et du transfert par conduction dans le combustible. Le bois est un mauvais conducteur de chaleur, le rapport surface/volume a donc une grande importance dans la conduite de la pyrolyse. Pour une température finale modérée (~500°C), une vitesse de chauffe importante favorise la production de liquides, une vitesse faible celle de charbon. Pour une température de traitement élevée (~1000°C) et une vitesse de montée en température importante, la production de gaz est favorisée [68–71]. La Figure 16 présente l'influence de la température, du temps de séjour et de la puissance de chauffe sur les rendements en produit de pyrolyse.

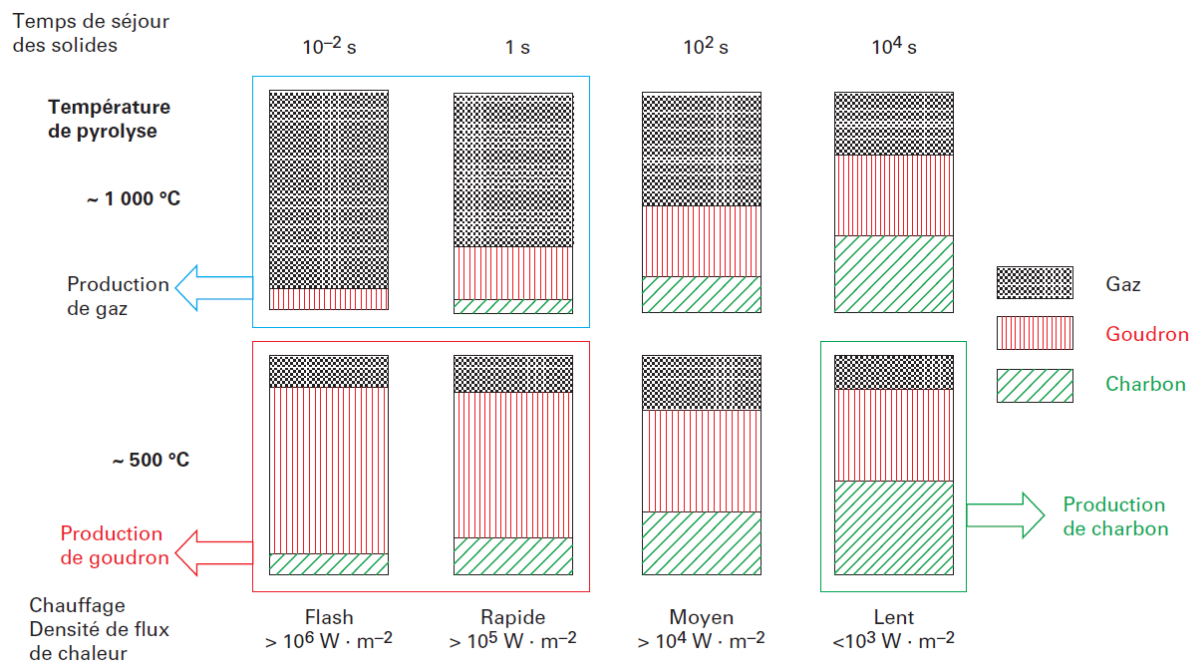


Figure 16 : Influence de la température, du temps de séjour et de la puissance de chauffe sur la nature des produits de pyrolyse [68].

La pyrolyse est une réaction qui peut être divisée en 4 phases successives (A, B, C et D) [68,72–74] :

- La zone A se situe pour des températures inférieures à 200 °C. Durant cette étape il y a séchage du combustible en surface et début de dégradation. Cette dégradation entraîne une très faible production de dioxyde de carbone, acide formique, acide acétique et glyoxal.
- Entre 200 °C et 280 °C, la zone B, les mêmes produits que dans la première zone sont retrouvés et il y a début de carbonisation. La zone A s'est décalée plus en profondeur dans le bois. Les réactions se produisant lors de ces deux phases sont globalement endothermiques, ce sont principalement des réactions primaires qui décomposent les polymères du bois. Les produits sont du charbon primaire, des gaz condensables et des gaz non-condensables.
- Pendant que les zones A et B continuent leur progression dans le bois, la température de surface se trouve entre 280 °C et 500 °C, c'est la zone C. Le dégagement de gaz se fait plus important, la vitesse de décomposition des différents constituants du bois est la plus importante. Les réactions primaires sont suivies de réactions secondaires. Les réactions secondaires sont des réactions de craquage ou de recombinaison. Au global cette étape est exothermique du fait des réactions secondaires [75].
- Enfin à des températures supérieures à 500 °C, zone D, il y a formation du charbon de bois. Le charbon devient de plus en plus concentré en carbone, et les réactions secondaires sont de plus en plus importantes et mènent à la production de gaz à fort pouvoir calorifique (H_2 , CH_4 , C_2H_2 , etc.).

De manière générale, le terme de pyrolyse est utilisé lorsque le produit recherché en fin de cycle est l'huile de pyrolyse. Si c'est le solide, en fonction de l'état de dégradation, les termes utilisés sont torréfaction et carbonisation. Lorsque le gaz est le produit recherché, le terme de

« *gazéification* » sera employé, même si la gazéification est aussi une forme de dégradation thermochimique particulière. La torréfaction et la carbonisation sont détaillées ci-après.

2.1.1.1. La torréfaction

La torréfaction est une pyrolyse pour laquelle la température maximale se situe entre 200 et 300°C. Le temps de séjour dépend essentiellement du résultat souhaité, mais il est de l'ordre de plusieurs dizaines de minutes, voire plusieurs heures. Dans la torréfaction, l'intérêt est de conserver un maximum de solide tout en le densifiant énergétiquement, d'augmenter la proportion de carbone en réduisant principalement celle d'oxygène. A ce niveau de température, il y a dépolymérisation et carbonisation des hémicelluloses.

La torréfaction a pour objectif de modifier les propriétés du bois pour améliorer ses caractéristiques. Après torréfaction, le solide obtenu est un intermédiaire entre le bois et le charbon. Il possède un meilleur PCI que le bois de l'ordre de 20 à 25MJ/kg. Contrairement au bois, le produit est plus résistant aux attaques de champignons, des insectes et des bactéries. Il a l'avantage d'être broyable plus facilement (du fait des pertes de propriétés mécaniques lors de la torréfaction), ce qui est très avantageux dans les procédés nécessitant une pulvérisation du bois sous forme très fragmentée [76,77].

Aujourd'hui la torréfaction est essentiellement utilisée par l'industrie en substitution du charbon. Elle permet aussi un gain sur le transport grâce à sa densité énergétique plus élevée [78–80].

2.1.1.2. La carbonisation

La carbonisation est une pyrolyse lente où la température finale varie entre 500 et 900°C. Le temps de séjour du bois varie entre plusieurs jours et plusieurs semaines. La carbonisation est le procédé de production de charbon de bois, il est utilisé depuis des siècles.

L'intérêt de la carbonisation réside dans la forte augmentation du PCI (>30 000kJ/kg), mais il est long à obtenir, les rendements de production et les quantités produites sont faibles. La carbonisation n'a pas d'intérêt pour la production d'énergie dans la micro-cogénérateur.

2.1.2. La gazéification

La gazéification est la voie de dégradation thermochimique du bois visant la production d'un mélange gazeux. Cette dégradation se fait en présence d'un gaz réactif ; typiquement de l'air, du dioxygène, de la vapeur d'eau ou du dioxyde de carbone. Le gaz réactif injecté a alors pour objectif de convertir le charbon et les liquides en gaz par oxydation partielle. Le gaz obtenu doit être riche en CO et H₂, mais contient aussi des hydrocarbures (CH₄, C₂H₂, ...). Lorsque l'agent de gazéification est de l'air ou de l'O₂, la teneur en oxygène reste sous stœchiométrique. Les propriétés du milieu et le gaz réactif utilisé font varier la composition du mélange gazeux qui résulte de la gazéification. Les produits de la pyrolyse sont le charbon, une huile, et un gaz. Ce gaz pourra donc ensuite être utilisé comme combustible dans un moteur ou transformé en biocarburant.

La gazéification se déroule en plusieurs étapes dont l'ordre dépend du procédé utilisé. Comme dans tout procédé thermo-chimique du bois, la première étape est le séchage. Le bois est ensuite dégradé par pyrolyse avant d'entrer dans sa phase de gazéification. Une étape de combustion partielle peut avoir lieu afin d'apporter l'énergie nécessaire aux réactions pour que le système soit autotherme. Les réactions de gazéification mènent à la production de gaz de plus ou moins fort pouvoir calorifique (PC), les principales réactions sont regroupées dans le Tableau 6. Les gaz produits sont regroupés en fonction de leur PCI moyen [74,81–84] :

- La gazéification à l'air produit le plus faible PC du fait de la dilution du gaz produit dans l'azote de l'air. Le PCI est compris entre 3,5 et 7 MJ/m³, ce type de gazéification était réalisé dans les gazogènes des automobiles durant la seconde guerre mondiale. Le gaz peut aussi être utilisé en combustion directe.
- Un gaz avec un PCI moyen d'environ 10-15 MJ/m³ est obtenu par gazéification avec de l'oxygène ou de la vapeur d'eau ou encore avec des gaz recyclés. Ce gaz sert à la production de méthane (cas de la méthanation) ou de diesel Fischer-Tropsch.
- Un gaz à haut PCI, environ 31,5 MJ/m³, possédant une forte concentration en CH₄ est produit à partir des gaz de PCI moyen par méthanation, mais il peut aussi être produit par gazéification direct avec comme gaz réactif le dihydrogène.

Il existe différents types de gazogènes, les lits fixes et les lits fluidisés. Pour les lits fixes, il est possible de différencier les technologies dites à co-courant, contre-courant et à tirage transversal. Ces systèmes sont les plus anciens. Les réacteurs à lit fluidisé sont employés pour des puissances plus importantes et les technologies utilisées sont les lits bouillonnants et les lits fluidisés circulants. Les appareils de gazéification ne sont pas détaillés.

Tableau 6 : Principales réactions de gazéification et leur enthalpie à 25°C, repris de [81].

Réaction de gazéification		
Type de réaction	Réaction	ΔH à 25°C
Réaction sur le carbone		
Réaction de Boudouard, gazéification au dioxyde de carbone	$C + CO_2 \leftrightarrow 2 CO$	+172 kJ/mol
Gazéification à la vapeur	$C + H_2O \leftrightarrow CO + H_2$	+131 kJ/mol
Hydrogazéification	$C + 2 H_2 \leftrightarrow CH_4$	-74,8 kJ/mol
Gazéification à l'air ou l'oxygènes sous stœchiométrique	$C + 0,5 O_2 \rightarrow CO$	-111 kJ/mol
Réaction d'oxydation		
Combustion du carbone	$C + O_2 \rightarrow CO_2$	-394 kJ/mol
Combustion du monoxyde de carbone	$CO + 0,5 O_2 \rightarrow CO_2$	-284 kJ/mol
Combustion du méthane	$CH_4 + 2 O_2 \leftrightarrow CO_2 + 2 H_2O$	-803 kJ/mol
Combustion du dihydrogène	$H_2 + 0,5 O_2 \rightarrow H_2O$	-242 kJ/mol
Réaction de changement de gaz à l'eau		
Réaction du gaz à l'eau	$CO + H_2O \leftrightarrow CO_2 + H_2$	-41,2 kJ/mol
Réaction de méthanisation (RM)		
RM 1	$2 CO + 2 H_2 \rightarrow CH_4 + CO_2$	-247 kJ/mol
RM 2	$CO + 3 H_2 \leftrightarrow CH_4 + H_2O$	-206 kJ/mol
RM 3	$CO_2 + 4 H_2 \rightarrow CH_4 + 2 H_2O$	-165 kJ/mol
Reformage du méthane		
Reformage à la vapeur	$CH_4 + H_2O \leftrightarrow CO + 3H_2$	+206 kJ/mol
Réaction de reformage	$CH_4 + 0,5 O_2 \rightarrow CO + 2H_2$	-36 kJ/mol

Pour la réalisation du micro-cogénérateur, dont la température à atteindre est de l'ordre de 1200°C, l'utilisation de la gazéification comme étape intermédiaire à la combustion s'avère être une option intéressante car elle permet d'atteindre des températures de combustion élevées [74,85] et peut réduire les teneurs en particules. Cependant, ce développement est long et dans le cadre de cette thèse, nous nous sommes concentrés sur le développement global d'un premier système en partant sur la solution de la combustion qui semble plus rapide.

2.1.3. La combustion

2.1.3.1. Principe

La combustion du bois est la voie la plus directe de valorisation énergétique du matériau. Elle consiste en une première étape de séchage puis une étape de pyrolyse suivie de l'oxydation complète des gaz et du charbon. La Figure 17 présente le schéma de la combustion du bois. Le bois doit, au départ, être chauffé pour initier la pyrolyse. Puis, les gaz s'enflamment (c'est la combustion vive ou homogène), et le rayonnement de la flamme sur le solide fournit l'énergie nécessaire à l'entretien de la pyrolyse. Parallèlement, le charbon formé par la pyrolyse est oxydé lentement par l'apport d'O₂ de l'air : c'est la phase de combustion lente ou hétérogène. Lors d'une combustion de bois dans un appareil automatique, les différentes étapes se déroulent en même temps et dans la même zone. [27,36,66,68,85,86]

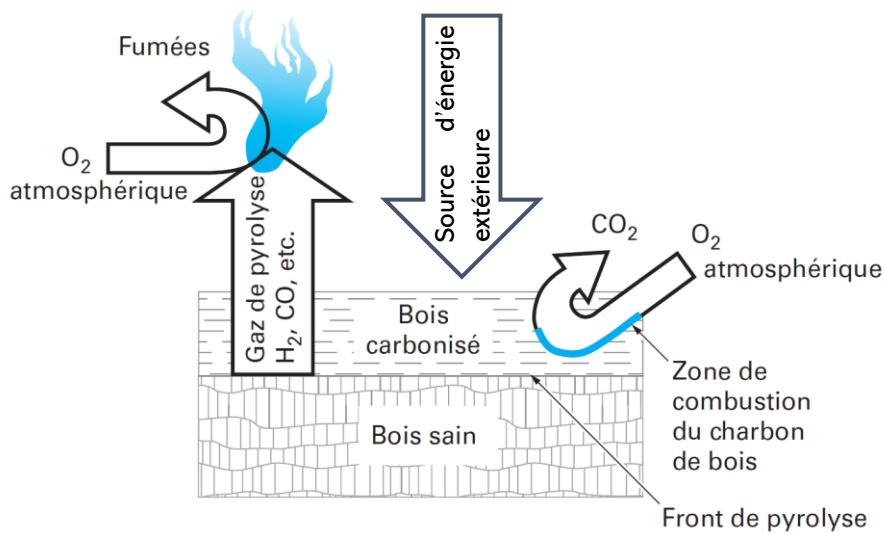
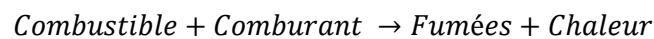
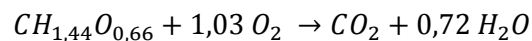


Figure 17 : Schéma de principe de la combustion [56]

En règle générale une réaction de combustion s'écrit :



La combustion du bois est décrite par l'équation de combustion complète avec de l'oxygène pur :

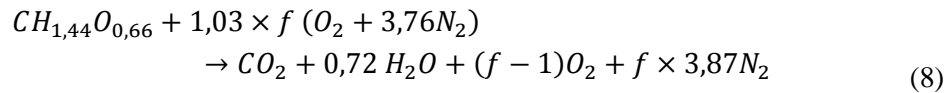


Lors de la combustion du bois dans un appareil de chauffage le comburant est de l'air. Pour obtenir une combustion complète, il est nécessaire d'apporter de l'air en excès afin d'être sûr d'oxyder l'ensemble des molécules de carbone ou d'hydrogène. L'excès d'air est indiqué sous deux appellations, l'excès d'air ou le facteur d'air. L'excès d'air « *e* » est le pourcentage d'air en plus de la stœchiométrie et le facteur d'air « *f* » est le ratio entre l'air réellement apporté sur l'air nécessaire pour être à la stœchiométrie.

Dans la suite le facteur d'air sera utilisé, les deux notions sont reliées comme suit :

$$\left(1 + \frac{e}{100}\right) = f \quad (7)$$

Ainsi l'équation générale de la combustion pour une mole de bois sec s'écrit :



Note : Dans cette équation, l'air est considéré comme étant constitué à 21% par de l'O₂ et 79% par du N₂ (composition volumique).

L'objectif dans la combustion est d'oxyder l'ensemble des molécules afin de récupérer le maximum d'énergie sous forme de chaleur contenue dans les fumées.

2.1.3.2. Dimensionnement des appareils de combustion

Le dimensionnement des appareils de combustion pour la production de chaleur domestique est lié aux performances à atteindre et à la sécurité de l'utilisateur. La norme NF EN 303-5 (2012-11-01) pour les chaudières définit « *des exigences et méthodes d'essai relatives à la sécurité, à la qualité de combustion, aux caractéristiques de fonctionnement et à la maintenance des chaudières de chauffage* ». Elle offre une base sur les caractéristiques attendues actuellement sur la combustion de bois dans les chaudières. Il en va de même pour les autres types d'appareils de chauffage.

Afin de répondre aux exigences formulées, le concepteur doit connaître les nombreux leviers de la combustion. Le combustible, ses caractéristiques et son alimentation sont des paramètres qui ont déjà été présentés précédemment. Dans cette partie, l'objectif est de présenter les paramètres qui permettent une oxydation complète du bois afin d'obtenir le maximum d'énergie. Le dimensionnement prend en compte des paramètres de base comme le combustible, la puissance de l'appareil souhaité et les exigences techniques. [87]

La combustion avec des arrivées d'air étagées est une solution désormais intégrée dans tous les procédés. Le principe étant de réaliser dans un premier temps une pyrolyse et gazéification du bois puis de faire la combustion des gaz dans un deuxième temps. Cette méthode permet de bien maîtriser les mécanismes, de favoriser la combustion complète et de diminuer la production d'imbrûlés ou/et de NO_x. [88]

Les NO_x sont des polluants, ils agissent sur la santé humaine en causant des problèmes respiratoires par fixation sur les alvéoles pulmonaires. Au niveau environnemental, ils sont en partie responsable de la détérioration de la couche d'ozone dans la stratosphère [89,90]. Les NO_x peuvent être produits selon trois voies [88,91-93] :

- NOx thermique, ils sont engendrés par la réaction entre l'azote de l'air et l'oxygène à haute température en suivant le mécanisme de Zelovich.
- NOx de carburant, ils sont formés à partir de l'oxydation de l'azote contenu dans le combustible.
- NOx rapide, ils sont produits par réaction entre les hydrocarbures dérivés de la combustion et l'azote de l'air.

La dépendance à la température de la formation des NOx pour la combustion de biomasse est présentée en Figure 18.

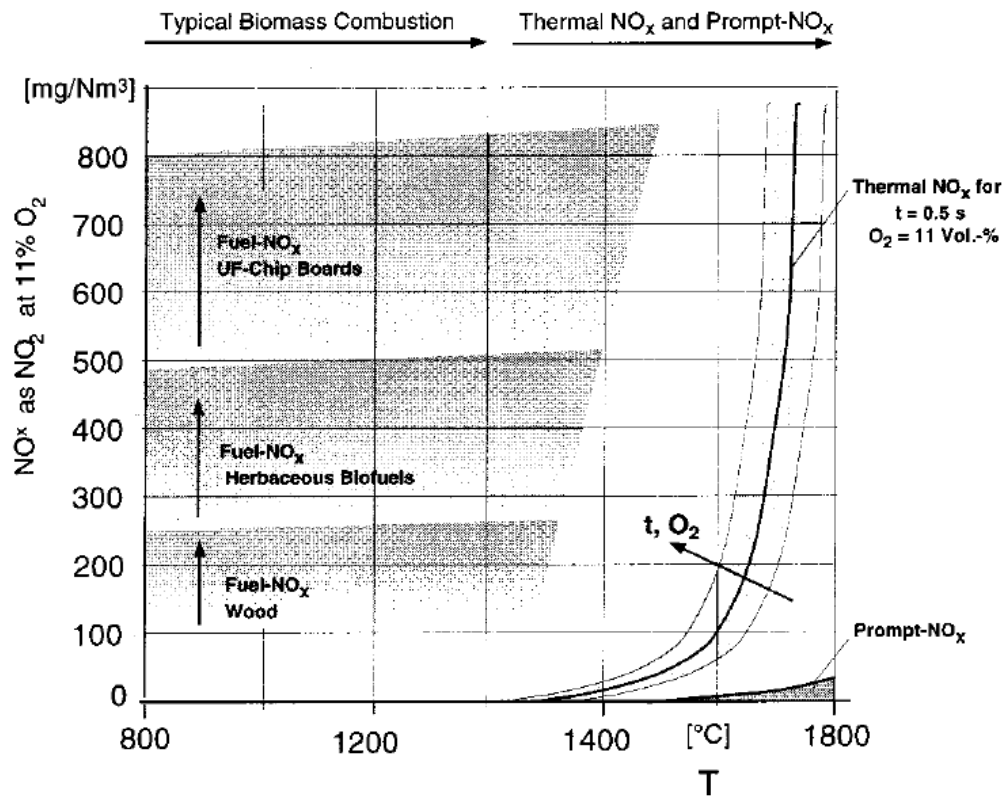


Figure 18 : Influence de la température sur l'émission de NOx pour la combustion de biomasse, extrait de [88]

Les paramètres permettant de favoriser une combustion complète sont regroupés dans la règle des 4T [94] :

- Température ;
- Teneur en oxygène ;
- Turbulence ;
- Temps de séjours.

L'influence de ces différents paramètres est détaillée ci-après.

a) *Température*

La température du milieu où se déroule la combustion doit rester importante afin que les différentes réactions puissent avoir lieu [85]. Une température supérieure à 850°C assure une bonne combustion [95]. La température provient de l'énergie libérée par les réactions d'oxydations, il faut ensuite conserver cette température (éviter les points froids en favorisant les turbulences dans le foyer par exemple). Cette température servira à chauffer le bois, à l'activation des réactions de craquage et enfin à la transmission de chaleur à la chaudière. Les pertes de chaleur par conduction et convection doivent donc être limitées au maximum. Ici, le choix des matériaux a une place importante pour limiter les pertes vers l'extérieur.

b) *Teneur en oxygène*

Comme citée précédemment la teneur en oxygène est symbolisée par le facteur d'air. Pour être complète la combustion du bois doit avoir lieu avec un léger excès d'air. Le monoxyde de carbone apporte une information sur la qualité de la combustion, plus la teneur est faible plus la combustion est complète. Cet excès d'air favorise l'oxydation des gaz de pyrolyse et du charbon. La Figure 19 présente pour différents appareils à combustion de bois le taux de monoxyde de carbone en fonction du facteur d'air. Selon l'appareil le facteur d'air idéal se trouve entre 1,5 et 2 [86].

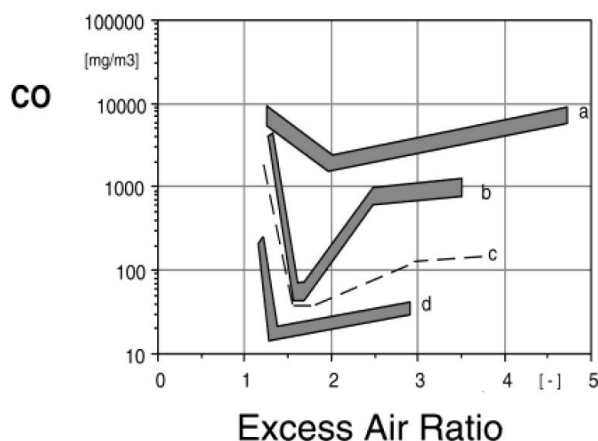


Figure 19 : Emission de monoxyde de carbone en fonction du facteur d'air pour différents appareils. (a) Poêle à bois, (b) Chaudière à combustion inverse, (c) Chaudière automatique, (d) Chaudière automatique avancé. Repris de [85,96].

La Figure 19 permet de voir dans le même temps l'évolution des appareils de chauffage au bois au niveau de la qualité de la combustion. Le poêle à bois en (a) est ici un appareil à bûche ancien avec la combustion se déroulant vers le haut et sans apport d'air secondaire. La chaudière à combustion inversé (b) est une première révolution dans le chauffage au bois, elle a permis d'augmenter notablement le rendement des appareils de combustion à tirage naturel. La chaudière automatique (c) permet d'intégrer une régulation de la combustion et permet ainsi d'optimiser la combustion. Les chaudières automatiques récente ont un design optimisé et une régulation plus

précise de la combustion, ce qui permet d'obtenir des performances élevées et une forte diminution du taux de CO synonyme de combustion incomplète.

Le problème avec l'augmentation du facteur d'air est la diminution de la température de flamme, ceci est dû à l'augmentation du volume d'air à chauffer. La Figure 20 présente pour différentes humidités la température adiabatique de la flamme en fonction du facteur d'air.

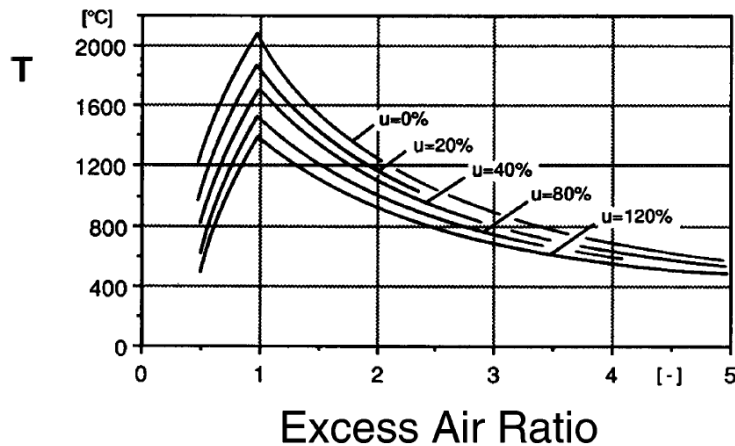


Figure 20 : Température adiabatique de flamme en fonction du facteur d'air pour différentes humidités u (Humidité sur sec) [85].

Lorsque la quantité d'air injectée dans l'appareil est inférieure à la stœchiométrie (Excess Air Ratio <1) alors la combustion est incomplète et la température de la flamme diminue. La présence d'humidité diminue le PCIh du bois, donc la quantité d'énergie transmise à la flamme est moindre, ce qui a pour conséquence de diminuer la température.

Dans le cas où l'on veut obtenir une température importante dans le foyer, il faut alors se rapprocher au maximum d'un facteur d'air de 1. Cependant, pour obtenir une combustion complète il faut augmenter la quantité d'air qui par conséquent va diminuer le niveau de température.

c) *Turbulence*

La turbulence est importante pour assurer le mélange entre l'oxygène et les gaz de pyrolyse dans le but d'augmenter leur chance de se rencontrer et ainsi favoriser les réactions. La turbulence peut être créée par l'augmentation des débits d'air secondaire et un design favorisant le mélange des gaz. C'est un concept difficile à mesurer, l'utilisation de la simulation numérique permettrait de vérifier que le mélange entre les gaz est bien effectif.

d) *Temps de séjours*

Le temps nécessaire aux réactions d'oxydation est très faible, mais un temps de séjour suffisant est nécessaire pour favoriser la rencontre entre les différents gaz. Un temps de séjour compris entre 1s et 3s permet ainsi d'optimiser la combustion. Le temps de séjour est obtenu par le dimensionnement de la chambre de combustion en fonction du volume de fumées produit. [87]

La conception d'un appareil de combustion passe par des phases d'essais, que ce soit des simulations numériques ou bien des essais sur des prototypes. Les essais par simulations numériques sont réalisés en amont, ils servent essentiellement à confirmer et améliorer des éléments comme le design et le transfert thermique. Il y a de plus en plus de modèles numériques qui cherchent à prédire la qualité de la combustion dans les chaudières et poêles fonctionnant au combustible bois, en cherchant à modéliser une partie ou la totalité des phénomènes se produisant dans l'appareil (transfert de chaleur, mécanique des fluides et combustion) [97–103]. La modélisation permet de faire gagner du temps et surtout des moyens en permettant la fabrication uniquement de prototype avancé. Les expérimentations menées sur les prototypes permettent de confirmer les choix et de tester tous les réglages afin d'optimiser la régulation du système. La régulation est la garantie de la réduction des émissions, du maintien des performances énergétiques et de la sécurité de l'utilisateur. C'est grâce aux systèmes de régulation qu'il est possible d'atteindre des rendements de plus de 90%.

2.2. Les chaudières à granulés

Il existe différents types d'appareils de chauffage aux bois, divisés en 4 catégories : Inserts et foyers fermés ; les poêles à bois ; les cuisinières et les chaudières. Une très grande variété d'appareil existe sur le marché actuellement, variant en fonction de la nature du combustible et de leur utilisation. Les chaudières à bûches restent les appareils les plus présents du parc des chaudières bois, elles fonctionnent par batch, elles nécessitent l'installation d'un ballon tampon important pour augmenter l'autonomie. Elles ne sont pas compatibles avec notre projet du fait de leur fonctionnement intermittent et de températures plutôt faibles (700°C maximum). Le choix d'une chaudière à bois consommant des granulés est plus intéressant, ainsi seul cet appareil est présenté dans cette partie.

Les chaudières chauffent un fluide caloporteur (le plus souvent de l'eau) pour fournir de la chaleur au réseau de distribution de la maison (radiateur, planché chauffant, ...) et pour produire de l'eau chaude sanitaire. Les chaudières sont le plus souvent installées dans une pièce réservée, la chaufferie. En langage courant, une chaudière est composée de 2 parties principales : le foyer (lieu de la combustion) et l'échangeur (récupération d'énergie). En langage technique, la chaudière est uniquement l'échangeur de chaleur. Ici l'esthétique de la flamme n'est pas importante et toute l'attention du concepteur se tourne vers l'optimisation du rendement et la réduction des émissions.

Les chaudières à plaquettes et à granulés ont des fonctionnements similaires. Les plaquettes demandent tout de même plus de complexité du fait de l'hétérogénéité du combustible. L'alimentation automatique et la gestion précise de la combustion en font les appareils les plus performants du chauffage au bois, leurs rendements sont supérieurs à 85%. Il existe de nombreuses configurations différentes, chaque marque propose ses solutions et cherche à obtenir le maximum au niveau du rendement et le minimum d'émissions. Cette recherche a poussé les fabricants à développer des systèmes de plus en plus complexes. GUNTAMATIC® propose par exemple une chaudière murale avec une chambre de combustion cyclonique en matériau réfractaire [104], ÖkoFEN® propose une chaudière à condensation avec un rendement de 102,7% (sur PCI) [105], et MORVAN® travaille sur une chaudière inspirée d'un brevet pour un brûleur poly-combustibles [106].



Figure 21 : Installation d'une chaudière à granulés (1) avec Silo de stockage (2), un ballon tampon (3) et production d'eau chaude sanitaire (4) [107].

La Figure 21 présente une installation d'une chaudière à granulés (1) avec un silo de stockage textile (2), un ballon tampon (3) et un ballon de production d'eau chaude sanitaire (4). Le silo de stockage permet d'avoir une réserve d'énergie pour une longue période, il alimente la chaudière à l'aide d'une soufflerie. L'utilisation d'un ballon tampon n'est pas obligatoire mais permet l'utilisation de la chaudière sur une plus grande plage de besoin en chauffage. Enfin la chaudière à granulés peut aussi servir pour la production d'ECS.

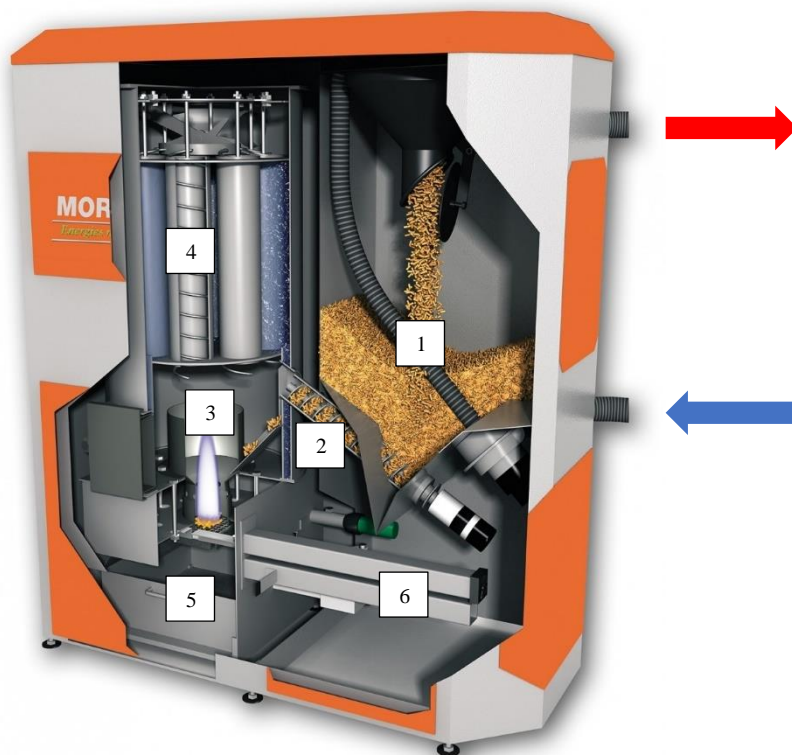


Figure 22 : Coupe d'une chaudière à granulés. Avec : (1) le réservoir tampon ; (2) la vis d'alimentation ; (3) le foyer ; (4) : l'échangeur ; (5) : le bac à cendre ; (6) : système d'extraction des cendres du foyer.

La Figure 22 présente une coupe d'une chaudière à granulés, le combustible en provenance du silo est soufflé dans le réservoir tampon (1) permettant à la chaudière d'avoir au moins 6h de fonctionnement sans recharger. Les granulés sont ensuite entraînés vers le foyer (3) par une vis d'alimentation (2). Les fumées produites par la combustion vont échanger leur chaleur dans l'échangeur (4) et les cendres sont évacuées vers le bac à cendre (5) avec dans certains cas une aide mécanique (6). L'eau de retour chaudière (flèche bleu) est alors chauffée dans l'échangeur pour ressortir au départ chaudière (flèche rouge) pour alimenter la distribution. Les fumées sont ensuite évacuées par la fumisterie.

3. La micro-cogénération

La micro-cogénération est le socle du projet. Dans cette partie nous allons la définir, expliquer ses grands principes et dévoiler quelques systèmes.

3.1. Définition

La cogénération (« combined heat and power » en anglais) est définie comme étant la production simultanée d'électricité et de chaleur à partir d'un combustible dans une même installation, les deux énergies produites étant utilisées. La directive européenne 2012/27/UE définit la micro-cogénération lorsque l'unité produit une puissance électrique égale ou inférieure à 50kWe . En France il est courant de parler de micro-cogénération pour les unités produisant moins de 36kWe . Le Tableau 7 présente un classement des unités de cogénération par gamme de puissance.

Tableau 7 : Classification des unités de cogénération en fonction de leur puissance.

Catégorie de cogénération	Gamme de puissance [108]	Gamme de puissance [109,110]
Grosse cogénération	$> 12\text{MWe}$	
Moyenne cogénération	1 à 12 Mwe	
Petite cogénération	250 kWe à 1 Mwe	$< 1\text{MWe}$
Mini cogénération	36 à 250 kWe	50 à 300 kWe
Micro cogénération	$< 36\text{kWe}$	$< 50\text{kWe}$

3.2. Principe

Le principe de la cogénération est décrit comme étant la production d'énergie mécanique qui permet ensuite la production d'électricité, la chaleur est alors considérée comme un résidu [111]. Mais les technologies telles que les piles à combustibles et les modules thermoélectriques n'ont nullement besoin d'un intermédiaire mécanique.

Dans la pratique, les micro-cogénérateurs doivent tout d'abord répondre à un besoin thermique, la chaleur représentant la plus grande part de l'énergie produite. Un cogénérateur quelle que soit sa taille doit donc être conçu sur la base d'un besoin en chaleur, celle-ci est consommée localement, alors que l'électricité peut être auto-consommée ou revendue au réseau. Dimensionner en fonction de l'électricité reviendrait à surdimensionner vis-à-vis du besoin en chaleur. La chaleur produite est alors perdue ce qui fait baisser le rendement global du système.

En France, l'arrêté du 3 novembre 2016 [112] fixe les conditions d'achat de l'électricité produite par cogénération au gaz naturel. Suite à cet arrêté, un tarif unique d'obligation de rachat de l'électricité appelé C16 a été mis en place [109]. Ce contrat permet de vendre la totalité de sa production en hiver, ou d'autoconsommer toute l'électricité produite, ou encore d'autoconsommer une partie de son électricité et de vendre le surplus à EDF OA. La revente d'électricité produite par la micro-cogénération avec le bois comme combustible devrait suivre le même schéma.

La chaleur est produite à partir d'un combustible, ce combustible peut être gazeux (Hydrogène, méthane, biogaz, etc.), liquide (fioul, gasoil, essence, etc.) ou solide (bois, charbon, déchet sec, etc.). Le rayonnement solaire est aussi une source de chaleur envisagée pour la cogénération. Toutes les technologies de production d'électricité ne sont pas adaptables à toutes les sources de chaleur. La génération d'électricité peut être réalisée via plusieurs systèmes [111] :

- Pile à combustible ;
- Moteur à combustion interne ;
- Moteur à combustion externe ;
- Technologie ORC ;
- Moteur à Vapeur ;
- Module thermoélectrique ;
- Micro-turbine

De toutes les technologies citées, seuls les 5 dernières peuvent fonctionner aux granulés de bois. Les rendements d'une partie de ces appareils pour des applications avec combustion de biomasse solide sont regroupés dans la Figure 23.

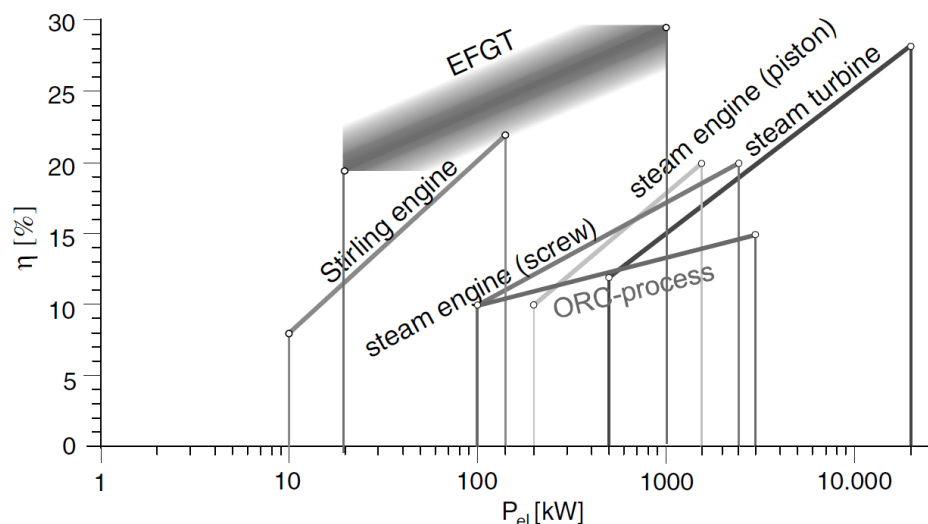


Figure 23 : Taille typique et rendement électrique d'installation de cogénération utilisant la combustion de biomasse solide [113].

Le système développé dans cette thèse n'entre pas dans le graphique car la puissance électrique produite est inférieure à 10kW. Le graphique montre que la technologie de la turbine à combustion externe (Externally Fired Gas Turbine : EFGT) permet d'obtenir les meilleurs rendements électriques, sur la gamme allant de 20 kW_e à 1000 kW_e.

3.3. Intérêts

L'intérêt de la cogénération provient du gain de rendement obtenu en comparant avec une production séparée équivalente d'électricité et de chaleur. De plus, cela permet de produire de l'électricité, une énergie à haute valeur ajoutée. La comparaison entre une production séparée et par cogénération est réalisée dans l'exemple suivant (cf. Figure 24) : Production de 1,5kW d'électricité et de 10 kW thermique avec :

- Une production séparée de chaleur et d'électricité. La production d'électricité prend en compte un rendement électrique de 39% qui correspond au rapport entre l'énergie finale et l'énergie primaire de la production d'électricité en France ($1\text{kWh}_{\text{EF}} = 2,58\text{kWh}_{\text{EP}}$). La production de chaleur est réalisée avec une chaudière classique avec un rendement fixé à 90%.
- Une unité de micro-cogénération ayant les caractéristiques attendues de celle développée dans cette thèse : rendement thermique de 78% et rendement électrique de 12%.

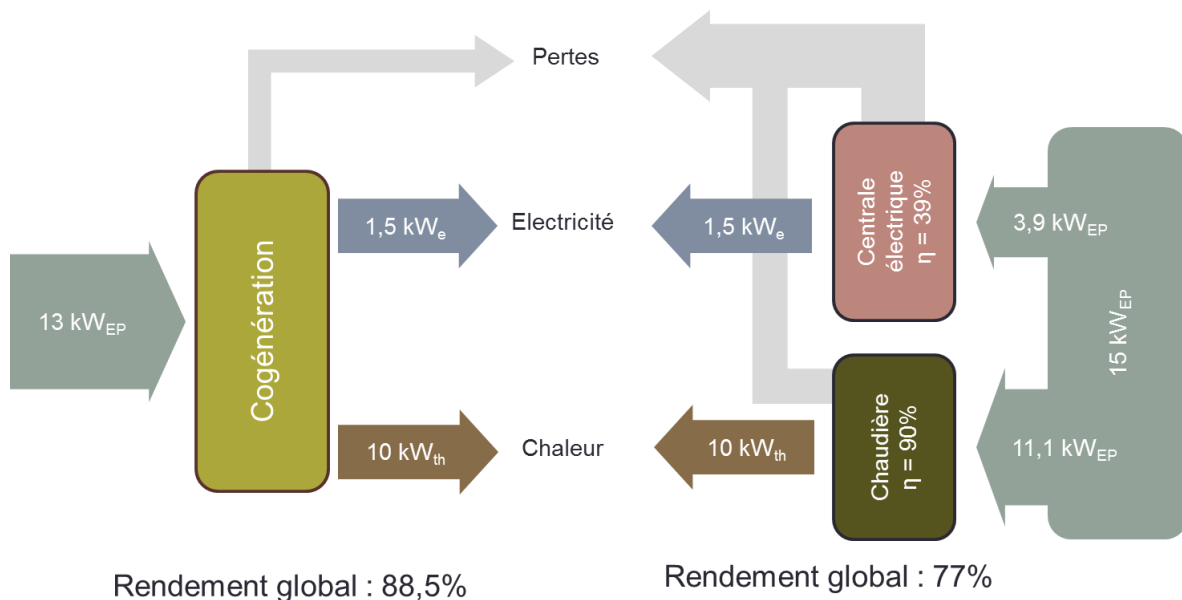


Figure 24 : Production d'électricité selon deux cas : production séparée (à gauche) et production par cogénération (à droite).

Le rendement global de l'installation de cogénération est de 88% contre seulement 77% pour le système à production séparée. Ainsi, pour répondre aux mêmes besoins, la quantité de combustible utilisée sera plus faible en cogénération. De plus, l'utilisation du bois comme combustible permet de diminuer les émissions de gaz à effet de serre en comparaison avec les énergies fossiles. En 2005, l'ADEME a publié un bilan environnemental du chauffage domestique au bois [114] dans lequel la combustion de granulés produit 11 fois moins de CO₂ que le fioul et 5 fois moins que le gaz, ces données sont illustrées sur la Figure 25.

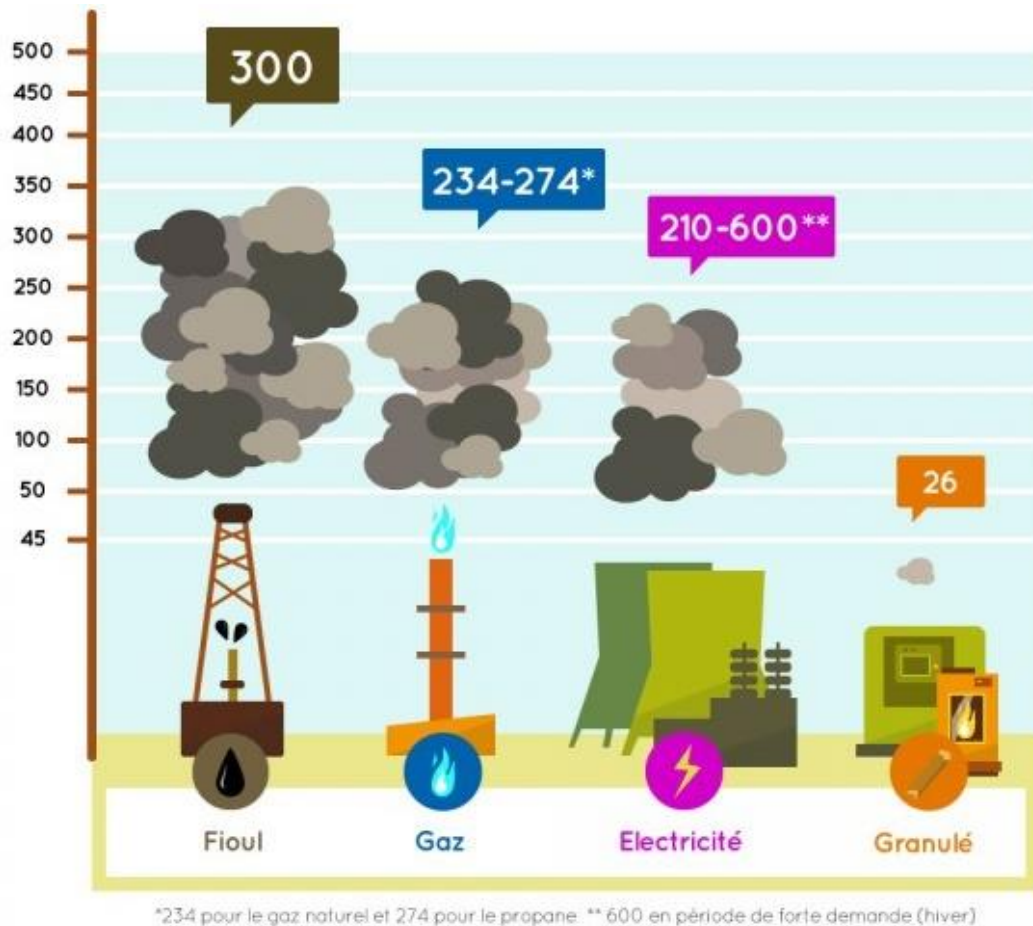


Figure 25 : Comparaison des émissions de CO₂ des combustibles de chauffages

Plus récemment, une analyse plus approfondie a été réalisée dans la thèse de Chloé Pelletier sur « l'analyse environnementale et économique des filières bois énergies » avec des scénarii de chauffe d'une maison de 100m² en Lorraine [115]. Elle montre que l'utilisation d'une chaudière à granulés de bois produit 3 fois moins de gaz à effet de serre qu'une chaudière fioul et 2 fois moins qu'une chaudière gaz à condensation pour répondre aux besoins énergétiques. Dans les deux études présentées, les résultats prennent en compte le bois comme une ressource renouvelable qui possède un cycle du carbone court et donc les émissions de CO₂ produites lors de la combustion ne sont pas comptabilisées.

3.4. Exemples de micro-cogénérateurs à usage domestique

Afin de positionner la technologie étudiée dans ce travail, il convient de faire un inventaire le plus exhaustif possible des micro-cogénérateurs commerciaux à usage domestique existants ou ayant existés. La technologie étudiée dans ce travail est la micro-cogénération par turbine à gaz utilisant le bois comme combustible. La présentation est divisée en deux catégories : les micro-cogénérateur fonctionnant avec une micro-turbine et les micro-cogénérateur utilisant le bois comme combustible.

3.4.1. Micro-cogénérateurs à turbine à gaz

A notre connaissance, il n'existe aujourd'hui sur le marché mondial qu'un seul appareil utilisant la technique d'une micro-turbine à gaz pour la production d'électricité domestique. Un autre système entre dans la catégorie des micro-cogénérateur (< 36 kVA) mais est plus adapté aux logements collectifs ou bâtiments tertiaires.

3.4.1.1. MTT (*Micro-Turbine Technology*) [116]

L'entreprise Micro-Turbine Technology (MTT) a conçu un micro-cogénérateur distribué sous la marque EnerTwin fonctionnant avec une turbine à gaz à combustion interne avec récupérateur, cf. Figure 26. Le carburant utilisé est du gaz naturel. Le système permet la production de 3,2kW d'électricité et 15,6 kW de chaleur. Le rendement électrique est de 16% et le rendement global est de 94%. Cet appareil est le concurrent principal de la technologie développée durant cette thèse car ses performances sont similaires et le produit est commercialisé.

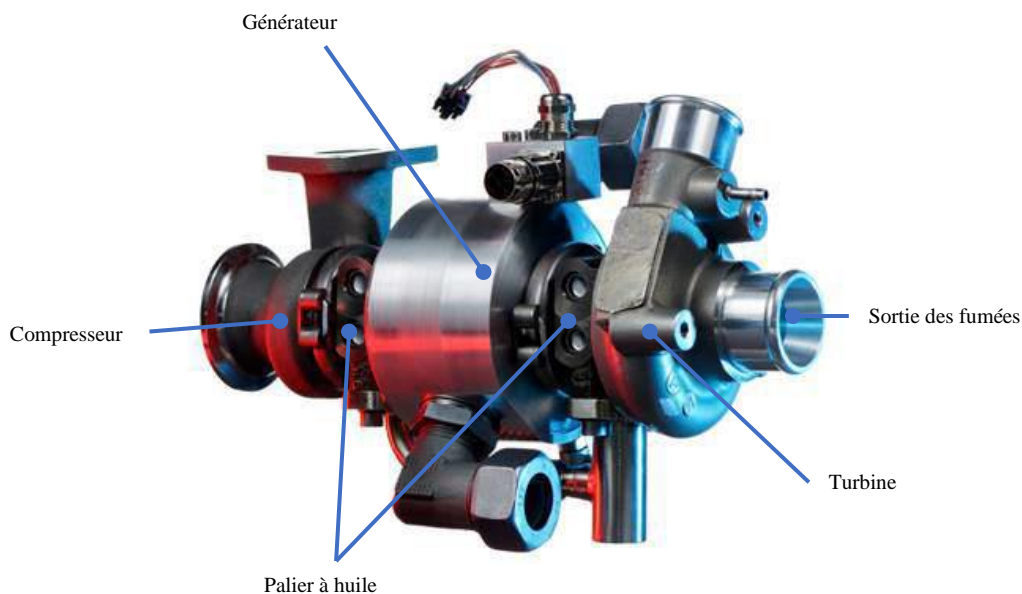


Figure 26 : Micro-turbine MTT pour la micro-cogénération

3.4.1.2. Capston C30 Micro-Turbine [117]

Le modèle de micro-turbine proposé par Capston permet la production de 30 kW d'électricité et de 65 kW de chaleur. Le système est compatible avec un grand nombre de carburant comme le gaz naturel, Syngas, Kérosène, etc. Le rendement électrique est de 26% et le rendement thermique de 64%, soit un rendement global de 90%. Ce type d'appareil n'est pas adapté au chauffage individuel du fait des puissances produites mais peut être installé comme chauffage collectif dans un immeuble d'habitation, dans des bâtiments de bureau ou même sur un petit réseau de chaleur d'habitation.

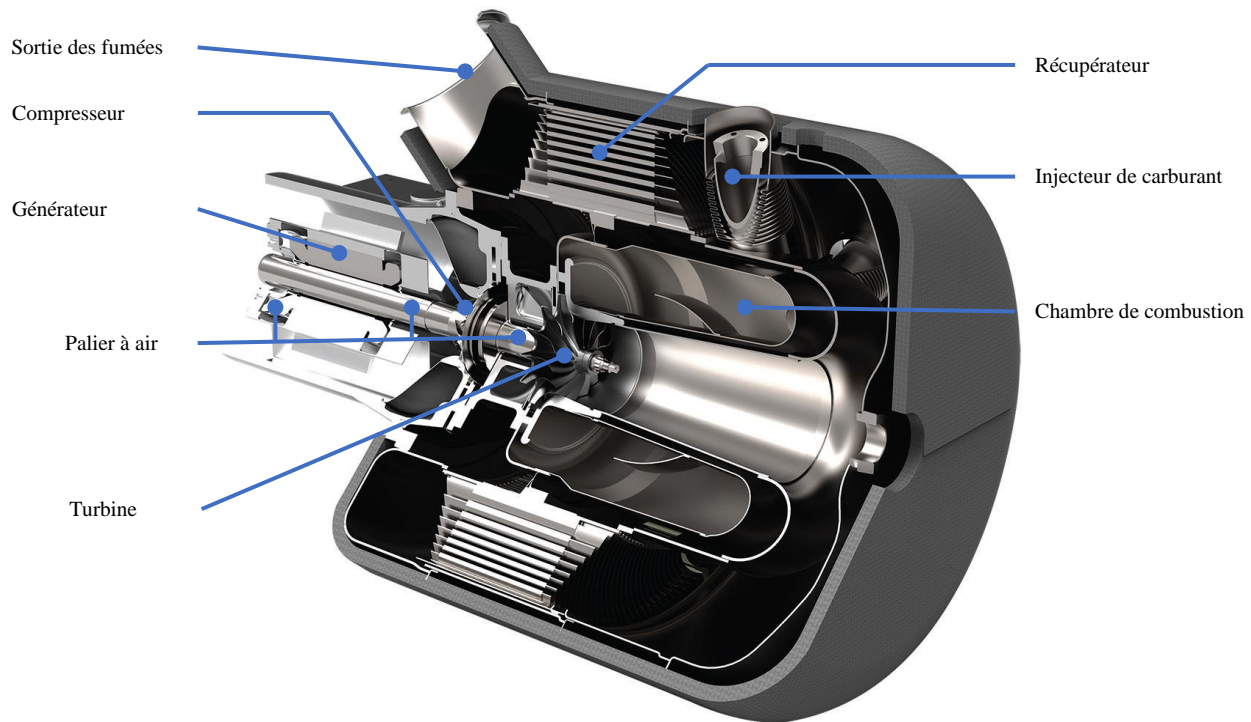


Figure 27 : Micro-turbine pour micro-cogénération Capston C30

3.4.2. Micro-cogénérateurs à granulés de bois

Plusieurs modèles de chaudière à micro-cogénération à bois sont apparus sur le marché des chaudières domestiques dans les années 2000, pourtant très peu sont encore présents. Plusieurs d'entre eux sont présentés avec leurs caractéristiques et leur situation actuelle.

3.4.2.1. SUN MACHINE

La SUN MACHINE, micro-cogénérateur aux granulés de bois, fonctionne avec un moteur Stirling pour la production d'électricité (cf. Figure 28). Les performances affichées par le constructeur sont de 4,5 à 10,5 kW thermique et une production électrique de 1,5 à 3 kWe. Le rendement global de l'appareil est de 90% avec un rendement électrique d'environ 20%.

L'entreprise SUN MACHINE a déposé le bilan en 2010 à la suite des difficultés techniques rencontrées.

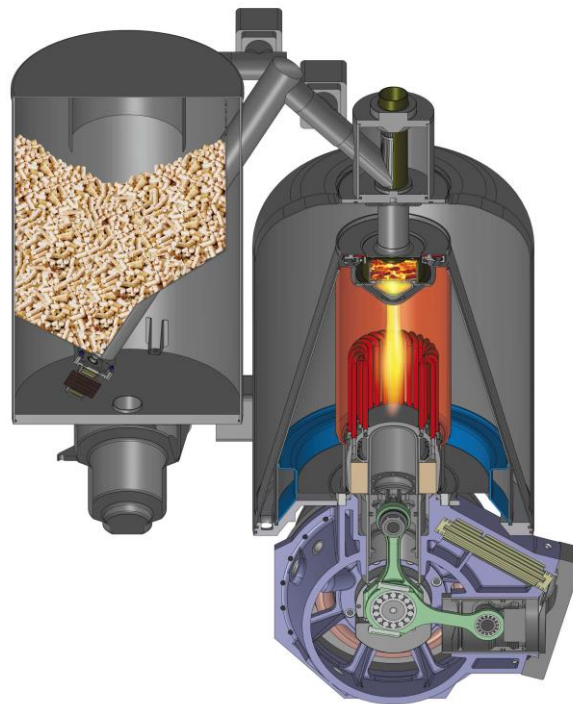


Figure 28 : Micro-cogénérateur aux granulés de bois à moteur Stirling SUN MACHINE®

3.4.2.2. COGEmax de Novotek industry

L'entreprise Novotek Industry a conçu un micro-cogénérateur aux granulés de bois fonctionnant dans un premier temps avec un moteur Sterling, puis avec un cycle organique de Rankine (ORC, Organic Rankin Cycle) avec une turbine Scroll (cf. Figure 29). Cette technologie a été primée au Salon Bois Energie en 2013 pour son innovation. Le modèle propose un rendement électrique de l'ordre de 10% : 1,5 kWe et 12 kWth pour un rendement total de 92%. L'entreprise a été mise en liquidation judiciaire en septembre 2016.



Figure 29 : Chaudière à micro-cogénération aux granulés de bois COGEmax de Novotek industry fonctionnant avec un cycle de Rankine

3.4.2.3. Micro-cogénérateur *Bison d'Exoès*

Ce micro-cogénérateur fonctionne grâce à un moteur à vapeur double-cylindre, c'est un générateur linéaire, la bobine est entraînée par le double cylindre, il est représenté sur la Figure 30. Le système fonctionne sur une plage de production d'électricité allant de 0,3 à 2kW pour une production de chaleur modulable de 3 à 16kW.

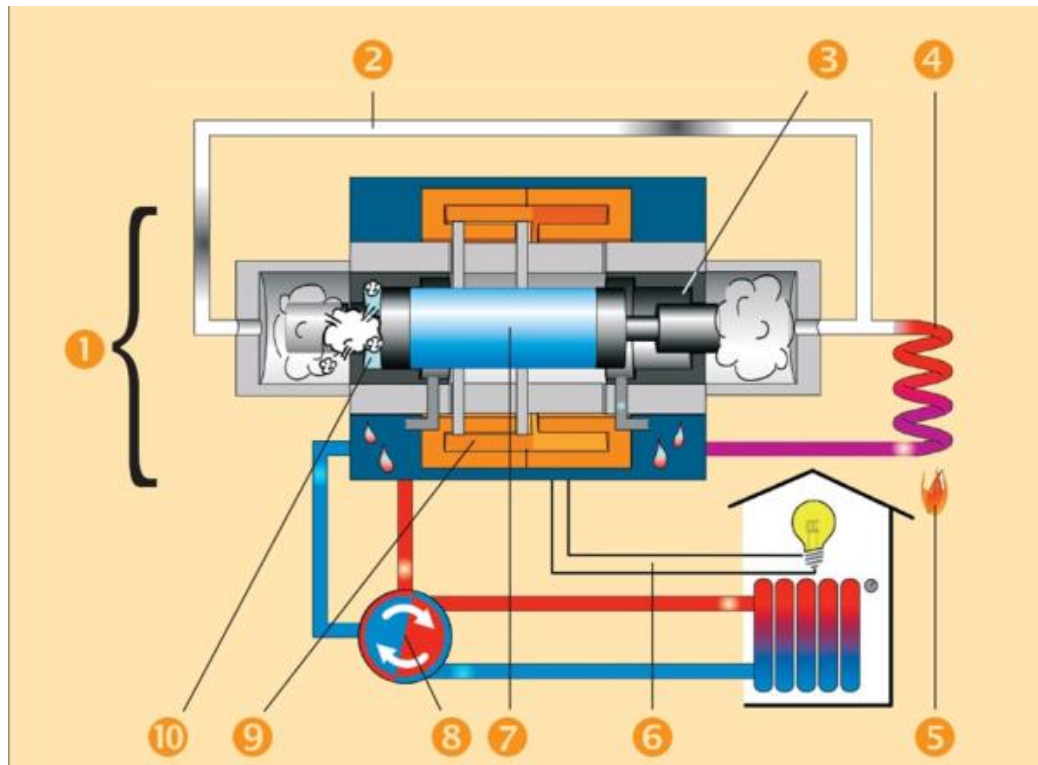


Figure 30 : Principe de fonctionnement du moteur vapeur linéaire à double cylindre. 1 : Lineator ; 2 : Arrivée de vapeur ; 3 : Cylindre droit ; 4 : Evaporateur ; 5 : Brûleur ; 6 : Electricité ; 7 : Double cylindre libre ; 8 : Echangeur thermique ; 9 : Bobine génératrice ; 10 : Cylindre gauche.

La société OTAG propriétaire du brevet a fait faillite en 2012, le brevet est récupéré par la société mère Button Energy qui sera mise en faillite à son tour en 2013. Le modèle n'étant pas fiable la garantie a souvent été demandée pour les modèles déjà vendus. La société n'a pas pu financer le développement de solutions pour palier le problème posé.

3.4.2.4. PELLEMATIC SMART_e et PELLEMATIC e-max du fabricant ÖkoFEN

La PELLEMATIC est une chaudière de série du fabricant ÖkoFEN, elle a été transformée en micro-cogénérateur à l'aide d'un moteur Stirling (cf. Figure 31). Le développement de l'appareil a commencé en 2010 avec la recherche d'un moteur Stirling. Le modèle Smart_e propose une solution de micro-cogénération produisant 0,6 kW électrique pour 9 kW thermique et le modèle e-max se place sur une gamme de puissance plus importante avec 3kW électrique pour 55kW thermique. Aujourd'hui la chaudière à micro-cogénération e-max est présente sur leur catalogue en ligne pour la France. ÖkoFEN est, à notre connaissance, à ce jour, le dernier acteur de la micro-cogénération aux granulés de bois, même si les ventes sont quasi-nulles.

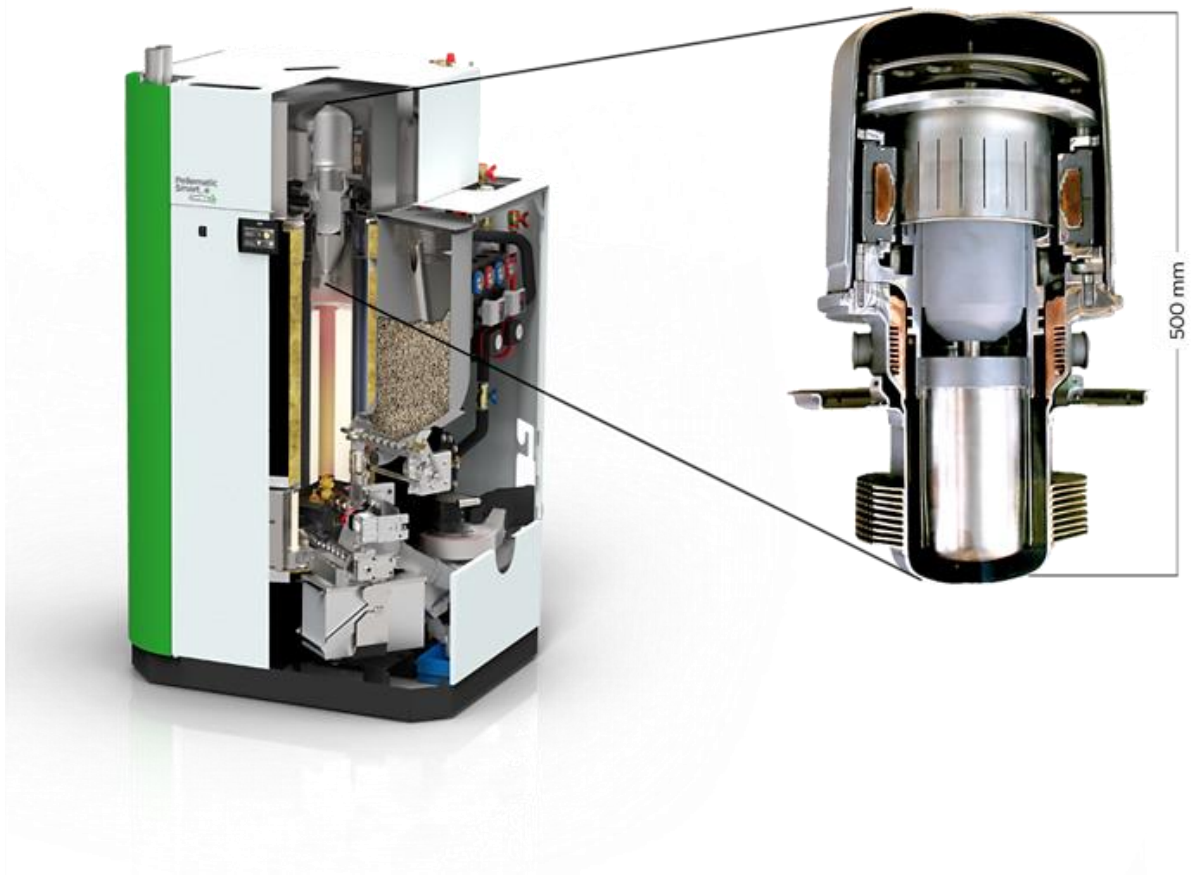


Figure 31 : Chaudière à micro-cogénération Ökofen Smart_e et son moteur Stirling.

3.4.2.1. Mini-cogénérateur SCHMID

L'entreprise suisse SCHMID propose trois cogénérateurs fonctionnant au bois. Ces cogénérateurs sont classés de la mini-cogénération à la petite cogénération. Chacun d'eux utilise un principe différent : un ORC (Organic Rankine Cycle), la gazéification avant combustion des gaz dans un moteur à combustion interne et enfin une EFGT à air chaud. [118]

Nous nous intéressons plus particulièrement au mini-cogénérateur fonctionnant à l'aide d'une EFGT. Il produit une puissance électrique entre 80 et 100kWe (avec un rendement électrique de 15%) pour une puissance thermique entre 300 et 350kW. Le mini-cogénérateur est présenté sur la Figure 32. La combustion est réalisée sur une grille dans le foyer (1). L'électricité est produite par la rotation (56 000 rpm) de la micro-turbine à air (2). L'énergie est fournie par l'échangeur fumée/air (3) (jusqu'à 850°C) et enfin la chaleur est récupérée dans l'échangeur fumée/eau (4).



Figure 32 : Mini-cogénérateur SCHMID HLT-100 Compact. (1) Chambre de combustion ; (2) Turbine ; (3) Echangeur thermique air/air ; (4) Echangeur fumée/eau.

Le schéma de principe utilisé pour faire fonctionner le mini-cogénérateur est repris en Figure 33.

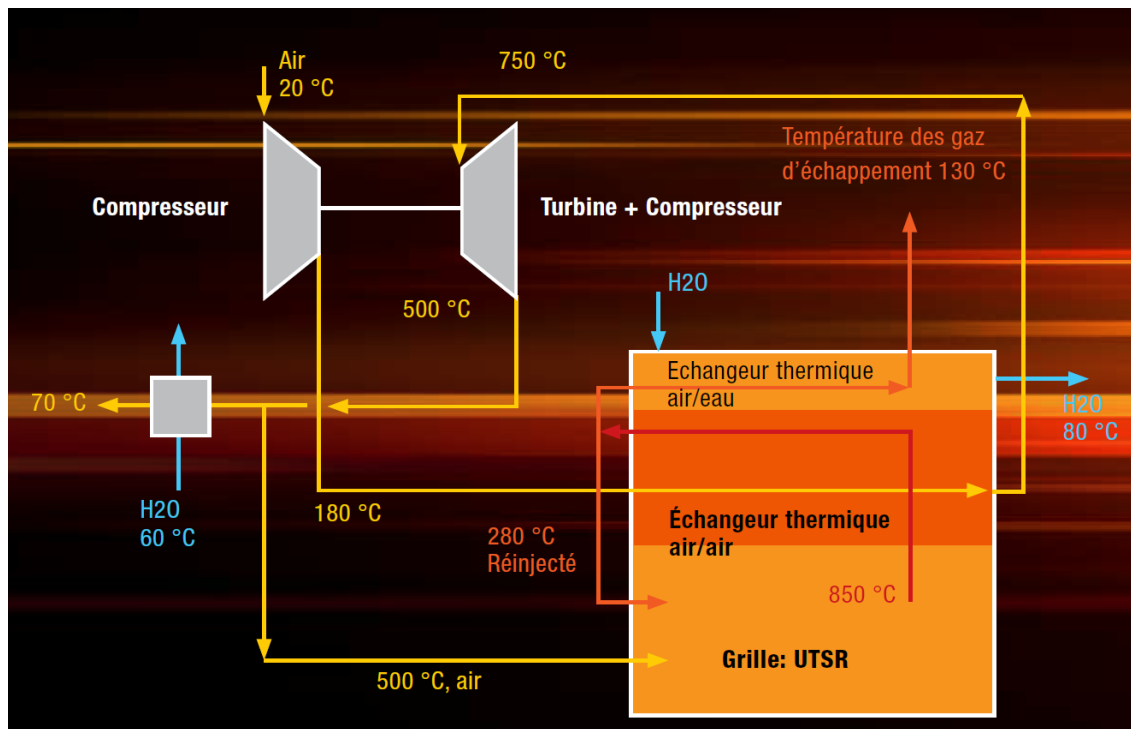


Figure 33 : Principe de fonctionnement du mini-cogénérateur SCHMID [6].

L'air après compression est chauffé dans un échangeur thermique air/air avant d'être détendu dans la turbine, qui à son tour entraîne le générateur. Une partie de l'air encore chaud de sortie de turbine sert à chauffer de l'eau et une autre retourne dans le foyer pour aider la combustion. Les fumées issues de la combustion traversent l'échangeur air/air, puis une partie retourne dans la chambre de combustion et l'autre partie traverse l'échangeur fumée/eau. Ce principe de fonctionnement est peu différent de celui mis en place durant cette thèse.

4. Positionnement du projet

Dans ce projet, le micro-cogénérateur aux granulés de bois est basé sur la technologie du cycle externe à air chaud. L'objectif du projet est d'intégrer la turbine pour produire environ 1,5kW électrique dans une chaudière existante permettant de récupérer 10kW thermique. Sur la Figure 34 est représenté le cycle externe intégré dans une chaudière à granulés. Le schéma de gauche est un schéma simplifié et celui de droite reprend la chaudière utilisée comme base et imagine l'intégration du cycle externe.

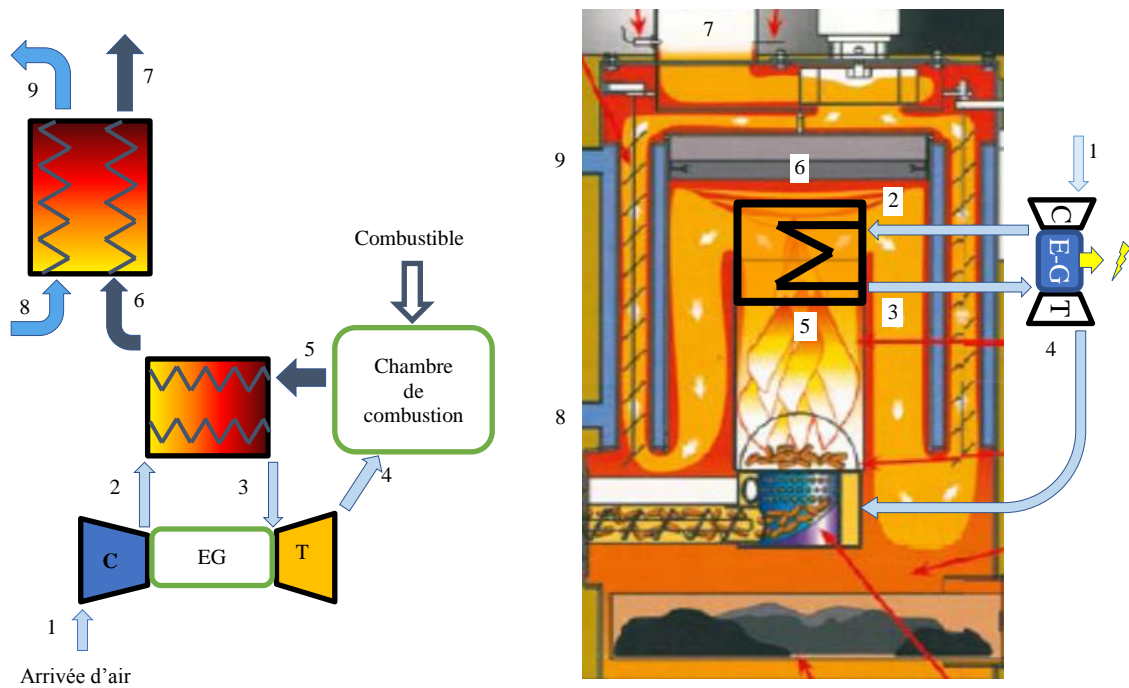


Figure 34 : Intégration du cycle externe de turbine à air chaud dans une chaudière à granulés.

Le principe de fonctionnement est relativement simple. L'air extérieur est comprimé (entre 1 et 2). L'air comprimé est chauffé (entre 2 et 3) dans l'échangeur de la turbine, il est ensuite détendu dans la turbine (entre 3 et 4). La différence de travail entre la turbine et le compresseur permet la mise en rotation de l'électrogénérateur qui produit l'électricité. L'air détendu et encore chaud est utilisé dans la chambre de combustion pour produire des fumées à haute température (entre 4 et 5). Les fumées distribuent une partie de leur énergie dans l'échangeur de la turbine (entre 5 et 6) et l'énergie résiduelle est récupérée dans un second échangeur (entre 6 et 7) qui permet de la restituer à un réseau de chaleur entre (8 et 9) pour permettre la distribution de la chaleur dans l'habitat.

Dans ce projet, la micro-turbine est dimensionnée et fabriquée par un prestataire, les éléments autour de la turbine doivent alors s'adapter aux besoins de la turbine pour fonctionner de manière optimale. La micro-turbine est basée sur un concept entièrement nouveau de conduits aérodynamiques coniques optimisés (canaux type tunnels ou hélicoïdaux) pour l'écoulement de l'air en substitution d'ailettes. La faible puissance recherchée entraîne de faibles dimensions géométriques. Elle implique l'utilisation de la fabrication par frittage laser pour permettre la réalisation des pièces qui possèdent une géométrie interne complexe. Le concept de turbine type à « *tunnel profilé ou spirale* » couplé à la combustion directe de biomasse sous forme de granulés constitue une véritable rupture technologique. La turbine à canaux coniques type tunnel a été validée (rendement et tenue aérothermodynamique) lors d'une étude menée en 2005 par l'ONERA dans le cadre d'un programme de la DGA (Direction Générale de l'Armement) sur une micro turbine céramique de 200 W. L'un des principaux défis du projet AGATCO est la conception et la réalisation d'une turbine de 1,5kW utilisant cette même technologie. Le travail effectué durant la thèse est de valider l'ensemble des éléments et de les intégrer à la production de chaleur par combustion de granulés de bois. Cette dernière est développée durant la thèse dans le but de respecter les contraintes liées au bon fonctionnement de la turbine, contraintes dictées par le concepteur de la micro-turbine.

Les performances du micro-cogénérateur sont directement liées au niveau de température atteint en entrée de la turbine, comme indiqué sur la Figure 35. Ce niveau de température dépend de deux paramètres : la température des fumées et l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

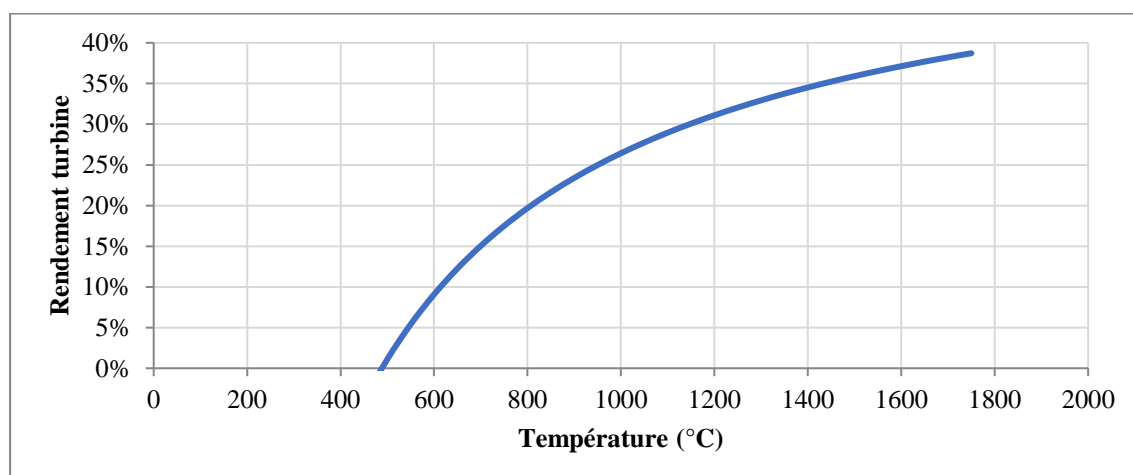


Figure 35 : Influence de la température entrée turbine sur le rendement, pour un échangeur d'une efficacité de 0,9.

Le niveau de température atteint dans le foyer est alors un point primordial pour maximiser le rendement de la turbine. Ce point a fait l'objet d'une précédente étude menée conjointement par le LERMAB et le LGRE (Laboratoire de Gestion des Risques et de l'Environnement de l'Université de Haute Alsace), le projet TURMIQUE. Ce projet, financé par l'ADEME, avait pour objectifs de concevoir et de réaliser un échangeur de chaleur destiné à la cogénération à haut rendement à partir de biomasse. L'augmentation de la température des fumées de combustion fut alors une des principales phases du projet.

Au niveau de la montée en température des fumées par combustion de granulés de bois, les températures obtenues avec une combustion avec de l'air préchauffé à 350°C et un facteur d'air proche de 1 sont proches de 1000°C au niveau de l'entrée de l'échangeur de chaleur. Les résultats obtenus dans le projet TURMIQUE sont illustrés dans la Figure 36. Les différentes notations utilisées dans la figure sont présentées ci-dessous :

- ThK air : Température d'entrée de l'air de combustion ;
- ThR AP : Température mesurée dans la chambre de combustion au niveau de l'arrivée d'air primaire ;
- ThR AS : Température mesurée dans la chambre de combustion au niveau de l'arrivée d'air secondaire ;
- ThR ech : Température mesurée dans la chambre de combustion au niveau de l'entrée de l'échangeur de chaleur ;
- Oxygène : Teneur en oxygène mesurée en sortie de la chambre de combustion.

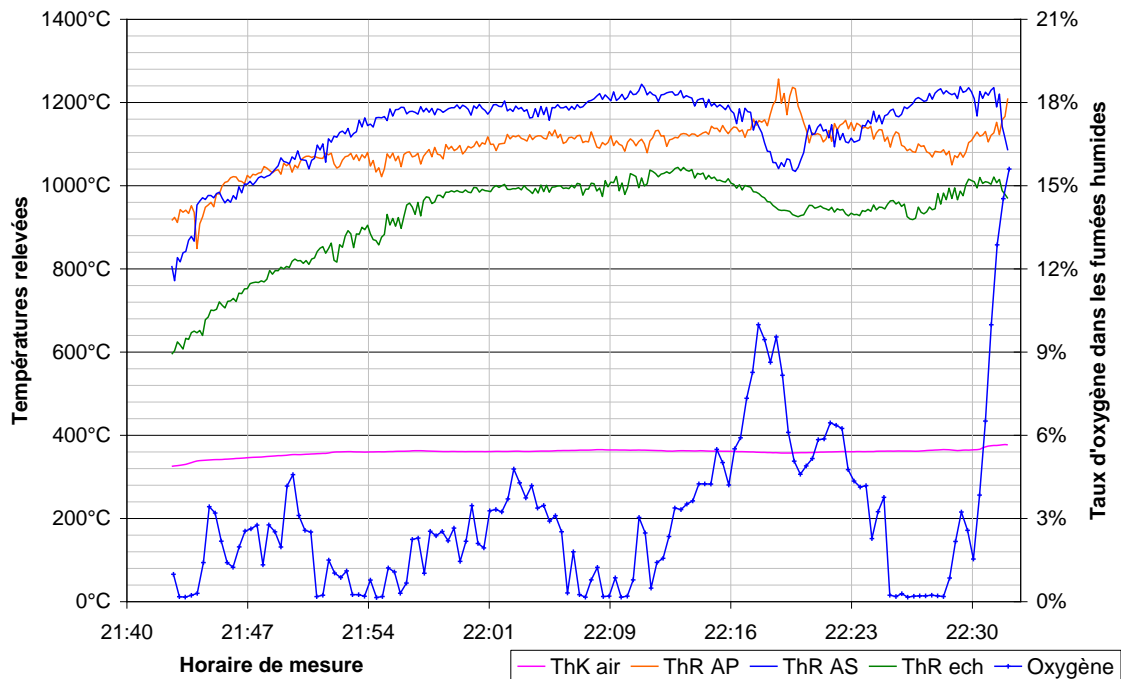


Figure 36 : Niveaux de température lors de la combustion de granulés en foyer adapté pour hautes températures.

La conclusion de ces essais est qu'une température importante peut-être atteinte avec de l'air préchauffé et un faible excès d'air (<5%). Les essais ont été réalisés en utilisant une chambre de combustion connectée au brûleur (pas d'entrée d'air à ce niveau) et directement reliée à la fumisterie sans passer par l'échangeur de la chaudière.

L'échangeur de chaleur a été fabriqué en céramique par frittage laser, celui-ci a présenté des fuites importantes entre le fluide froid et chaud. L'échangeur était constitué de deux échangeurs fabriqués en plusieurs étages empilés. Les observations aux rayons X ont montré de nombreuses malformations au niveau de l'intérieur de l'échangeur, et des soucis liés à la connexion des étages. Il a donc été recommandé de fabriquer un échangeur de chaleur monobloc et de vérifier la compatibilité de la céramique pour cet usage. L'ajout de cet échangeur n'a conduit à aucune modification sur les émissions gazeuses, mais il a été fortement encrassé. Il a été recommandé d'intégrer une technique de nettoyage pour améliorer la durée d'utilisation de l'échangeur dans des fumées issues de la combustion du bois.

Le projet TURMIQUE a lancé les bases du projet AGATCO et influencé les choix réalisés tout au cours de ce travail de doctorat. Dans AGATCO, il faut là aussi atteindre des températures importantes. Pour répondre à cela, il faut concevoir un brûleur qui réponde aux contraintes liées au fonctionnement à haute température. Puis, il faudra optimiser la chambre de combustion pour obtenir une bonne combustion tout en limitant les pertes de chaleur afin d'obtenir la température la plus élevée possible en entrée de l'échangeur. Le nouvel échangeur est conçu en prenant en compte les différentes recommandations. Il est testé pour vérifier qu'il possède bien le niveau de performance attendu. L'objectif final est d'intégrer à la chaudière existante la production d'électricité pour obtenir un prototype fonctionnel de micro-cogénérateur. Les fumées en sortie du premier échangeur devront donc aussi traverser l'échangeur de la chaudière avant de rejoindre la

fumisterie. Notons aussi que l'objectif initial du projet était de proposer sur le marché sous 5 ans un appareil commercial, tout le travail de thèse est réalisé en tenant compte des contraintes industrielles et économiques.

5. Conclusions de l'état de l'art

Ce chapitre était consacré à la description de l'état de l'art sur les domaines des combustibles bois, des voies de conversions thermochimiques et des appareils associés, notamment pour des usages domestiques. Le principe de la micro-cogénération a ensuite été abordé et les différentes technologies de micro-cogénérateurs à usage domestique présentes sur le marché ont été inventoriées. Cette veille technologique a alors mis en évidence le fait que la technologie choisie dans ce travail pour la micro-cogénération n'est pas exploitée à l'heure actuelle alors qu'elle peut être pertinente.

Le chapitre suivant aborde la production de chaleur haute température à partir de granulés de bois. Il détaille les étapes nécessaires à la conception des prototypes de brûleur et de chambre de combustion répondant aux contraintes liées d'une part à la haute température et d'autre part à la production d'électricité avec la micro-turbine. Puis, il présente les différents essais réalisés avec le dispositif afin de valider sa conception.

Chapitre 2 : Combustion haute température de granulés de bois

Dans ce chapitre l'objectif est de répondre à la problématique de la production de chaleur haute température par combustion de granulés. Cette problématique est directement liée au fonctionnement de la turbine à combustion externe.

Pour réaliser une telle conception, et pour n'importe quel projet portant sur la réalisation d'un appareil de combustion, la démarche débute par la détermination des caractéristiques du combustible. Il est primordial de bien connaître le combustible car il va contraindre l'ensemble de la conception.

Dans le cadre de ce projet, l'appareil qui accueille la cogénération n'est pas entièrement développé, le modèle ARMOR de chez Silène est utilisé comme base. La deuxième étape doit permettre de caractériser le fonctionnement l'appareil de base pour déterminer la manière la plus appropriée pour intégrer la micro-cogénération.

A partir des données procurées par la caractérisation de l'ARMOR et des données fournies par Boyko Center sur le fonctionnement théorique de la turbine, le dimensionnement des différents organes pour la production de chaleur est réalisé. Les objectifs techniques sont principalement d'obtenir un brûleur et une chambre de combustion qui permettent d'augmenter la température de combustion, et cela avec un facteur d'air important.

Après dimensionnement et fabrication, les nouveaux organes sont ajoutés à la chaudière pour être testés afin de valider la conception. Les objectifs scientifiques ciblent la compréhension de l'influence de la répartition de l'air et de sa température d'entrée sur la combustion. Enfin, les résultats des essais permettent de proposer des améliorations techniques basées sur l'exploitation des données récoltées pour optimiser le fonctionnement.

1. Caractérisation du combustible

Pour effectuer les essais dans le cadre du projet AGATCO des granulés de résineux produits par la société SOFAG, société française implantée dans le Doubs, sont utilisés. La composition élémentaire a été déterminée, les résultats obtenus sont regroupés dans le Tableau 8.

Tableau 8 : Résultats d'analyses élémentaires des granulés utilisés dans le projet.

Analyse élémentaire				
Eléments	Résultats	Unités	Méthodes	Normes
Carbone total	50,0	% sec	Microanalyseur	NF EN 15104
Hydrogène total	6,36	% sec	Microanalyseur	NF EN 15104
Azote total	<0,3	% sec	Microanalyseur	NF EN 15104
Soufre total	73	mg/kg sec	Chromatographie ionique	EN 15289
Chlore total	77	mg/kg sec	Chromatographie ionique	EN 15289
Métaux				
Calcium total	1315,42	mg/kg sec	ICP/AES	EN 15290
Potassium total	444,46	mg/kg sec	ICP/AES	EN 15290
Sodium total	9,96	mg/kg sec	ICP/AES	EN 15290
Silicium total	83,00	mg/kg sec	ICP	

Selon les données regroupées dans le tableau, la formule simplifiée du bois est : $CH_{1,53}O_{0,65}$

Les mesures d'humidité, de pouvoir calorifique et du taux de cendres ont été réalisées. La mesure d'humidité est réalisée en étuve, le pouvoir calorifique supérieur avec une bombe calorifique et le taux de cendres dans un four à moufles. Chaque mesure a été répétée trois fois. Une vérification est réalisée avant chaque campagne de tests de combustion. Le Tableau 9 donne les résultats obtenus pour les granulés utilisés pour l'ensemble des essais de combustion.

Tableau 9 : Résultat de l'humidité, du taux de cendre et du PCS des granulés utilisés dans le projet.

	Résultat	Unités	Normes
Humidité sur brut	7	%	NF EN ISO 18134
Taux de cendre (550°C sur 100g de matière sèche)	0,55	%	NF EN ISO 18122
PCS	20284	kJ/kg	NF EN ISO 18125
PCI _h	17365	kJ/kg	

2. Caractérisation du fonctionnement de la chaudière existante

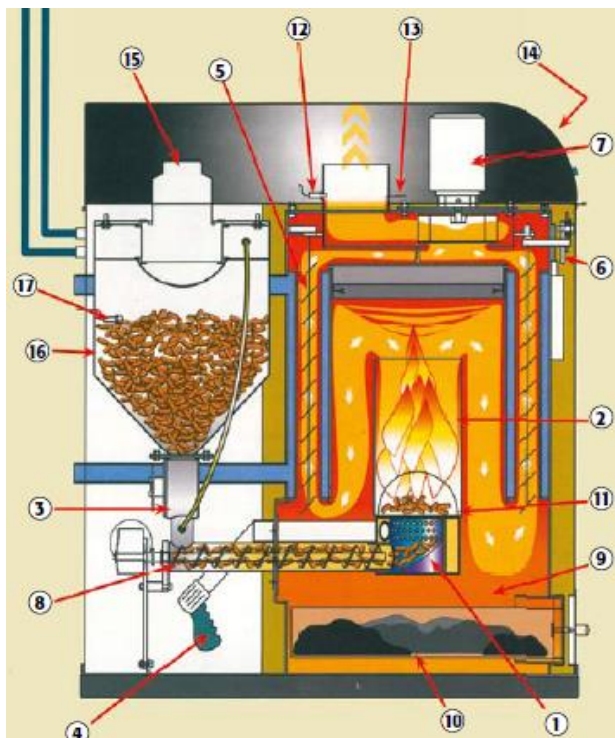
Le modèle de chaudière ARMOR a été sélectionné pour le projet AGATCO car ses performances étaient plutôt élevées et sa conception en ensembles d'éléments cylindriques facilite sa modification. L'objectif de cette partie est de caractériser la composition et le fonctionnement de la chaudière. Les résultats serviront de base pour concevoir des améliorations dans le but d'obtenir les performances visées pour la production d'électricité via l'électrogénérateur à air chaud.

ARMOR est une chaudière automatique à granulés conçue pour fonctionner sous trois gammes de puissance : 10, 15 et 25kW. Dans le cadre du projet AGATCO, il a été défini que la puissance visée sera de 15kW thermique, les essais de fonctionnement seront donc réalisés à cette puissance.

Cette partie commence par la description de l'appareil, puis du dispositif expérimental utilisé. Les mesures réalisées pour caractériser la chaudière sont alors détaillées et les résultats obtenus sont présentés et commentés pour cibler les modifications à concevoir.

2.1. Description de la chaudière

La composition et le fonctionnement de la chaudière ARMOR sont décrits pour comprendre les systèmes déjà mis en place. La Figure 37 présente une coupe de la chaudière, le foyer (brûleur + chambre de combustion) est détaillé car c'est le lieu de la combustion.



1	Brûleur
2	Chambre de combustion
3	Ecluse rotative coupe-feu
4	Allumeur
5	Turbulateurs
6	Nettoyage automatique de l'échangeur
7	Extraction des fumées
8	Vis d'alimentation
9	Chambre de décantation
10	Bac à cendres
11	Déchargement automatique
12	Sonde à Oxygène (Lambda)
13	Sonde de fumées
14	Ecran LCD
15	Connection avec le silo
16	Silo tampon
17	Capteur de niveau de pellets

Figure 37 : Schéma de principe de la chaudière ARMOR.

Les granulés sont introduits dans le brûleur par la vis d'alimentation. Celle-ci entraîne dans le même temps l'écluse coupe-feu qui permet la descente des granulés dans la vis et empêche les remontées de flamme dans le silo tampon. La chaudière ARMOR fonctionne en dépression, un extracteur force l'évacuation des fumées et permet l'entrée de l'air de combustion. Pour le démarrage, l'allumeur (un réchauffeur d'air) souffle de l'air chaud sur les granulés pour lancer la combustion. Les granulés sont consumés dans le brûleur et la flamme est guidée par la chambre de combustion afin d'assurer un temps de séjour suffisant avant de rejoindre l'échangeur fumée/eau. Dans celui-ci sont placés des turbulateurs dans les tubes de fumées à double usage : augmenter les échanges thermiques et permettre le nettoyage automatique. Les fumées traversent deux capteurs en allant dans la fumisterie, le capteur de fumée et le capteur de la teneur en oxygène. Le premier permet de savoir s'il y a dégradation des granulés et le second est utilisé pour la régulation de la combustion.

Le brûleur est fabriqué en acier inoxydable réfractaire (310S), son dessin est présenté en Figure 38. Il est composé d'une entrée de granulés (a), d'une entrée d'air chaud d'allumage (b) et d'une entrée d'air de combustion (c). Dans le but d'éviter que les cendres ne s'accumulent dans le brûleur, une pièce métallique incurvée (d) permet de faire remonter les granulés poussés par la vis dans le brûleur. Les cendres sont évacuées par le haut du brûleur. L'air de combustion entre dans le brûleur via des orifices réalisés sur le haut du foyer (e), c'est le seul endroit où l'air de combustion est introduit.

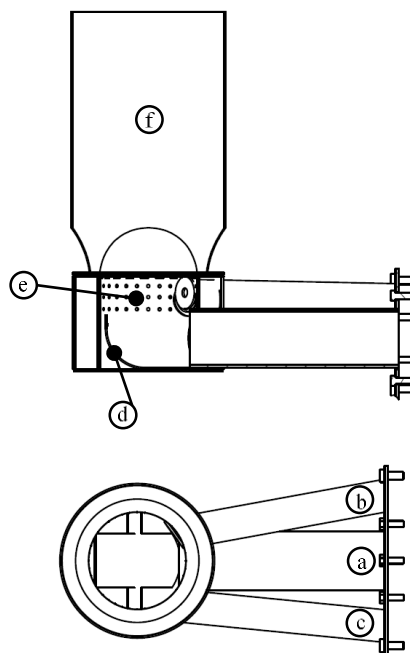


Figure 38 : Vue du dessus et vue en coupe du foyer de la chaudière ARMOR.

Au-dessus du brûleur est placée la chambre de combustion (f), ici elle est composée d'un cylindre en acier inox 310S avec des ouvertures sur le bas. Ces ouvertures ont été prévues pour

laisser passer les cendres afin qu'elles puissent tomber dans le bac à cendres. La chambre de combustion sert de guide à la flamme dans le but d'obtenir un temps de séjour suffisant. Nous remarquons ici l'absence d'arrivée d'air secondaire, une piste d'amélioration du foyer est donc déjà d'ajouter une arrivée d'air secondaire afin de diminuer les imbrûlés et ainsi d'augmenter la température des fumées.

2.2. Dispositif expérimental

Plusieurs essais sont réalisés pour caractériser le fonctionnement et le niveau de performance de la chaudière ARMOR. La chaudière est gérée par la régulation du constructeur, la puissance souhaitée de l'appareil est réglée pour 15kW. La caractérisation est réalisée sur le banc d'essai chaudière du LERMAB à Epinal, qui respecte les recommandations de la norme NF EN 303-5. La Figure 39 présente synthétiquement le dispositif utilisé.

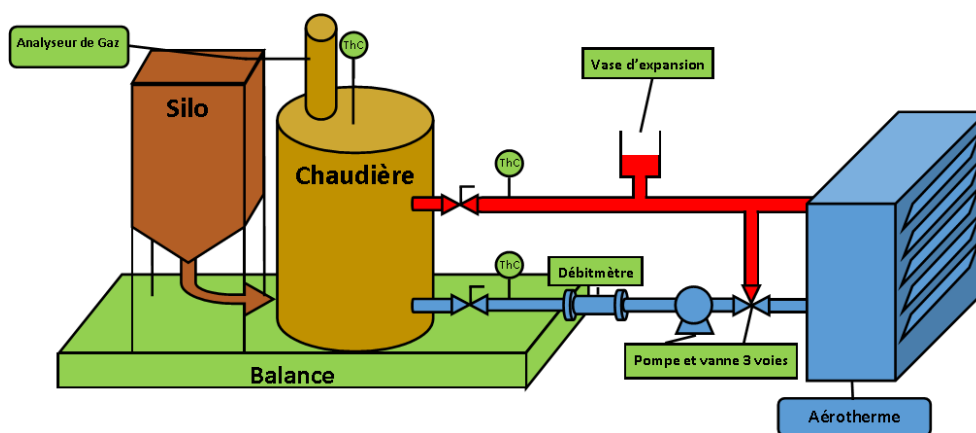


Figure 39 : Schéma de principe du banc d'essais chaudière.

Ce banc permet de caractériser l'ensemble du fonctionnement, que ce soit au niveau énergétique, ou de l'impact environnemental. Les principales mesures effectuées sont détaillées ci-dessous.

2.3. Mesures

2.3.1. Grandeurs mesurées

2.3.1.1. Mesure de la masse de combustible consommé

L'ensemble chaudière et silo de stockage sont placés sur une balance. La perte de masse mesurée correspond à la consommation de bois lors de la combustion.

2.3.1.2. Mesure des températures de départ et de retour chaudière

Des thermocouples sont placés à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. L'eau est en circuit fermé, un système de régulation permet de maintenir la température de retour chaudière à 65°C en dissipant en continu l'énergie produite grâce à l'aérotherme.

La balance possède une précision à 50g, donc en fonction de la puissance de combustible consommé, une perte de masse sera mesurée à tous les temps t calculés :

$$E(t) = \frac{m_{\text{mesurée}}(t) - m_{\text{réel}}(t)}{m_i - m_{\text{réel}}(t)} \quad (9)$$

Avec :

$E(t)$: L'erreur au temps t ;

m_i : La masse initiale ;

$m_{\text{mesurée}}(t)$: La masse mesurée au temps t ;

$m_{\text{réel}}(t)$: La masse réelle au temps t ;

La masse mesurée est exprimée de la façon suivante :

$$m_{\text{mesurée}}(t) = m_i - p_{\text{balance}} \times \left[\frac{m_i - m_{\text{réel}}(t)}{0,05} \right] \quad (10)$$

Avec :

p_{balance} : La précision de la balance

En incluant l'équation (10) dans l'équation (9), on obtient :

$$E(t) = 1 - \frac{0,05 \times \left[\frac{m_i - m_{\text{réel}}(t)}{0,05} \right]}{m_i - m_{\text{réel}}(t)} \quad (11)$$

La Figure 40 présente la variation de l'erreur sur la mesure en fonction du temps. Le calcul a été réalisé en prenant en compte une perte de masse correspondant à la combustion de 15kW de granulés de bois d'un PCI de 17350kJ/kg, soit la puissance totale de granulés consommés souhaitée pour le micro-cogénérateur.

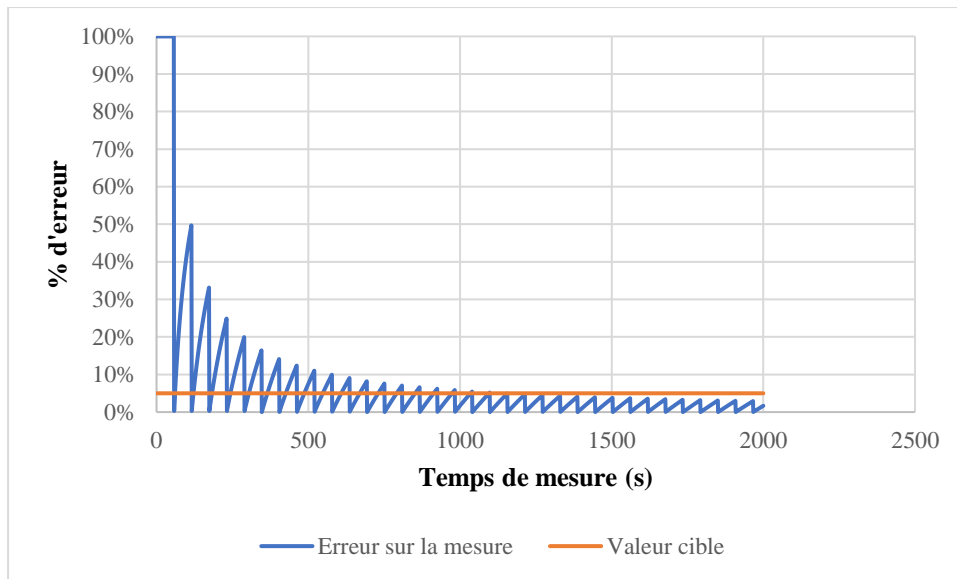


Figure 40 : Variation de l'erreur de mesure de la balance en fonction du temps, pour une variation de masse correspondante à la combustion de 15kW de granulés de bois (PCI :17350kJ/kg). La valeur cible est arbitrairement fixée à 5%.

Le graphique montre qu'il faut attendre une durée de plus de 15 min pour obtenir un résultat avec moins de 5% d'erreur.

2.3.1.3. Mesure du débit d'eau

Un débitmètre est installé sur le circuit d'eau. C'est un débitmètre électromagnétique de marque ISOIL Industria, de modèle MS2500 couplé au convertisseur ML210. Le débit est relativement constant, autour 1,5 m³/h. A partir de cette mesure et de celles des températures de l'eau en entrée et en sortie de chaudière, la puissance échangée entre les fumées et l'eau peut être calculée. L'appareil possède une précision de $\pm 0,2\%$ de la valeur lue.

2.3.1.4. Mesure de la composition des fumées

La composition des gaz en sortie est mesurée grâce à un analyseur de gaz en ligne de type Testo 350XL. Cet appareil donne la composition en CO, NO, NO₂, SO₂ et O₂ par analyse électrochimique et en CO₂ par infra-rouge. Il fournit également la température des fumées et la température ambiante. A partir de ces données, il calcule un rendement selon la méthode de Siegert décrite au paragraphe 2.3.2.3.b).

2.3.1.5. Mesure de la température au niveau de la sortie du pot de combustion

Un thermocouple est inséré dans la chaudière pour mesurer la température au niveau de la sortie du pot de combustion, Figure 41. Cette donnée permet de mesurer la vitesse de montée en température à l'allumage et la vitesse de descente en température à l'extinction, ainsi que le niveau de température moyen au cours de l'essai.

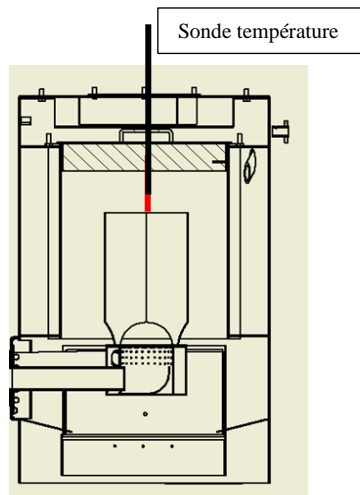


Figure 41 : Schéma du positionnement du thermocouple pour la mesure de la température des gaz de combustion.

Notons qu'il s'agit là d'un point clé dans le développement du micro-cogénérateur, le rendement électrique étant directement lié au niveau de température que l'on peut atteindre.

2.3.1.6. Mesure de l'alimentation en granulés

Dans le but de comprendre le mécanisme de régulation de l'alimentation de granulés lors du fonctionnement de la chaudière, nous avons ajouté sur le cerveau-moteur un capteur de courant 230V. Celui-ci, placé sur le tableau de commande, permet de connaître le moment où l'alimentation en granulés est déclenchée et de déterminer le cadencement de la vis (durée de fonctionnement et d'arrêt). L'objectif est d'observer le fonctionnement de la régulation pour l'alimentation en combustible, pour dans un second temps pouvoir contrôler le système.

2.3.2. Grandeurs calculées

2.3.2.1. Calcul du CO corrigé

Afin de pouvoir comparer les différents résultats et se conformer à la norme NF EN 303-5, la teneur en CO est corrigée en fonction d'une teneur d'O₂ normalisé à 10%. Le calcul utilisé est le suivant :

$$CO_{10\%} = CO \frac{21 - O_{2normalisé}}{21 - O_{2mesuré(\%)}} \quad (12)$$

Avec :

$CO_{10\%}$: La teneur en CO corrigées à 10% d'O₂ dans les fumées ;

CO : La teneur en CO mesurée dans les fumées ;

$O_{2normalisé}$: Le pourcentage d'O₂ de référence (10% pour les chaudières automatique) ;

$O_{2mesurée(\%)}$: Le pourcentage d'O₂ mesurée dans les fumées.

Dans la norme, la teneur en CO est donnée en mg/m³, la mesure étant réalisée en ppm. Pour passer d'une unité à l'autre, la relation suivante est utilisée :

$$\begin{aligned} CO(\text{mg}/\text{m}^3) &= CO(\text{ppm}) \times \frac{\text{masse molaire du CO}}{\text{Volume molaire des gaz}} \\ &= CO(\text{ppm}) \times 10^{-6} \times \frac{28 \cdot 10^3}{22,4 \cdot 10^{-3}} = CO(\text{ppm}) \times 1,25 \end{aligned} \quad (13)$$

2.3.2.2. Calcul de la puissance utile

La puissance utile correspond à l'énergie apportée à l'eau circulant dans la chaudière durant un temps donné. Elle est donnée par la relation suivante :

$$P_{\text{utile}} = \dot{m}_{\text{eau}} \cdot C_{p_{\text{eau}}} \cdot \Delta T \quad (14)$$

Avec :

P_{utile} : La puissance utile (kW) ;

\dot{m}_{eau} : Le débit massique d'eau (kg/s) ;

$C_{p_{\text{eau}}}$: La capacité calorifique de l'eau (4,18 kJ/kg.°C) ;

ΔT : L'élévation de température de l'eau dans la chaudière (°C).

2.3.2.3. Calcul du rendement

Il existe plusieurs méthodes pour calculer le rendement.

a) Rendement de combustion

$$\eta_c = 100 - \text{Pertes} \quad (15)$$

Ces pertes sont :

- Pertes par chaleur sensible des fumées ;
- Pertes par imbrûlés gazeux ;
- Pertes par imbrûlés solides.

b) Rendement par la formule de Siegert

L'analyseur de gaz calcule directement un rendement de combustion en fonction des données mesurées avec la relation de Siegert :

$$\eta_{comb} = 100 - \alpha \times \frac{T_{fumées} - T_{amb}}{\%CO_2} \quad (16)$$

Avec :

$T_{fumées}$: La température des fumées à la sortie de la chaudière (°C) ;

T_{amb} : La température ambiante de la chaufferie (°C) ;

$\%CO_2$: La teneur en CO_2 des fumées (%) ;

α : Le facteur dépendant principalement du type de combustible.

c) Rendement global de la chaudière

$$\eta_g = \frac{P_{utile}}{P_{Combustible}} = \frac{P_{utile}}{\dot{m}_{bois} \times PCI_{bois}} \quad (17)$$

Avec :

P_{utile} : La puissance utile (kW)

$P_{Combustible}$: La puissance maximale fournie par la combustion sans condensation (kW) ;

\dot{m}_{bois} : Le débit massique de bois (kg/s) ;

PCI_{bois} : Le pouvoir calorifique inférieur (kJ/kg).

La norme NF EN 303-5 utilise ce calcul pour déterminer le rendement des appareils de chauffage et c'est celui qui sert de base dans la suite de nos travaux.

2.4. Résultats

La prise de mesure commence au lancement de la commande d'allumage sur le contrôleur de la chaudière. Sur les graphiques qui présentent les résultats, une barre verticale rouge repère le moment où l'inflammation est initiée, c'est-à-dire au moment où une flamme apparaît dans le foyer. Après environ une heure de fonctionnement la chaudière est arrêtée, une seconde barre verticale rouge repère le moment où la chaudière est stoppée. L'alimentation du brûleur est arrêtée ainsi que l'extracteur de fumées. Les mesures continuent pour observer la phase d'extinction de la chaudière.

Les résultats obtenus permettent d'obtenir des informations pour :

- Le fonctionnement de la régulation et le respect de la consigne de puissance ;
- Le niveau de température atteint, et l'écart avec le niveau de température souhaité pour la micro-cogénération ;
- La qualité de la combustion, au travers de la mesure de la teneur en monoxyde de carbone et de l'analyse des résidus de combustion ;
- Les délais d'allumage et d'extinction, ainsi que les niveaux de température durant cette phase. **Ces données sont primordiales pour le fonctionnement de la turbine.**

2.4.1. Observation de l'alimentation en combustibles

La Figure 42 met en parallèle la variation de la durée d'alimentation en granulés et la durée d'arrêt de l'alimentation, la somme des deux étant équivalente au temps de cycle. Durant la phase d'allumage de la chaudière, le temps d'alimentation est égal à 3s toutes les 10s : il s'agit de suivre le protocole défini dans le programme. Une fois l'allumage effectué, la régulation prend le relais du protocole de démarrage. Contrairement à nos attentes, la régulation n'agit pas uniquement sur le rapport temps ON/ temps OFF à temps de cycle constant mais fait varier l'ensemble des paramètres : Temps ON de 3 à 2 s ; Temps OFF de 10 à 35 s et durée de cycle de 12 à 38 s. Dès la fin de la phase d'allumage, la durée d'alimentation diminue progressivement de 3 à 2 s alors que la durée d'arrêt est en constante variation. Ce mode de régulation original ne sera pas maintenu par la suite, nous préférons un mode plus conventionnel qui donne un contrôle plus simple de la puissance fournie.

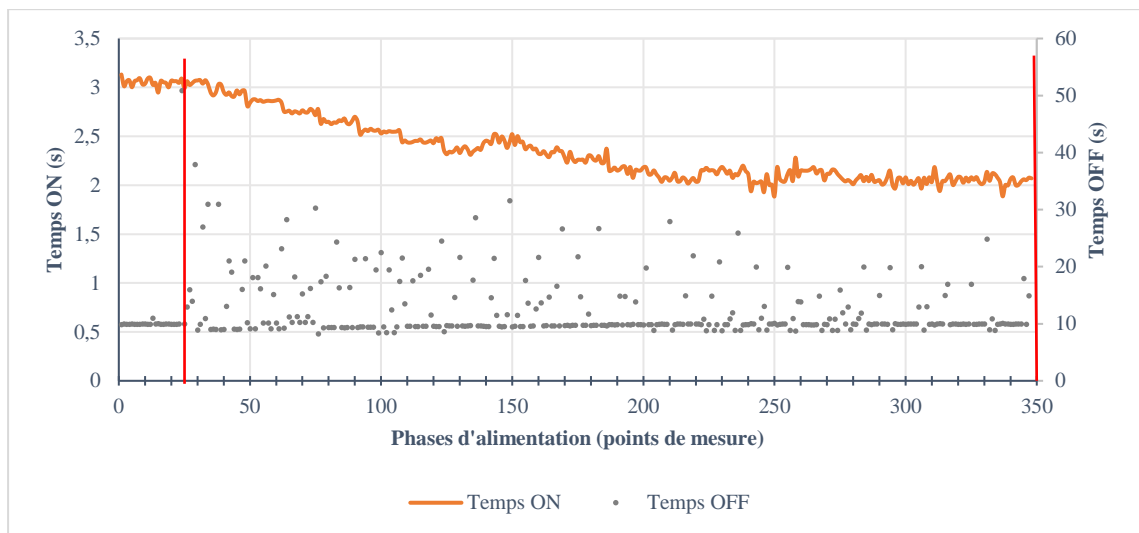


Figure 42 : Comparaison entre le temps d'alimentation et le temps entre deux points d'alimentation.

La Figure 43 présente la perte de masse en fonction du temps. Durant la phase d'allumage, la perte de masse est très faible et correspond à la phase de montée en température des granulés. Dès que l'inflammation des granulés a été initiée, la vitesse de perte de masse est à son maximum du fait de la haute température et du volume de granulés présent dans le pot de combustion. Une fois le régime stationnaire atteint, la vitesse de perte de masse est très stable.

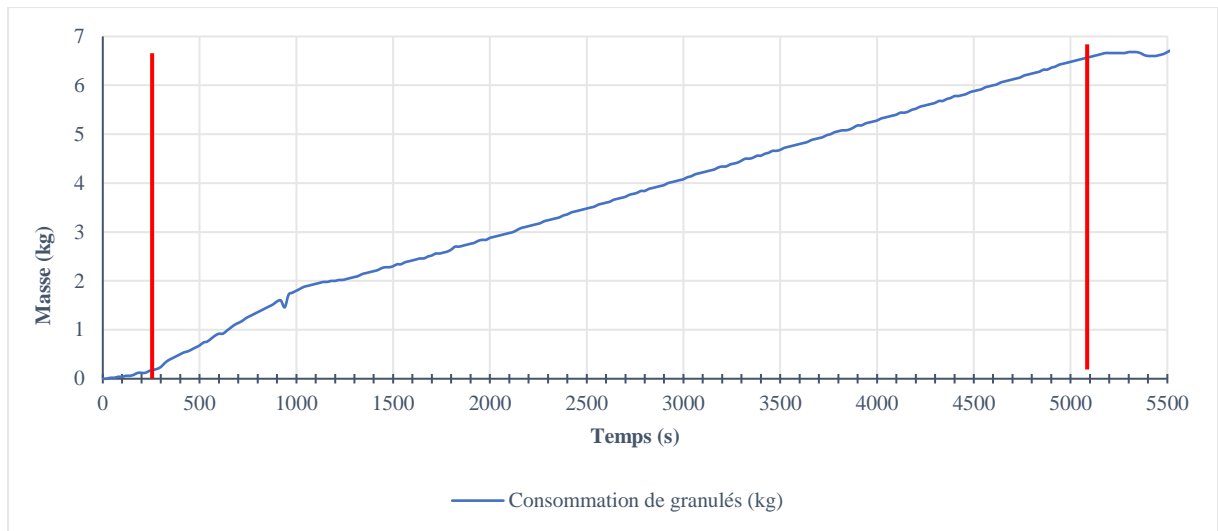


Figure 43 : Perte de masse en fonction du temps.

A partir de ce point la perte de masse est stable et la pente correspond au débit de bois entrant dans la chaudière pour le fonctionnement stable à puissance constatée. Pour un réglage à 15 kW, le débit de bois est mesuré de : 0,00113 kg/s. Cette donnée correspond à une puissance entrante de 19,6 kW. Durant la même période la différence de température entre le retour et le départ chaudière est de 11,7°C pour un débit d'eau de 1,28 m³/h, soit une puissance récupérée par l'échangeur de 17,4 kW. Le rendement de la chaudière est donc de 88,8% et la puissance délivrée légèrement supérieure à ce qui était souhaité.

Après l'arrêt de la chaudière, la variation de la masse devient rapidement nulle, le temps que les derniers résidus se consomment étant très court.

2.4.2. Suivi de la température dans le foyer :

La Figure 44 présente la variation de la température au niveau du pot de combustion en fonction du temps. Au début de l'enregistrement, l'allumeur est déjà en fonction et la température mesurée est de 266°C, c'est pourquoi la température initiale sur la Figure 44 est supérieure à la température ambiante. Durant la phase d'allumage, la température monte rapidement (~ 200 °C / min) et avoisine 900 à 950°C au moment de l'inflammation. Le temps d'allumage est alors compris entre 200 et 400s.

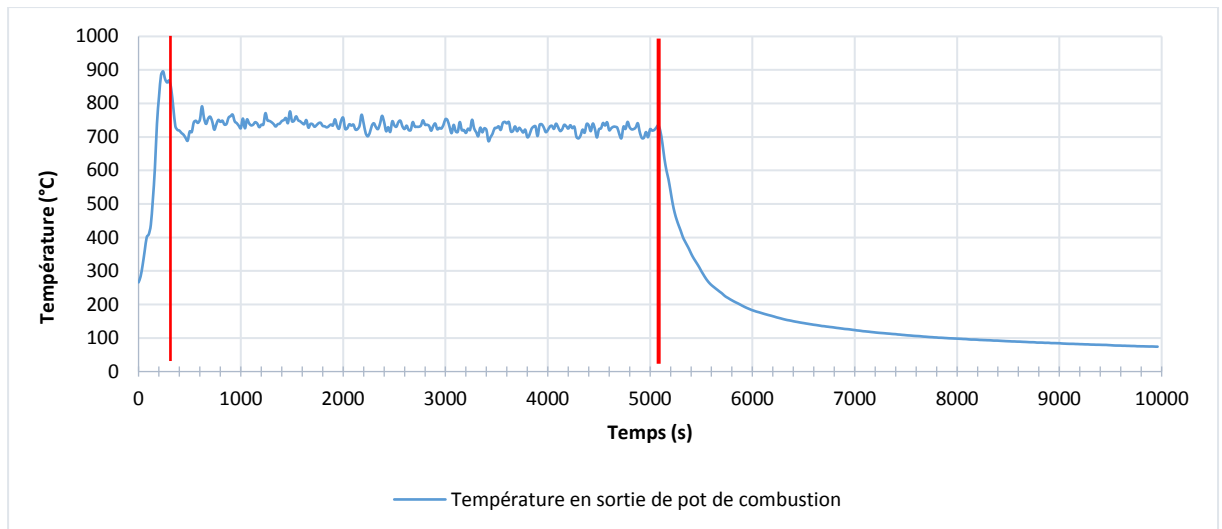


Figure 44 : Température au-dessus du pot de combustion en fonction du temps.

La température atteint une valeur maximale de l'ordre de 900°C lorsque la combustion des granulés a commencé et que l'allumeur continue d'insuffler de l'air chaud. Une fois l'allumeur stoppé, la température diminue à une valeur quasi constante d'environ 750°C. L'arrêt de la chaudière entraîne une chute rapide de la température. La vitesse de refroidissement est initialement de l'ordre de 1°C/s puis diminue progressivement.

La turbine a besoin que la température des fumées soit supérieure à 800°C pour passer de l'état de moteur (électricité fournie à la turbine pour la faire tourner) à celui de générateur (production d'électricité par la rotation). La turbine atteindra son régime nominal lorsque la température atteindra 1200°C. Ainsi, la production d'électricité pourra commencer dans les 5 minutes suivant l'allumage avec un système optimisé pour augmenter la température des fumées. Lors de l'extinction de la chaudière, la baisse de la température entraîne une diminution de la vitesse de rotation de la turbine, celle-ci peut aussi être freinée jusqu'à l'arrêt total en passant en mode moteur.

2.4.3. Qualité de la combustion

2.4.3.1. Suivi de la teneur en CO

La qualité de la combustion est observée par la mesure de la composition des fumées. La Figure 45 permet de suivre la teneur en oxygène et en monoxyde de carbone au cours du temps, la valeur du monoxyde de carbone a été corrigée à 10% d'oxygène pour permettre la comparaison avec les recommandations de la norme. Pour le suivi du CO, une échelle logarithmique est utilisée du fait des écarts importants entre les valeurs minimales et maximales.

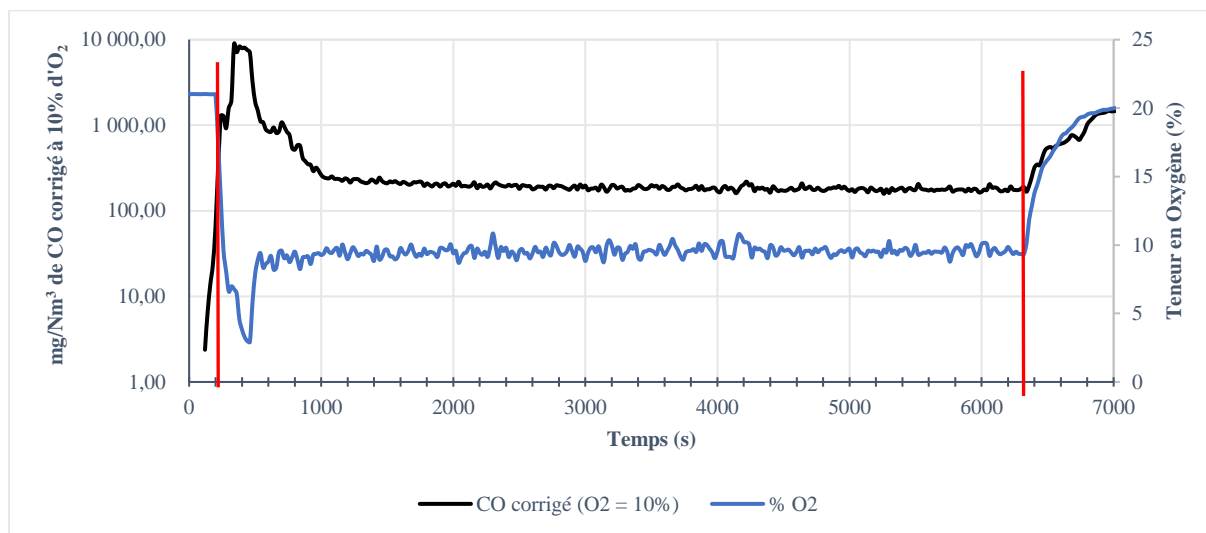


Figure 45 : Suivi de la composition en oxygène et monoxyde de carbone dans les fumées lors des essais de combustion sur la chaudière ARMOR.

L'allumage est facilement repéré avec la brusque chute de la teneur en oxygène et la forte augmentation du niveau de monoxyde de carbone (combustion incomplète au moment de l'allumage). Après l'inflammation, Les émissions de CO baissent rapidement et le niveau d'oxygène se stabilise. Durant le fonctionnement de la chaudière le taux d'oxygène reste très stable aux alentours de 9% et la teneur de CO corrigée est faible ($< 200 \text{ mg/m}^3$ corrigé à 10% d' O_2). Cette dernière est inférieure aux spécifications de la norme pour la classe 5. Le Tableau 10 rappelle les valeurs limites d'émissions en CO selon la norme NF EN 303-5. Lors de l'extinction de la chaudière, le niveau d'oxygène remonte rapidement à 21%, les résidus de combustible finissent de se consumer et une augmentation du taux de CO est observée. Ce comportement est celui observé classiquement lors d'essais de combustion de bois [119].

Tableau 10 : Données de la Normes NF EN 303-5 sur les limites d'émissions en CO.

Chargement	Combustible	Puissance utile nominale kW	Limites d'émissions en CO corrigé à 10% d' O_2 , en mg/Nm^3		
			Classe 3	Classe 4	Classe 5
Automatique	Biomasse	≤ 50	3 000	1000	500

La phase de démarrage et d'arrêt d'une chaudière automatique sont ainsi les deux phases les plus critiques au niveau de la qualité de la combustion. Les niveaux d'imbrûlés sont à leur maximum mais la durée est très courte.

2.4.3.2. Analyse des résidus de combustion

Lors de la combustion, il y a production de cendres et d'imbrûlés ou de suies qui vont se déposer sur les parois de la chaudière et/ou tomber dans le bac à cendres. Dans un fonctionnement normal de la chaudière, nous avons vu que la température dans le pot de combustion atteint 730°C. La composition des dépôts en fonction de leur position dans la chaudière est observée, l'objectif est de caractériser les différentes particules susceptibles de se déposer sur l'échangeur de chaleur placé entre le foyer et la turbine. Nous avons choisi de faire trois prélèvements :

- C₁ : Prélèvement sur l'intérieur du tube de combustion ;
- C₂ : Prélèvement sur l'extérieur du tube ;
- C₃ : Prélèvement de cendres sur le support du tube.

La Figure 46 rassemble les résultats des différentes analyses élémentaires des résidus de combustion, ces analyses sont réalisées par le laboratoire SOCOR.

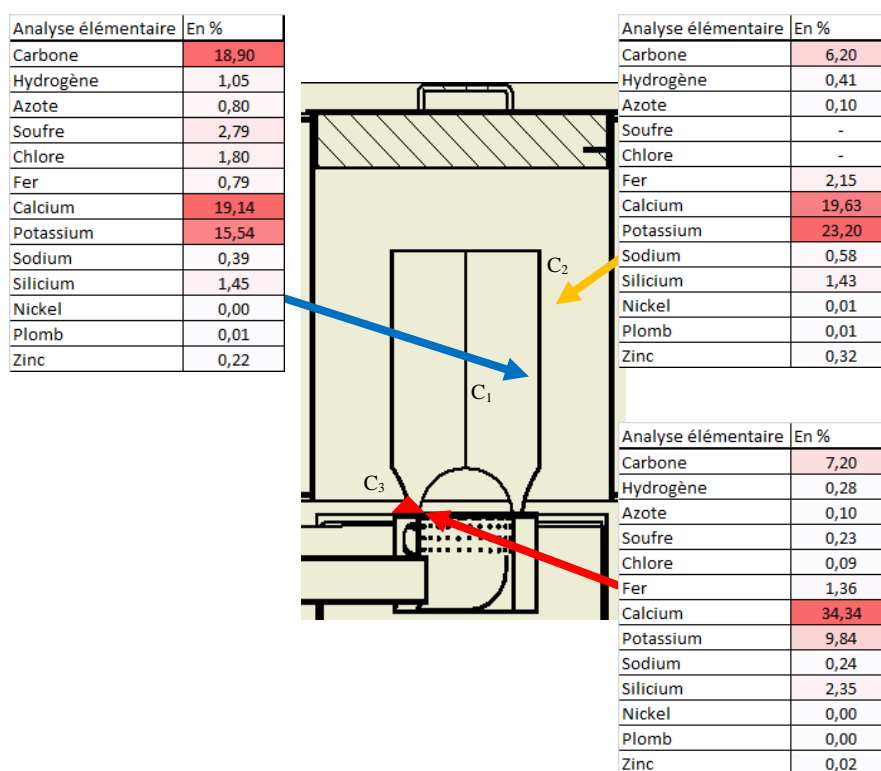


Figure 46 : Composition élémentaire des résidus en fonction de leur localisation dans la chaudière.

Les prélèvements réalisés en C1 et C2 contiennent peu de matière, la matière déposée forme une fine couche sur les parois du pot de combustion. La quantité en C2 n'a pas été suffisante pour réaliser l'analyse du soufre et du chlore. En C3 la matière est abondante car les cendres forment un léger monticule sur le rebord du brûleur avant de tomber dans le bac à cendres.

Dans chaque échantillon, il reste de la matière combustible, du carbone et de l'hydrogène avec une plus grande concentration en C1. Cette zone est directement au-dessus du brûleur, une température, un temps de séjour insuffisant et une mauvaise distribution de l'air facilitent le dépôt d'imbrulés. Les deux composants majoritaires des dépôts sont logiquement le calcium et le potassium qui sont les principaux constituants des cendres du bois. La majorité du calcium à ces niveaux de température se retrouve en C3. Le potassium s'est en grande partie volatilisé et déposé, c'est un problème pour l'utilisation d'un échangeur de chaleur en sortie de la chambre de combustion. La volatilisation du potassium augmente les risques de corrosion et de dépôts en présence de Silicium et de Chlore (cf. 1.1.4.3).

2.5. Récapitulatif et propositions de modifications

Les résultats de la caractérisation de la chaudière permettent de mettre en valeur les qualités de la chaudière ARMOR mais aussi de proposer les modifications à mettre en œuvre pour concevoir un micro-cogénérateur. Pour cela, les différents points présentés dans les résultats sont commentés dans la perspective d'intégrer la micro-turbine. La Figure 47 synthétise les résultats obtenus pour la chaudière ARMOR.

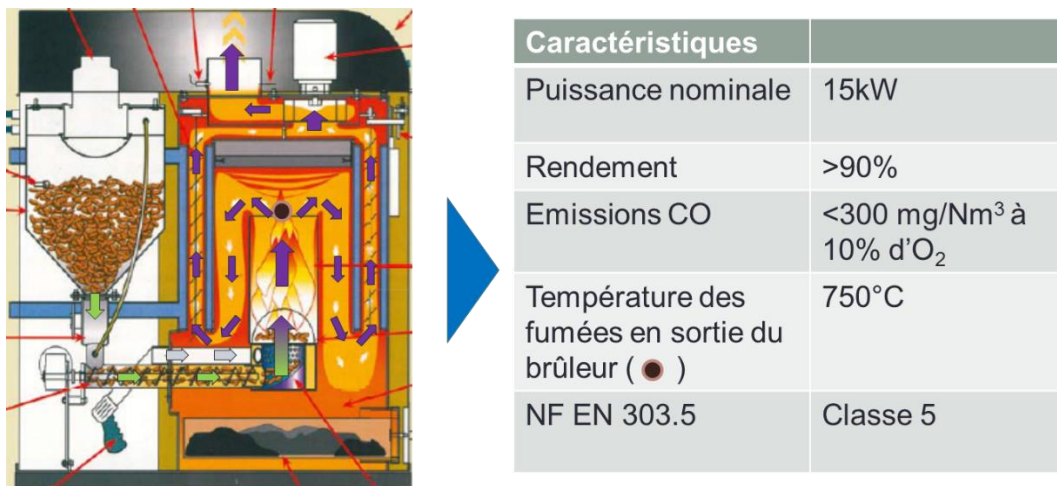


Figure 47 : Schéma de fonctionnement de la chaudière ARMOR et tableau récapitulatif de ses caractéristiques

Les granulés sont alimentés à l'aide d'un moteur piloté en tout ou rien, le débit de granulés est géré par l'alternance d'un temps de mise en marche et d'un temps d'arrêt. Les résultats montrent que la régulation actuelle fournit trop de granulés vis-à-vis de la puissance de consigne. La régulation de la chaudière n'est pas accessible car le programme de base n'est pas connu, et pas modifiable. A l'aide du capteur de déclenchement de l'alimentation des granulés, des essais complémentaires ont été réalisés afin de déterminer le cadencement permettant l'alimentation du débit de granulés nécessaire pour obtenir 15kW. La cadence obtenue est fixée pour l'ensemble des essais sur le prototype.

La température de combustion dans la chaudière correspond aux températures classiquement retrouvées dans les chaudières à granulés. La valeur recherchée de température d'entrée des fumées dans l'échangeur de chaleur de la micro-turbine est de 1200°C, elle est actuellement de 750°C. De

plus, le débit de fumées est de 17,6 g/s alors que la consigne d'entrée de l'échangeur de la micro-turbine est de 26g/s. Il y a donc une réflexion forte à mener pour résoudre ce défi : augmenter dans le même temps le débit et la température des fumées.

La qualité de combustion enregistrée pour la chaudière est très bonne. Les nombreux changements à prévoir vont modifier totalement la combustion. Il est difficile de prévoir les effets des modifications sur la teneur en CO, seule une phase d'essais et de recherche des bons paramètres de régulation permettront de garantir une bonne qualité de la combustion.

Enfin, l'analyse des résidus a montré qu'il reste une petite quantité de carbone dans les cendres, la forte augmentation de la température de combustion devrait permettre de faciliter l'oxydation et le craquage des résidus carbonés. Le potassium et le calcium sont présents dans les envolés de cendres, ils peuvent devenir des problèmes vis-à-vis de l'échangeur en se déposant, ce qui peut limiter son efficacité, voire obstruer les canaux. Pour contrer cela, la solution proposée est d'utiliser un filtre à particules avant le passage dans l'échangeur.

3. Conception des pièces pour la combustion haute température de granulés de bois

Après avoir caractérisé la chaudière ARMOR, l'objectif est maintenant de concevoir le micro-cogénérateur du projet AGATCO. Ce projet a été construit autour d'une micro turbine à combustion externe (cf. Figure 48) et la combustion doit s'adapter aux besoins de la turbine. Pour fonctionner dans son régime nominal la turbine a besoin d'une température des fumées à la sortie de la chambre de combustion d'environ 1200°C et d'un débit de fumée d'environ 27 g/s [120]. Ces contraintes sont fixées pour obtenir un rendement électrique de l'ordre de 30%. Le principe même du micro-cogénérateur est rappelé ci-dessous. Nos travaux se sont concentrés sur l'étude de faisabilité, le développement et la caractérisation des principaux éléments :

- La combustion haute température ;
- L'échangeur de chaleur ;
- La micro-turbine ;
- Le micro-cogénérateur global.

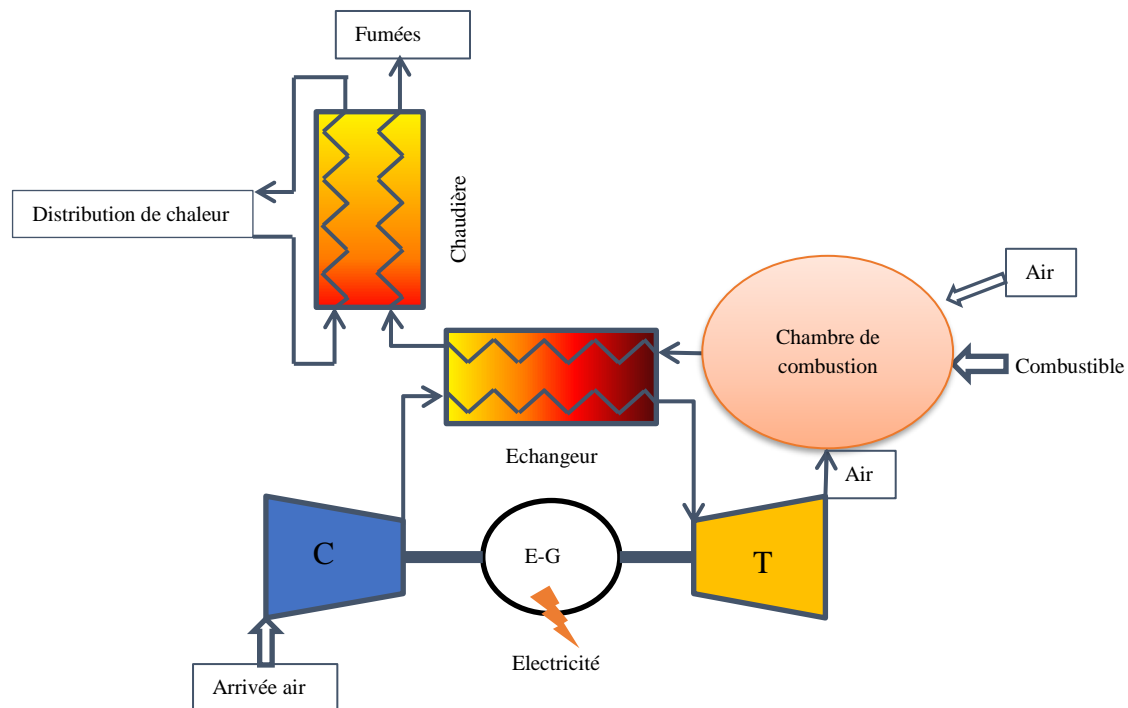


Figure 48 : Schéma d'une cogénération fonctionnant avec une turbine à combustion externe.

Ces contraintes entraînent des modifications physiques du foyer de combustion et des modifications des paramètres d'entrée tels que les débits de biomasse et d'air. Ce paragraphe sera donc articulé autour de deux parties. La première concerne les modifications physiques du foyer de combustion relatives au fonctionnement à une température bien plus élevée que celle classiquement rencontrée dans ce type d'appareil ainsi qu'au couplage physique avec l'ensemble de production d'électricité (échangeur + turbine). La seconde concerne les solutions envisagées en termes de

débits et de températures des intrants pour atteindre les contraintes relatives à la température de flamme et au débit des fumées.

3.1. Dimensionnement du premier prototype de foyer

La température à atteindre de 1200°C implique de choisir une configuration du système de combustion adaptée. La chaudière ARMOR était conçue pour une utilisation classique, soit pour des températures de l'ordre de 800°C. Le choix des matériaux et la configuration du système doivent alors prendre en compte la hausse en température. Deux organes principaux sont à concevoir : un brûleur adapté à la combustion des granulés à haute température et une chambre de combustion optimisée pour ces conditions, tout ceci en tenant compte des raccordements physiques entre le foyer et le système de production d'électricité, ce second ensemble étant déporté en dehors du premier.

La réflexion sur la conception s'est donc faite avec une vision globale du système. Le brûleur est lié à la chambre de combustion qui est connectée à l'échangeur de chaleur de la turbine. La partie turbine-électrogénérateur est placée en dehors de ces ensembles. La chaudière et ses contraintes peuvent-être schématisées comme présenté sur la Figure 49. La conception a aussi été effectuée en y intégrant au mieux l'ensemble des prises de mesures nécessaires à la caractérisation expérimentale du dispositif.

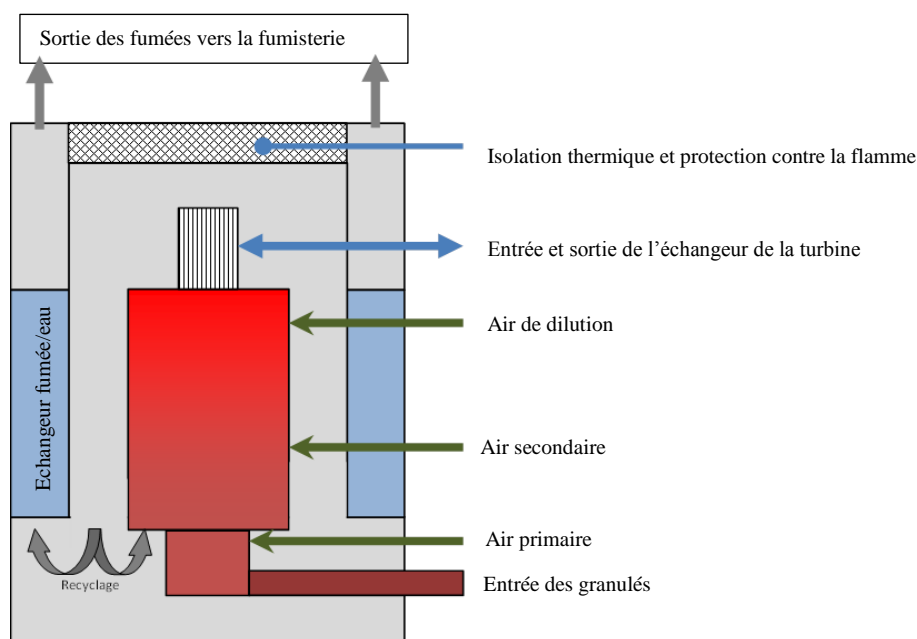


Figure 49 : Schéma de principe de la production de chaleur du micro-cogénérateur AGATCO.

Parmi les contraintes, il convient également d'ajouter que la combustion du bois produit des cendres qui peuvent fondre à 1200°C. Il est nécessaire d'avoir 1200°C à l'entrée de l'échangeur, mais pas au niveau du brûleur lui-même, autour duquel les cendres sont présentes.

3.1.1. Dimensionnement du brûleur

Les principales contraintes sont liées au fonctionnement du brûleur, celui-ci étant le lieu où le bois est pyrolysé pour libérer les gaz et où le charbon est brûlé. Les difficultés les plus importantes sont :

- S'adapter à l'existant
- Démarrer la combustion à froid puis fonctionnement à haute température ;
- Utiliser de l'air chaud de la turbine comme comburant ;
- Limiter des envols de particules ;
- Limiter la fusion les cendres.

Le brûleur d'origine, illustré sur la Figure 50, possède une arrivée d'air primaire, une alimentation en granulés et une arrivée d'air pour l'allumeur. La platine est modifiée en ajoutant une ouverture pour inclure une arrivée d'air secondaire.

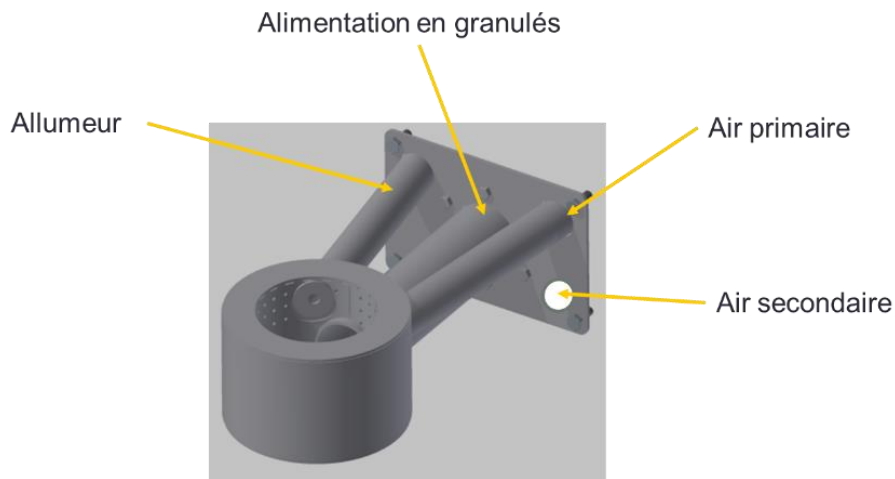


Figure 50: Brûleur d'origine de la chaudière ARMOR

Au démarrage, l'ensemble est froid et doit vite monter en température. Lorsque la turbine commence à fonctionner, l'air chaud à sa sortie peut servir de comburant, mais il est nécessaire de maintenir un niveau de température inférieur à 900°C pour éviter la fusion des cendres. De plus, l'injection d'air chaud va augmenter la vitesse de combustion et il est donc important de concevoir un brûleur qui puisse fonctionner dans toutes les conditions. Enfin, il convient de limiter l'envol des particules pour éviter le colmatage de l'échangeur. Nous avons donc choisi de concevoir un brûleur à plusieurs étages qui permet différentes surfaces de combustion et de prévoir un fonctionnement en défaut d'air pour limiter les températures et les envols.

3.1.1.1. Calcul de la surface de combustion du brûleur

Notre objectif est de déterminer en fonction de la température de la flamme et de la température des parois de la chambre de combustion la surface nécessaire pour brûler l'équivalent de 15kW de bois.

La combustion des granulés est possible seulement si la température de la surface du bois est suffisante pour qu'il y ait pyrolyse. La pyrolyse produit un mélange de gaz combustible qui va s'oxyder en présence de l'oxygène de l'air et former la flamme. Celle-ci rayonne dans toutes les directions. Les granulés à la surface du brûleur reçoivent un flux d'énergie provenant du rayonnement de la flamme (\dot{q}_f'') et du rayonnement des parois de la chambre de combustion (\dot{q}_e''). Une partie de ce flux de chaleur est rerayonné (\dot{q}_{rr}'') du fait de l'émissivité du bois. La résultante entre le flux de chaleur reçu et le flux de chaleur rerayonné assure la chauffe des granulés de bois. Ces différents flux de chaleur sont illustrés sur la Figure : 51. Lorsque la quantité d'énergie reçue est suffisante il y a pyrolyse des granulés et production de gaz combustible. Ce phénomène est appelé gazéification dans le domaine de la protection incendie mais nous préférons le terme de volatilisation qui ne peut pas être confondu avec le procédé de gazéification (cf. Chapitre 1 ; 452.1.2).

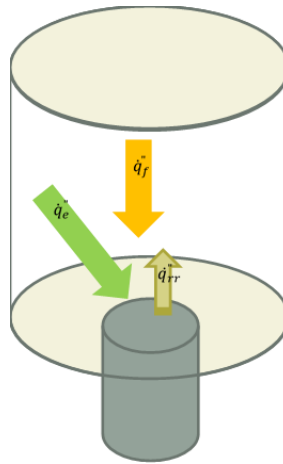


Figure : 51 Rayonnement dans l'enceinte de la chambre de combustion

Le débit de bois volatilisé correspond alors au rapport entre la quantité de chaleur absorbée par les granulés et l'enthalpie de volatilisation du bois ($\Delta H_{volatilisation}$). L'équation du débit massique volatilisé par unité de surface s'écrit donc :

$$\dot{m}'' = \frac{\dot{q}_e'' + \dot{q}_f'' - \dot{q}_{rr}''}{\Delta H_{volatilisation}} \quad (18)$$

Avec :

\dot{m}'' : Le taux de perte de masse par unité de surface $\left(\frac{g}{m^2.s}\right)$;

\dot{q}_e'' : Le flux de chaleur externe $\left(\frac{kW}{m^2}\right)$;

\dot{q}_f'' : Le flux de chaleur émis par la flamme $\left(\frac{kW}{m^2}\right)$;

\dot{q}_{rr}'' : Le flux de chaleur rerayonné $\left(\frac{kW}{m^2}\right)$;

$\Delta H_{volatilisation}$: L'énergie nécessaire à la pyrolyse du bois pour se volatiliser en gaz combustible $\left(\frac{kJ}{g}\right)$.

Selon le « Handbook of fire Protection Engineering » [121], les valeurs $\dot{q}_{rr}'' = 10 kW/m^2$ et $\Delta H_{volatilisation} = 1,8 kJ/g$ sont classiques pour le bois massif. Même si le combustible utilisé est

sous forme de granulés, nous utilisons ces valeurs pour réaliser le calcul approximatif de la surface de brûleur nécessaire pour différentes températures.

a) Calcul des flux de chaleur radiatifs

En première approche, nous avons considéré la combustion dans une enceinte cylindrique concentrique au-dessus du brûleur. La Figure 52 montre les différents paramètres pris en compte. La flamme est prise comme une surface circulaire (S2) disposée à une distance (c) du foyer. La flamme est développée dans une chambre de combustion dont la surface latérale (S3) rayonne. La surface (S1₁) du brûleur est la dimension recherchée. Pour mettre en équation le flux de chaleur reçu par le brûleur, les différentes parois sont considérées comme des corps noirs et isothermes.

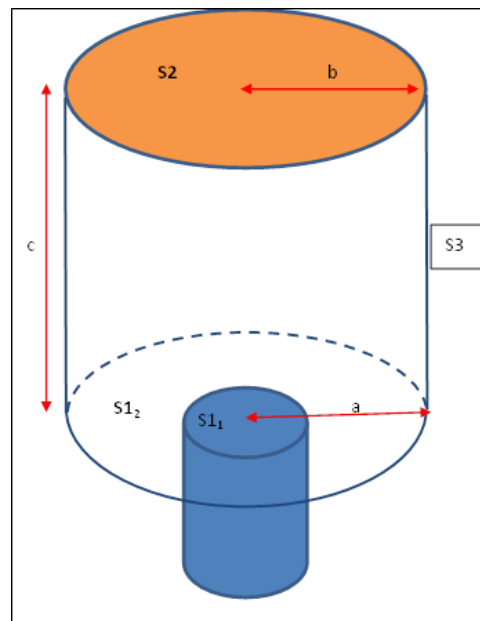


Figure 52 : Schéma présentant la géométrie utilisée pour le calcul de la surface de combustion.

La surface S_i émet un flux total ϕ_i et absorbe en provenance de toutes les surfaces de l'enceinte des flux ϕ_{ji} . Le rayonnement perçu d'une paroi « i » a une paroi « j » dépend de la configuration géométrique, elle est prise en compte à l'aide des facteurs de forme (F_{ji}) Dans notre cas $\frac{\phi_i}{S_i}$ correspond au flux de chaleur rerayonné. Et le flux absorbé peut s'écrire :

$$\phi_{\text{absorbé}} = \sum_{j=1}^n \phi_{ji} = \sum_{j=1}^n S_j F_{ji} M_j^{\circ} \quad (19)$$

Avec :

$\phi_{\text{absorbé}}$: Le flux de chaleur absorbé (kW) ;

ϕ_{ji} : Le flux de chaleur absorbé par la surface i en provenance de j (kW) ;

S_j : La surface j (m²) ;

F_{ji} : Le facteur de forme de l'émission de j vers i ;

M_j° : L'émittance du corp j (kW/m²).

Compte tenu de la réciprocité : $S_i F_{ij} = S_j F_{ji}$:

$$\phi_{absorbé} = \sum_{j=1}^n S_i F_{ij} M_j^{\circ} = S_i \times \sum_{j=1}^n F_{ij} M_j^{\circ} \quad (20)$$

S_i est la surface totale comprenant S_{i1} , la surface du brûleur, et S_{i2} , la surface de l'anneau autour du brûleur. Les deux surfaces sont dans le même plan, l'équation (20) devient :

$$\phi_{absorbé} = (S_{i1} + S_{i2}) \sum_{j=1}^n F_{ij} M_j^{\circ} \quad (21)$$

En développant (21):

$$\phi_{absorbé} = S_{i1} \sum_{j=1}^n F_{ij} M_j^{\circ} + S_{i2} \sum_{j=1}^n F_{ij} M_j^{\circ} = \phi_{absorbé 1} + \phi_{absorbé 2} \quad (22)$$

La densité de flux reçu par la surface S_{i1} s'écrit :

$$\dot{q}_f'' + \dot{q}_e'' = \frac{\phi_{absorbé 1}}{S_{i1}} = \sum_{j=1}^n F_{ij} M_j^{\circ} = \frac{\phi_{absorbé 2}}{S_{i2}} = \frac{\phi_{absorbé}}{S_i} \quad (23)$$

Cette relation démontre que les surfaces S_{i1} , S_{i2} et S_i reçoivent la même densité d'énergie.

- **Calcul des émittances :**

Pour calculer $\dot{q}_f'' + \dot{q}_e''$, il faut calculer l'émittance totale des surfaces 2 et 3 par la loi de Stefan-Boltzmann pour un corps noir :

$$M_i^{\circ} = \sigma \times T_i^4 \quad (24)$$

Avec :

$\sigma = 5,67 * 10^{-8} J . s^{-1} . m^{-2} . K^{-4}$ la constante de Stefan - Boltzmann

- **Calcul des facteurs de forme F_{ij}**

Dans un volume fermé constitué de n surfaces isothermes, le flux émis par la surface (i) atteint une surface (j) avec $1 \leq j \leq n$, soit :

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} = 1 \quad (25)$$

Comme il a été vu avec la relation (23), le facteur de forme est calculé pour la surface S_1 . Le facteur de forme F_{12} est calculé par la relation correspondante à deux surfaces planes parallèles de même axe [122]:

$$X = \frac{b}{c} \quad ; \quad X' = \frac{a}{c} \quad ; \quad (26)$$

$$F_{12} = \frac{1}{2 \times X'^2} \times \left[1 + X^2 + X'^2 - \sqrt{(1 + X^2 + X'^2)^2 - 4 \times X^2 \times X'^2} \right]$$

Il vient de l'équation (25) :

$$F_{13} = 1 - F_{12} \quad (27)$$

b) Calcul de la surface de combustion :

La puissance de combustible entrante est liée à la surface de combustion par la densité de flux d'énergie par unité de surface \dot{Q}_i'' :

$$P = S \times \dot{Q}_i'' \quad (28)$$

Avec :

P : La puissance de combustible consommée (kW) ;

S : La surface de combustion (m^2) ;

\dot{Q}_i'' : La densité de flux d'énergie par unité de surface $\left(\frac{kW}{m^2}\right)$.

Et

$$\dot{Q}_i'' = \dot{m}'' \cdot \Delta H_{ch} \quad \left(\frac{kW}{m^2}\right) \quad (29)$$

Avec

\dot{Q}_i'' : La densité de flux d'énergie par unité de surface $\left(\frac{kW}{m^2}\right)$

ΔH_{ch} : La quantité d'énergie produite par la combustion par unité de masse (soit le PCIh)

\dot{m}'' : Le taux de perte de masse par unité de surface $\left(\frac{g}{m^2.s}\right)$

Le calcul de la surface du brûleur en fonction de l'ensemble des paramètres s'écrit d'après les équations (18), (28) et (29) :

$$S = \frac{P \times \Delta H_g}{(\dot{q}_f'' + \dot{q}_e'' - \dot{q}_{rr}'') \times PCI_h} \quad (30)$$

c) Application numérique

Les températures de la flamme et des parois sont considérées comme identiques. Les rayons « a » et « b » sont égaux et correspondent au rayon intérieur de la chambre de combustion (0,125 m). La distance entre les deux surfaces ($c=0,22$ m) correspond à la hauteur entre le brûleur et la zone secondaire qui est la zone la plus chaude. La Figure 53 présente, dans ce cas, la variation de la surface de combustion du brûleur en fonction du niveau de température pour obtenir la puissance souhaitée de 15kW.

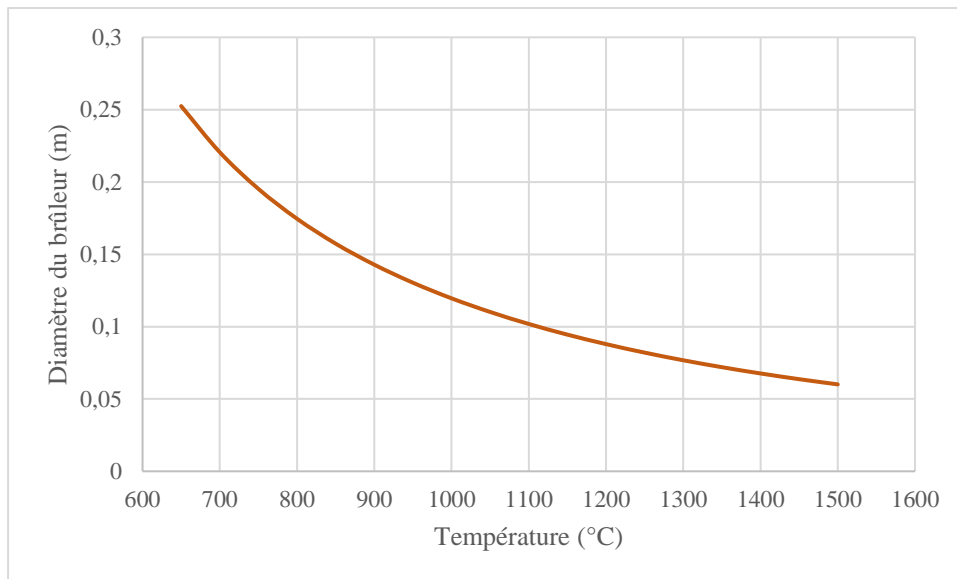


Figure 53 : Variation du diamètre du brûleur en fonction de la température pour une puissance de combustion de 15kW.

Le but est de créer des étages de surfaces différentes pour rester cohérent avec la variation de la température de combustion. Trois étages sont alors définis. Le premier, d'un diamètre de 16 cm, correspond au démarrage de la chaudière à basse température (850°C), le second d'un diamètre de 13 cm correspondant à une température de 950°C et le dernier est de 7,5 cm. Le diamètre de cette dernière surface est inférieur à celui obtenu par lecture sur le graphique de la Figure 53, 7,5 cm au lieu de 8,8cm pour 1200°C, cela étant dû au choix d'utiliser la section du tube d'amenage des granulés (section standard) comme dernière surface.

Ensuite la forme du brûleur a évolué dans le but de répondre à l'ensemble des contraintes, les différentes évolutions sont affichées sur la Figure 54. En 1 est présenté le brûleur avec ses étages dimensionnés comme précédemment.

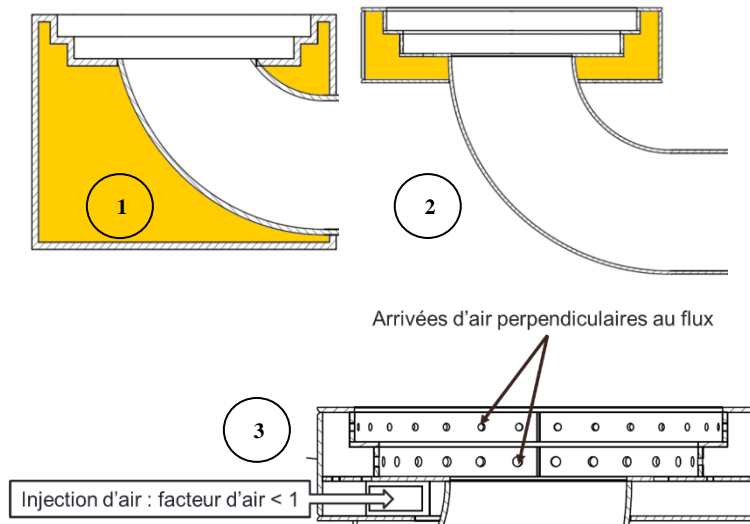


Figure 54 : Evolution du brûleur; 1: Brûleur à étages; 2: Brûleur avec un minimum de contact avec l'arrivée de granulés; 3: Détail des arrivées d'air

La zone où arrive l'air primaire est colorée en jaune, cet air pourra provenir de la turbine et donc être chaud (environ 900°C). Dans la Figure 54 (1), l'air est en contact sur une grande surface avec l'arrivée des granulés donnant lieu à des risques de pyrolyse des granulés au sein même de la conduite d'alimentation. Pour pallier ce risque, le brûleur a été modifié pour limiter le contact entre l'air primaire et le tube (cf. Figure 54 (2)).

Enfin pour limiter les risques d'envol des particules, les arrivées d'air sont placées perpendiculairement au flux de gaz combustible. Et pour limiter la fusion des cendres, la quantité d'air injecté sera limitée, la combustion sera dégradée et la température ne devra pas dépasser 900°C. La combustion sera complète après passage des fumées dans une zone de combustion secondaire qui doit être intégrée à la chambre de combustion.

La Figure 55 est une photographie du brûleur à la fin de sa fabrication dans les ateliers de Self Climat Morvan. Les différents paliers sont visibles ainsi que les ouvertures pour l'arrivée de l'air primaire. L'ouverture de forme rectangulaire est l'arrivée de l'air chaud d'allumage. Sur le côté gauche, le tube de l'arrivée de l'air secondaire est en place pour être relié à la chambre de combustion.



Figure 55 : Photo du brûleur à la fin de sa fabrication

À la suite du dimensionnement du brûleur, nous avons adapté la chambre de combustion située au-dessus pour obtenir les températures souhaitées.

3.1.2. Dimensionnement de la chambre de combustion

La chambre de combustion doit être conçue pour répondre aux différentes contraintes qui lui sont imposées :

- Répondre aux exigences liées à la qualité de la combustion et donc aux recommandations décrites dans la règle des 4T (Chapitre 1-2.1.3.3.) ;
- Intégrer une arrivée d'air secondaire ;
- Résister aux contraintes thermiques, la forte température des fumées va jouer un rôle important dans le choix de la structure et des matériaux ;
- Être le support de l'échangeur de chaleur de la turbine ;
- Sortie de fumées avec 27 g/s à 1200°C

La première étape du dimensionnement est de prendre en considération les 4 règles pour une bonne conception : le temps de séjour, la température, la teneur en oxygène et la turbulence. Les trois premières contraintes présentées précédemment sont résolues en appliquant ces règles, pour les deux dernières le travail se fait plutôt sur le design de la chambre.

3.1.2.1. Temps de séjour

Dans un premier temps, la combustion doit avoir lieu dans un volume permettant de garantir un temps de séjour des gaz suffisant. Pour une combustion classique le temps de séjour est de l'ordre de 2 s. L'objectif de température étant de 1200°C, le temps de séjour sera pris plus court (1s) en considérant qu'à la sortie de l'échangeur, les températures sont suffisantes pour que la combustion se poursuive. Le volume des fumées produites par la combustion est dépendant de la quantité de combustible consommé, du facteur d'air et de la température :

$$\dot{V}_f = \frac{\sum_i \dot{n}_i * R * T_f}{P_f} \quad (31)$$

Avec :

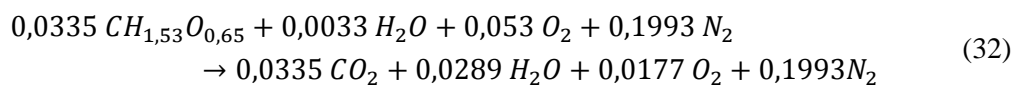
$\sum_i \dot{n}_i$: Le nombre de moles contenues dans le mélange gazeux (mol) ;

R : La constante des gaz parfaits ($8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$) ;

T_f : La température des fumées (K) ;

P_f : La pression du milieu (Pa).

La réaction de combustion des granulés pour une humidité de 6,9% est écrite pour une combustion d'une puissance de 15kW et un facteur d'air de 1,5, ce choix étant expliqué dans le paragraphe 3.1.2.2 :



Le débit volumique obtenu est égal à $33,7 \text{ l/s}$, le volume de chambre résultant (pour un temps de séjour de 1 s.) est alors d'environ 34 l. Pour un diamètre de chambre fixé à 25cm (limité par l'encombrement), la hauteur de la chambre doit alors être de 68,8 cm.

3.1.2.2. Teneur en oxygène

La teneur en oxygène dans les fumées est directement liée au facteur d'air. Celui-ci doit être de l'ordre de 1,5 à 2 pour optimiser la combustion (cf. Figure 19). Or, la contrainte liée au débit de fumées impose un débit d'air supplémentaire amenant ainsi le facteur d'air à une valeur supérieure à 3. Afin d'éviter une diminution de la qualité de la combustion, nous avons choisi d'injecter ce débit d'air supplémentaire dans un étage dédié dit de « dilution » situé juste avant l'échangeur dans la chambre de combustion. Le foyer est alors constitué de trois étages :

- Un étage de combustion primaire (P) où sont injectés la biomasse et l'air primaire, c'est le brûleur ;
- Un étage de combustion secondaire (S) où est injecté l'air secondaire pour favoriser les réactions secondaires et optimiser la qualité de la combustion ;
- Un étage tertiaire (D) dit de dilution où l'air de dilution est injecté pour amener le débit de fumées à la valeur de 27 g/s .

L'addition des flux d'air entrant dans les zones P et S permettra de réaliser une combustion avec un facteur d'air choisi à 1,5, la dilution permettant d'obtenir les débits souhaités pour l'échangeur.

3.1.2.3. Température

La température à atteindre en haut de la chambre de combustion, à l'entrée de l'échangeur, est de 1200°C . Ces conditions extrêmes impliquent une meilleure isolation thermique du foyer ainsi que l'utilisation de matériaux adaptés.

A 1200°C les aciers classiques ne peuvent pas être utilisés. Pour la réalisation de la chambre de combustion le choix s'est porté vers l'acier inox réfractaire 310S. Son point de fusion est aux alentours de 1400°C, et sa température de fonctionnement peut s'étendre jusqu'à 1150°C. Cette température étant légèrement inférieure à la température souhaitée, une simple enveloppe isolée vers l'extérieur entraînerait une utilisation de l'inox 310S au-delà de la plage préconisée. C'est pourquoi le foyer a été conçu en intégrant une double paroi permettant de refroidir légèrement les matériaux, comme décrit sur la Figure 56.

L'air injecté dans la chambre de combustion provient de la turbine et arrive à une température comprise entre 520°C et 900°C selon le mode testé (cf. partie 3.2). L'air entre dans le dispositif par les entrées secondaires et de dilution en passant par la double enveloppe (zones bleues sur la Figure 56). L'objectif est double. Dans un premier temps, le contact de l'air entrant (entre 520°C et 900°C) refroidit la paroi du foyer (entre la zone bleue et la zone rouge sur la Figure 56) de sorte à assurer son fonctionnement dans la plage de température préconisée. Dans un deuxième temps, la température de la paroi externe du foyer (entre la zone bleu et l'extérieur) est réduite limitant ainsi les pertes thermiques vers l'extérieur. Celle-ci est d'autant plus limitée par la mise en place d'une couche isolante (laine de céramique) extérieure.

3.1.2.4. Turbulence

La turbulence assure le mélange entre les gaz de combustion et le comburant, un bon mélange permet de créer des collisions entre les molécules et facilite les réactions. Pour augmenter cette turbulence, un rétrécissement est réalisé au niveau de l'arrivée d'air secondaire, l'injection de l'air secondaire se faisant dans le rétrécissement. L'arrivée d'air de dilution se fait soit dans la zone d'élargissement soit juste avant l'échangeur.

La Figure 56 présente un plan en coupe de la chambre de combustion assemblée. La partie basse est le lieu de la combustion primaire et de l'arrivée d'air secondaire. Les nombreux trous visibles ont été réalisés afin de pouvoir tester plusieurs zones d'injections d'air secondaire. La partie haute est la zone de dilution, le rétrécissement en sortie concentre les fumées vers l'échangeur et sert de soutien à ce dernier.

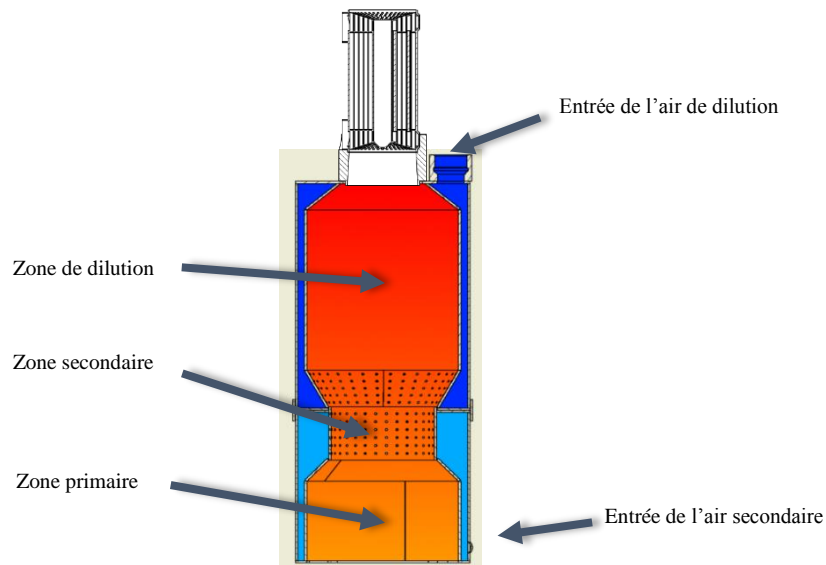


Figure 56 : Chambre de combustion pour AGATCO.

La chambre de combustion est maintenue au-dessus du brûleur grâce à des pieds prenant appui sur le sol du cendrier. Du fait de l'augmentation de la taille de la chambre de combustion et de l'emplacement de l'échangeur de chaleur au-dessus de celle-ci, la hauteur de la chaudière est devenue insuffisante. La partie haute (cf. Figure 57) a donc été conçue pour permettre l'intégration de la chambre de combustion et de l'échangeur dans la chaudière. La conception est réalisée avec des ouvertures pour relier l'échangeur, à l'intérieur de la chaudière, à la turbine située à l'extérieur.

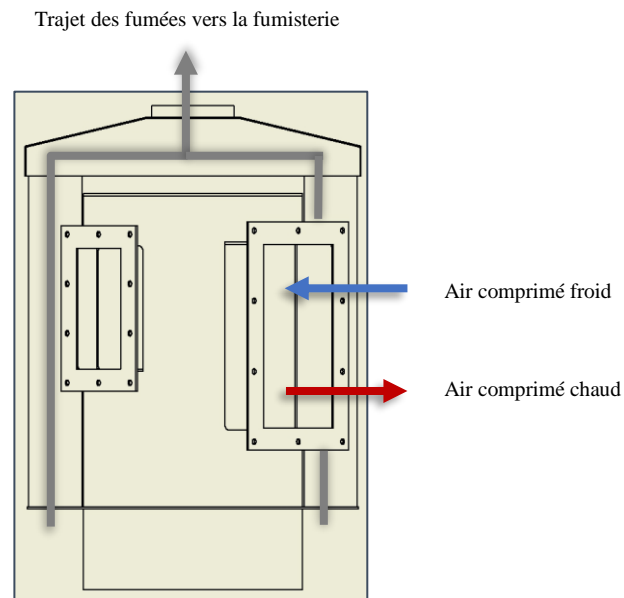


Figure 57 : Partie haute de la chaudière AGATCO.

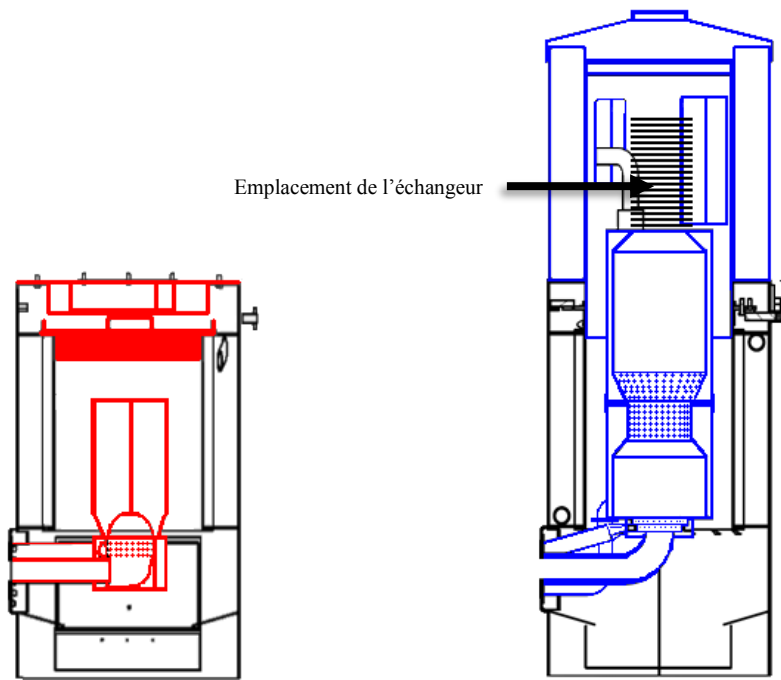


Figure 58 : Détail des pièces modifiées ou remplacées sur la chaudière ARMOR (en rouge) et nouvelle conception AGATCO (en bleu).

La Figure 58 permet d'identifier les modifications réalisées pendant la conception du micro-cogénérateur. L'ensemble des éléments étant conçus, nous les avons fabriqués avant la mise en place et la phase de test. La Figure 59 permet de comprendre les flux de matières souhaités dans la chaudière. La flèche verte représente les granulés entrant dans le brûleur. L'air (flèches grises) est réparti dans les différentes zones de la combustion. La combustion à lieu dans la chambre et les fumées (flèches violettes) traversent ensuite l'échangeur. Puis, elles descendent le long de la chambre avant de rejoindre l'échangeur fumée/eau et terminent leur course dans la fumisterie.

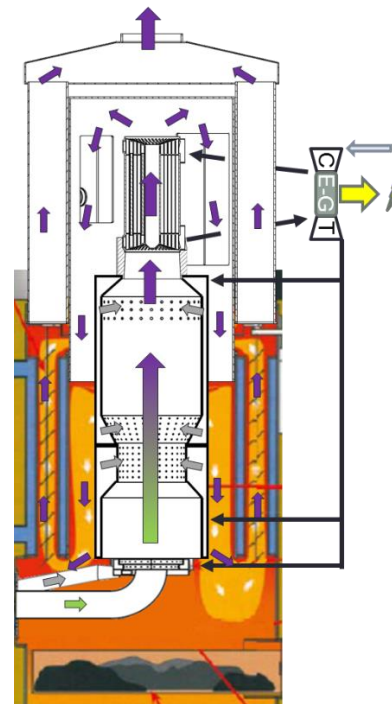


Figure 59 : Schéma de la chaudière AGATCO avec représentation des flux

3.2. Choix des conditions opératoires

Dans cette partie les différentes possibilités pour obtenir 1200°C et 27 g/s de fumées en sortie de chambre de combustion sont étudiées. Ces deux paramètres sont dépendants d'autres grandeurs telles que le débit de combustible (puissance), le facteur d'air, ainsi que la température d'injection de l'air. L'équation qui permet de faire le lien entre ces différentes grandeurs est celle du bilan d'énergie de la combustion. Nous avons d'abord réalisé ces calculs pour un système adiabatique et une combustion complète [123,124] :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{comb} * PCI_h + \dot{m}_{comb} * Cp_{comb} * (T_{ec} - T_{ref}) + \dot{m}_a * Cp_a * (T_{ea} - T_{ref}) \\ = \dot{m}_s * Cp_s * (T_{adia} - T_{ref}) \end{aligned} \quad (33)$$

Avec :

\dot{m}_{comb} : Le débit massique de combustible (kg/s) ;

PCI_h : Le pouvoir calorifique inférieur pour le combustible humide (kJ/kg) ;

Cp_{comb} : La capacité calorifique à pression constante du combustible (kJ/(kg.K)) ;

T_{ec} : La température d'entrée du combustible (K) ;

T_{ref} : La température de référence (K) ;

\dot{m}_a : La masse de comburant en entrée (kg/s) ;

Cp_a : La capacité calorifique à pression constante du comburant (kJ/(kg.K)) ;

T_{ea} : La température d'entrée du comburant (K) ;

\dot{m}_s : La masse totale des produits de combustion en sortie (kg/s) ;

Cp_s : La capacité calorifique à pression constante des produits de combustion en sortie (kJ/(kg.K)) ;

T_{adia} : Température adiabatique de la flamme (K).

Les granulés de bois entrent généralement à la température ambiante dans le système, donc si la température de référence est prise à la température ambiante alors l'énergie apportée par le combustible est nulle. Le calcul de la température adiabatique de flamme est dépendant des capacités calorifiques prises en compte pour le calcul, dans les Figure 60 et Figure 61 les Cp proviennent du Chemical Engineers' Handbook [125]. Dans une première approche, les calculs ont été effectués avec des valeurs de Cp approchées, par la suite le calcul a été affiné en incluant les variations dues à la température, données par le Handbook.

Cette équation nous permet de tracer le graphique de la Figure 60 qui décrit l'évolution de la température adiabatique de flamme en fonction du facteur d'air et de la température d'injection du comburant. La Figure 61 fait apparaître l'évolution de la température adiabatique en fonction de la température d'entrée du comburant pour différentes puissances, le tout en respectant la contrainte de 27g/s de débit de fumées.

La variation de la température adiabatique de flamme en fonction du facteur d'air, Figure 60, montre clairement une diminution de la température atteignable lorsque le facteur d'air augmente. Ces tendances calculées théoriquement sont en accord avec celles décrites par [74] et sur la figure 19 du chapitre 1. Selon ce graphique le facteur d'air idéal est de 1. Néanmoins, comme décrit dans la bibliographie sur la Figure 19, les excès d'air optimaux sont situés aux alentours de 1,5. De plus, le système est considéré comme adiabatique, ce qui n'est pas le cas en réalité. Les températures données dans la Figure 60 sont donc surestimées.

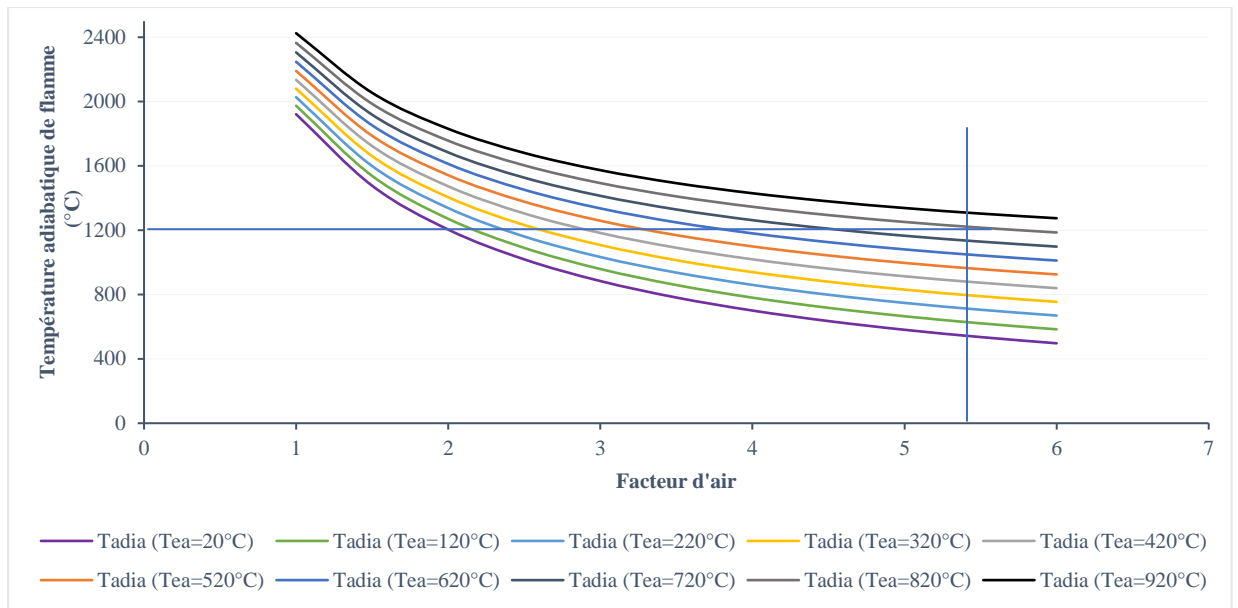


Figure 60 : Graphique de la température adiabatique de flamme en fonction du facteur d'air pour différentes températures de comburant.

Atteindre 1200°C est possible pour un large panel de facteur d'air, mais il faut des températures de préchauffage de l'air en entrée élevées. Dans le problème posé, il faut respecter un débit de fumées en sortie de la chambre de combustion de 27g/s, qui correspond pour une puissance de 15kW à un facteur d'air de 5,3. Dans ces conditions, la température de 1200°C ne peut être atteinte qu'avec une température théorique de préchauffage d'air d'au moins 820°C. Si le combustible entre à 20°C et dans les conditions idéales de combustion ($f=1,5$) alors la flamme peut atteindre une température d'environ 1450°C.

La Figure 61 présente les variations de la température adiabatique de flamme en fonction de la température d'entrée du comburant pour différentes puissances de combustible entrant, le total du débit de fumées étant toujours égal à 27g/s. L'objectif est d'obtenir la température et le débit requis tout en limitant l'apport de combustible, pour favoriser le rendement électrique de l'installation.

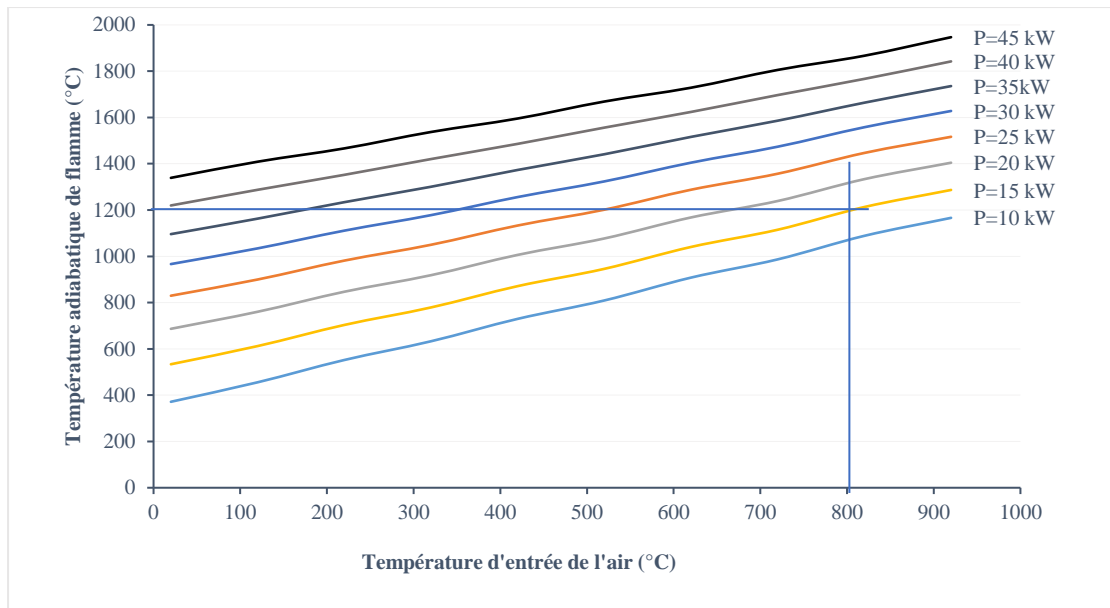


Figure 61 : Graphique de la variation de la température adiabatique de flamme en fonction de la température d'entrée du comburant, pour un débit total de fumées de 27g/s et pour plusieurs puissances de combustible.

Sur ce second graphique, nous retrouvons bien la valeur de 820°C de température d'entrée d'air pour permettre l'obtention de 1200°C avec 15kW de puissance en entrée. Dans le cas où la température d'entrée de l'air de combustion est la température ambiante, alors la puissance de combustible nécessaire pour atteindre 1200°C est d'au moins 40kW.

Ainsi, avec de l'air à température ambiante, il est nécessaire d'avoir en entrée une puissance de combustible d'au moins 40kW avec un facteur d'air au plus de 2.

Ces deux graphiques ont été tracés car ils permettent de se rendre rapidement compte de l'ampleur du défi que représente la combustion haute température avec un fort excès d'air.

Pour donner suite à cette première réflexion uniquement basée sur la théorie, deux solutions à cette problématique sont proposées, la première a directement été introduite par le prestataire responsable de la conception de l'ensemble de la micro-turbine à combustion externe. Celui-ci a fait le choix d'ajouter de l'air à température ambiante à l'air sortant de la turbine. Pour contrer la baisse de la température du comburant, il a décidé d'augmenter la puissance de combustible. Nous avons imaginé la deuxième solution, au lieu de prendre de l'air à température ambiante, nous recirculons des fumées dans le but de garder un maximum d'énergie afin de conserver une puissance de combustible en entrée de 15kW. Ces deux solutions sont détaillées ci-dessous.

3.2.1. Solution 1 : Prise d'air extérieur

La première solution proposée consiste en l'utilisation d'air frais ajouté à l'air chaud sortant de la turbine pour atteindre le débit de fumées souhaité. La Figure 62 présente un schéma du principe avec les différents débits et températures. Selon le concepteur de la turbine, le débit d'air, en sortie de turbine lorsque celle-ci est à son régime nominal, devrait être d'un peu plus de 900°C. Cet air chaud doit être réutilisé pour la combustion mais n'est pas en quantité suffisante pour permettre d'atteindre le débit de fumées souhaité.

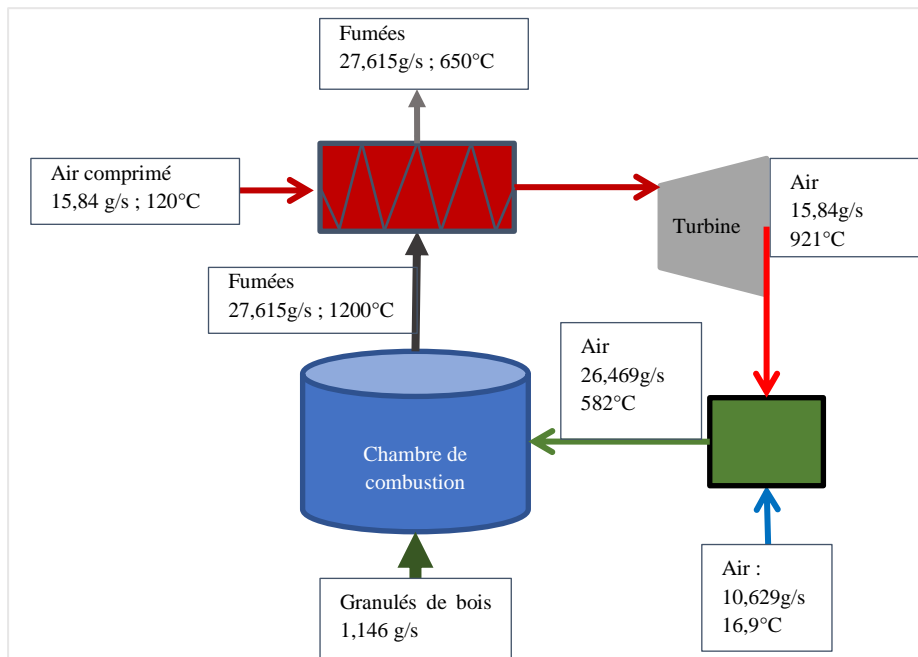


Figure 62 : Schéma de principe de la solution 1 avec prise d'air extérieur, données : [120]

Les données de la Figure 62 proviennent du rapport du prestataire [120]. Elles ont été calculées pour un combustible avec un PCI_h de 18600kJ/kg, il faut selon ces données plus de 21,3kW pour atteindre ce résultat et le facteur d'air est de 3,8. Cette solution propose de réaliser la combustion avec un mélange d'air dont une partie provient de la turbine et l'autre de l'air extérieur. Le mélange des deux flux permet d'apporter le flux d'air nécessaire pour que le débit des fumées en sortie de chambre de combustion soit suffisant. Le désavantage est l'abaissement de la température d'injection du comburant, ce qui oblige d'augmenter le débit de biomasse pour compenser l'abaissement de la température de flamme.

3.2.2. Solution 2 : Recyclage des fumées

La seconde solution a pour objectif d'atteindre la valeur de débits de fumée d'environ 27g/s tout en diminuant le débit de bois, améliorant ainsi le rendement électrique du dispositif. Ces réflexions ont mené à la solution suivante qui consiste à recycler une partie des fumées chaudes en sortie de l'échangeur de la micro-turbine pour compléter localement le manque de débit de fumées sans pour autant augmenter inutilement le débit de biomasse.

Cette solution a plusieurs avantages :

- Elle permet de recycler des fumées chaudes, donc d'éviter le refroidissement ;
- Elle permet de ne pas augmenter la teneur en oxygène dans la chambre de combustion, ce qui limite la fabrication de NOx thermique ;
- Elle améliore le mélange en augmentant les vitesses.

Cette solution doit également permettre d'obtenir un profil de température plus homogène dans la chambre de combustion [126].

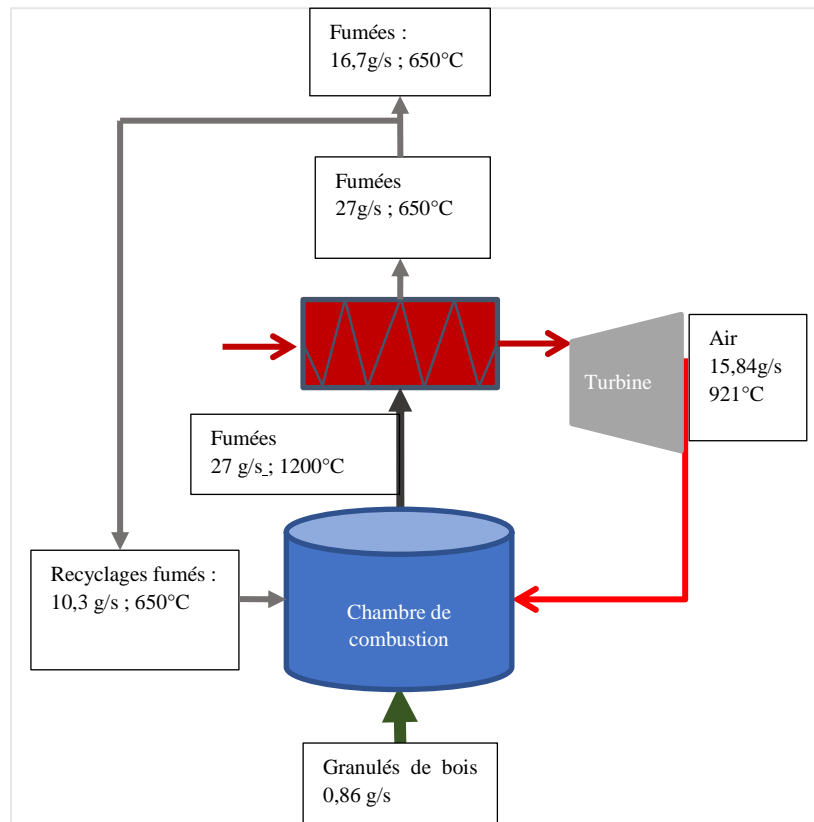


Figure 63 : Schéma de principe de la solution 2 avec recyclage des fumées.

Ce système reprend le principe d'un réacteur piston à recyclage, Figure 64.

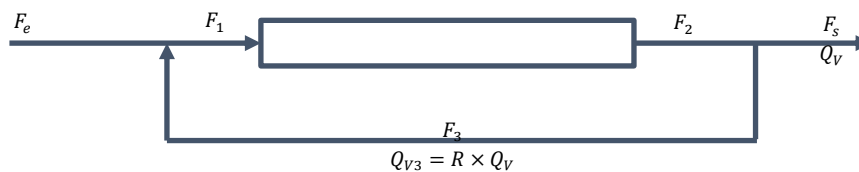


Figure 64 : Principe du réacteur piston à recyclage [127].

A $t=0$ la réaction de combustion a lieu entre l'air provenant de la turbine et les granulés de bois. Puis en régime permanent la réaction de combustion a lieu dans un mélange d'air et de fumées. L'équation (33) de la température adiabatique de flamme devient :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{comb} * PCI_h + \dot{m}_{fR} * Cp_{fR} * (T_{fR} - T_{ref}) + \dot{m}_a * Cp_a * (T_{ea} - T_{ref}) \\ = \dot{m}_s * Cp_s * (T_{adia} - T_{ref}) \end{aligned} \quad (34)$$

Le débit de fumées recyclées souhaité est égal à la différence entre le débit à atteindre et le débit de fumées produit par la combustion des granulés avec l'air de la turbine, soit 10,3g/s. Le taux de recyclage est égal à $R = 0,62$. La température des fumées est prise égale à celle en sortie de l'échangeur fumée/air de la turbine, soit 650°C. Après calcul de la composition des fumées pour une réaction complète avec recyclage pour 15kW de combustible et des différentes capacités calorifiques, la température adiabatique de flamme est de $T_{adia} = 1200^\circ C$. Ce calcul avait été réalisé avec des valeurs de Cp fixes, le calcul réalisé avec variation du Cp en fonction de la température montre que la température adiabatique sera plutôt de 1130°C.

Les deux solutions qui viennent d'être proposées ont été testées par la suite pour évaluer leur efficacité respective. Les résultats de cette phase expérimentale sont présentés dans la partie suivante.

4. Essais de combustion haute température

Les essais de combustion à haute température se sont déroulés au LERMAB à Epinal sur la plateforme présentée dans la partie 2 de ce chapitre. Un premier essai a été réalisé sur la chaudière après avoir modifié le brûleur et la chambre de combustion, sans préchauffage de l'air pour évaluer le fonctionnement de l'appareil et comparer les performances avec la chaudière d'origine ARMOR. Puis, les deux méthodes théoriques proposées pour atteindre 1200°C sont expérimentées. Les objectifs de ces essais expérimentaux sont de vérifier si les conditions de température et de débit nécessaires sont atteintes.

4.1. Matériels et méthodes

Cette partie présente les différents matériels et méthodes nouvelles utilisés au cours de ces expérimentations.

4.1.1. Combustion sans préchauffage d'air

Au démarrage du micro cogénérateur et lorsque l'appareil fonctionne sans la production d'électricité, seul de l'air frais entre dans le système, les réglages de la combustion sont donc différents du moment où l'air chaud de la turbine alimentera le système. Ces essais, qui simulent les conditions de démarrage de l'appareil, ont deux objectifs, le premier étant de déterminer la répartition entre l'air primaire et l'air secondaire, le deuxième est de déterminer le facteur d'air idéal pour que la combustion soit réalisée dans les meilleures conditions.

4.1.1.1. Matériels

Pour réaliser les essais, l'appareil de combustion contient le nouveau brûleur et la partie basse de la chambre de combustion. Le travail se faisant sur l'air primaire et secondaire, le haut de l'appareil AGATCO n'est pas monté. Le circuit d'arrivée d'air comprend l'air primaire et secondaire. La Figure 65 présente un schéma de l'installation. Les différents éléments de mesure sont indiqués sur la Figure 66, les thermocouples sont notés T, les anémomètres A. Le reste du système reprend le banc d'essais normé présenté précédemment.

Le circuit d'arrivée d'air est composé d'une soufflerie qui alimente un circuit primaire et un circuit secondaire. La répartition de l'air entre les deux circuits se fait par variation manuelle de l'ouverture des vannes positionnées sur chaque branche, les débits étant mesurés.

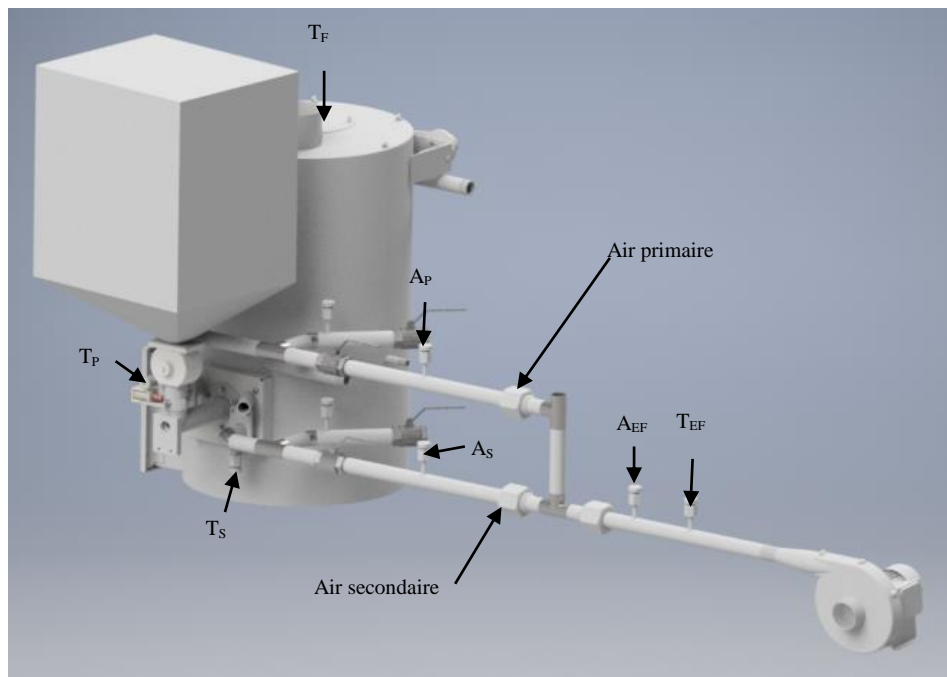


Figure 65 : Rendu 3D de l'installation équipée pour les essais de détermination des paramètres optimaux d'arrivée d'air lors de la combustion sans apport d'air chaud.

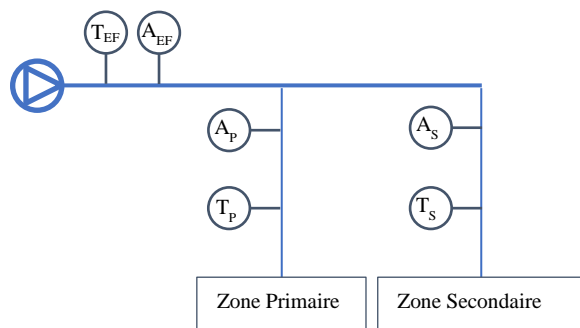


Figure 66 : Schéma simplifié de l'alimentation en air pour la combustion sans apport d'air préchauffé.

Tableau 11 : Dénomination des points de mesures de la Figure 66.

Dénomination	Fonction
A _{EF}	Mesure de la vitesse de l'air dans le circuit d'air « froid ».
A _P	Mesure de la vitesse de l'air dans le circuit d'air primaire
A _P	Mesure de la vitesse de l'air dans le circuit secondaire
T _{EF}	Mesure de la température de l'air « froid »
T _P	Mesure de la température d'air entrant dans la zone primaire
T _S	Mesure de la température de l'air entrant dans la zone secondaire
T _F	Mesure de la température de flamme

a) Mesure de la vitesse de l'air

La mesure de la vitesse de l'air est réalisée avec des transmetteurs de vitesse de l'air modèle 8455 [128]. Ces anémomètres utilisent une technologie dérivée des capteurs à fil chaud. Les appareils sont programmables et les données sont récupérées directement sur l'automate mis en place pour les essais AGATCO.

La vitesse de l'air totale est mesurée en (A_E), en primaire en (A_P) et le débit secondaire en (A_P). Ces trois mesures permettent de valider les bilans.

b) Mesure de la température de flamme

La température de flamme est mesurée à l'aide d'un thermocouple type S en (T_F) sur la Figure 65. Ce type de thermocouple permet la mesure de température jusqu'à 1550°C en continu. Il est placé à la sortie de la chambre de combustion, à la même place que lors des essais sur la chaudière de base (cf. 2.3.1.5).

4.1.1.2. Méthode

L'objectif est de trouver le facteur d'air ainsi que la proportion d'air primaire et d'air secondaire idéale lors de la combustion sans ajout d'air chaud. La méthode consiste donc à réaliser la combustion des granulés, pour une puissance de 15kW, avec le suivi des débits, de la composition des fumées et de la température de flamme.

Au cours de l'essai, différentes combinaisons entre le facteur d'air et la répartition air primaire/air secondaire sont testées pour évaluer leurs effets sur la qualité de la combustion (niveau de température atteint et teneur en CO des fumées).

Il est donc important de calculer les débits massiques, le facteur d'air ainsi que la température adiabatique de flamme pour chaque mesure effectuée. La suite présente le calcul des débits massiques, de la puissance de combustible consommé et du facteur d'air en fonction des données mesurées. Le calcul de la température adiabatique de flamme est donné par l'équation (33).

a) Calcul du débit massique d'air

Pour passer de la mesure de vitesse au débit massique il suffit d'utiliser la loi des gaz parfaits dans les conditions d'étalonnage de l'appareil :

$$\dot{m} = \frac{P \times \dot{V} \times M}{R \times T} = \frac{P \times u \times \Omega \times M}{R \times T} \quad (35)$$

Avec :

P : La pression du milieu (prise à 1 atm) ;

\dot{V} : Le débit volumique soit la vitesse par la section de passage ($u \times \Omega$) (m^3/s) ;

M : La masse molaire de l'air ($29 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$) ;

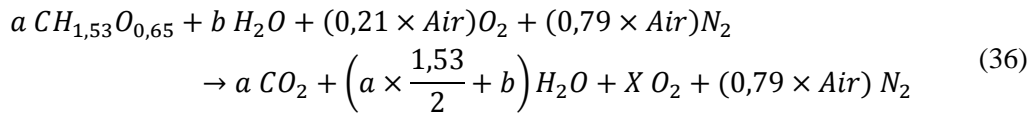
R : La constante des gaz parfait ($8,314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) ;

T : La température d'étalonnage (293.15 K).

b) Calculs de la puissance consommée

Dans la partie précédente, la puissance consommée était calculée à l'aide de la perte de masse sur la durée de l'essai, cette méthode est fiable sur de grandes périodes de mesure. Dans cette partie, deux données permettent le calcul de la puissance consommée sans avoir recours à la balance, ce qui permet de réaliser plus de test en réduisant la durée. La première est le débit d'air entrant et la seconde est la composition des fumées sèches en sortie.

En reprenant l'équation de combustion :



Le diazote ne participant pas lors de la réaction de combustion se retrouve en quantité identique en entrée et en sortie. La composition des gaz en sortie donne le pourcentage d'oxygène et de dioxyde de carbone. Donc dans les fumées sèches :

$$\%N_2 = 100 - \%O_2 - \%CO_2 \quad (37)$$

A partir de cela les calculs de a et de X deviennent simple :

$$a = \frac{\%CO_2 \times 0,79 \times \text{Air } N_2}{\%N_2} \quad (38)$$

$$X = \frac{\%O_2 \times 0,79 \times \text{Air } N_2}{\%N_2} \quad (39)$$

L'équation (38) permet d'obtenir le débit massique de bois sec, il faut ajouter l'eau contenue dans le bois pour obtenir la masse de bois humide (\dot{m}_h) :

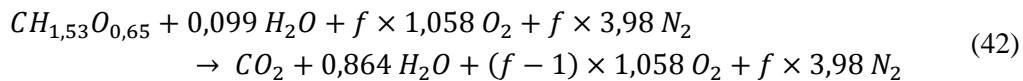
$$\dot{m}_h = a \times M_{bois} * \left(1 + \frac{H_b}{1 - H_b}\right) \quad (40)$$

Puis, il faut multiplier la masse de bois humide (\dot{m}_h) par le PCI_h pour obtenir la puissance de combustible consommée :

$$P = \dot{m}_h \times PCI_h \quad (41)$$

c) **Calculs du facteur d'air**

La combustion est sensible au facteur d'air imposé, donc au débit d'air entrant dans le système. Il doit être calculé afin de réaliser une étude sur la variation de la qualité de la combustion en fonction du facteur d'air imposé. A partir des données, la méthode de calcul du facteur d'air est la suivante. Elle nécessite la mesure du taux d'oxygène dans les fumées et la connaissance de la composition du combustible. Pour une mole de bois sec en tenant compte de l'humidité on a :



Donc le pourcentage d'oxygène dans les fumées sèches est égal à :

$$\%O_2 = \frac{(f - 1) \times 1,058}{1 + (f - 1) \times 1,058 + f \times 3,98} \quad (43)$$

Le facteur d'air s'écrit donc :

$$f = \frac{\%O_2 + (1,058 \times (1 - \%O_2))}{1,058 - \%O_2 \times 5,038} \quad (44)$$

4.1.2. Combustion haute température avec air préchauffé et air frais sans recyclage

Le but de l'opération est de reprendre la proposition en 3.2.1 pour la tester. Dès lors, l'appareil complet est monté et un circuit d'air permettant la circulation d'air chaud et d'air à température ambiante est conçu. Une méthode de mesure des débits a été mise en place car les températures atteintes ne permettent plus l'utilisation d'appareils de mesures de débits standards.

4.1.2.1. Matériels

Les éléments déjà présents précédemment ne sont pas décrits à nouveau. Le principe est de fournir une quantité d'air à la température de sortie de turbine (900°C) et de l'air à la température ambiante dans les proportions décrites en 3.2.1. Le premier objectif est de valider la méthode de calcul des débits, et le second, de déterminer la meilleure répartition de l'air entre les trois zones : primaire, secondaire et dilution.

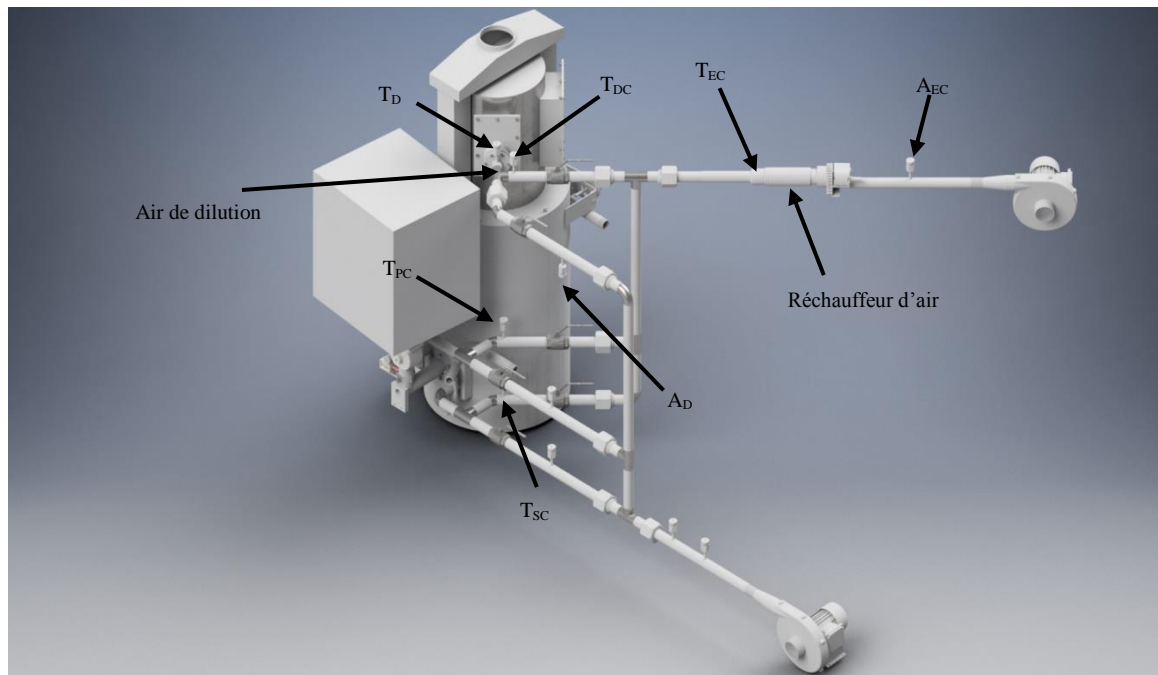


Figure 67 : Circuit d'air AGATCO pour essais avec air préchauffé plus de l'air à température ambiante.

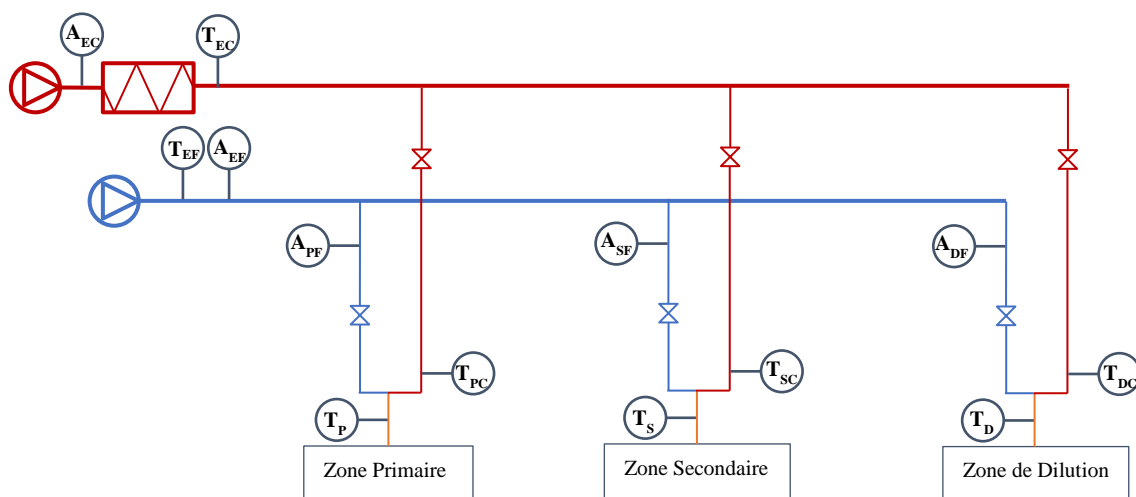


Figure 68 : Schéma de principe du circuit d'arrivée d'air de mélange entre l'air chaud et l'air à température ambiante.

Tableau 12 : Dénomination des mesures notées sur la Figure 68.

Dénomination	Fonction
A_{EF}	Mesure de la vitesse de l'air dans le circuit d'air « froid ».
A_{PF}	Mesure de la vitesse de l'air « froid » dans le circuit d'air primaire
A_{SF}	Mesure de la vitesse de l'air « froid » dans le circuit secondaire
A_{DF}	Mesure de la vitesse de l'air « froid » dans le circuit de dilution
A_{EC}	Mesure de la vitesse de l'air dans le circuit d'air chaud
T_{EF}	Mesure de la température de l'air « froid »
T_P	Mesure de la température d'air entrant dans la zone primaire
T_S	Mesure de la température de l'air entrant dans la zone secondaire
T_D	Mesure de la température de l'air entrant dans la zone de dilution
T_{EC}	Mesure de la température en sortie du réchauffeur d'air
T_{PC}	Mesure de la température d'air chaud allant dans la zone primaire
T_{SC}	Mesure de la température d'air chaud allant dans la zone secondaire
T_{DC}	Mesure de la température d'air chaud allant dans la zone de dilution

Le dispositif décrit sur la Figure 67, schématisé en Figure 68, présente le circuit d'arrivée d'air. Il est divisé en deux branches qui se rejoignent juste avant l'entrée dans l'appareil. Le circuit froid, dont une partie a été présentée en 4.1.1, possède une soufflerie qui distribue de l'air sur trois secteurs. Sur chaque secteur la vitesse de l'air est enregistrée (A_{EF} , A_{PF} , A_{SF} , A_{DF}). La température (T_{EF}) est mesurée en début de circuit, l'hypothèse étant que la température ne devrait pas être modifiée durant son parcours. Le circuit chaud possède une soufflerie qui envoie de l'air dans un chauffe-air de 11 kW permettant de monter à une température maximale de 900°C, la température de sortie du réchauffeur d'air est mesurée (T_{EC}) pour réaliser la régulation du système. L'air chaud est ensuite réparti dans les différents circuits. La température de l'air chaud est mesurée juste avant la jonction avec le circuit froid (T_{PC} , T_{SC} , T_{DC}), puis la température est mesurée à nouveau quelques centimètres après mélange des deux flux (T_P , T_S , T_D).

A l'intérieur de l'appareil, une canne en céramique possédant plusieurs canaux est installée. Sur cette canne sont montés quatre thermocouples type S. Ces points de mesures sont situés à trois hauteurs différentes dans le but de suivre la variation de la température dans la chambre de

combustion. La température est mesurée dans la zone primaire (T_{FP}), la zone secondaire (T_{FS}) et en sortie de la zone de dilution (T_{FD}), comme indiqué sur la Figure 69.

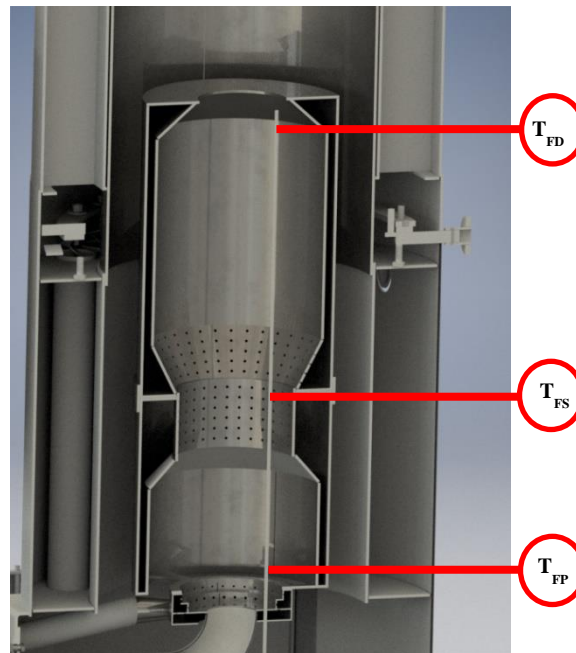


Figure 69 : Chambre de combustion AGATCO avec emplacement des capteurs de température.

a) Réchauffeur d'air et sa régulation

Le réchauffeur d'air est de type LEISTER LE 5000 HT, sa température maximale est de 900°C. Pour éviter que le réchauffeur d'air ne soit endommagé, lorsqu'il fonctionne à pleine puissance, il faut que le débit d'air soit d'au moins de 600 NL/min. Pour AGATCO le débit d'air chaud est de 15 g/s, soit 696 NL/min ce qui permet d'assurer une bonne utilisation du dispositif. L'appareil est branché sur l'automate qui gère l'ensemble des instruments mis en place.

La régulation de l'appareil se fait grâce à un module contrôleur de puissance à thyristor qui permet de gérer la charge résistive du réchauffeur d'air en continue. Une sécurité a été mise en place pour éviter tout risque d'endommagement du système, le réchauffeur d'air ne démarrant que lorsque le débit est suffisamment élevé.

b) Choix des vannes

La température atteinte dans le réseau d'air chaud est de l'ordre de 900°C, ce niveau de température pose des problèmes pour la régulation des débits d'air chaud vers les différentes zones de la combustion.

Une première solution est de mettre les vannes en amont du système de chauffage ce qui aurait impliqué l'utilisation de trois lignes indépendantes, soit de 3 réchauffeurs d'air qui auraient dû fonctionner sur des plages de températures et débits trop larges. Cette solution trop onéreuse et pas réaliste n'a pas été retenue.

La deuxième solution proposée consiste à acheter des vannes, au nombre de 3, dont la température de fonctionnement est supérieure à 900°C. La marque Cera Valve® propose une vanne fonctionnant jusqu'à une température de 950°C, le modèle KST-X-HT à environ 20 000€ l'unité. Comme dans le cas de trois réchauffeurs d'air, la solution est très coûteuse et n'a pas été retenue.

La solution retenue fût de prendre des robinets à tournant sphérique 2 pièces en inox. Ces robinets sont généralement équipés de joint en PTFE, ces joints permettent un fonctionnement jusqu'à 250°C lorsque le PTFE est chargé en graphite. Les joints ont été changés par des joints en céramique pour conserver au maximum l'étanchéité à haute température. Le choix du robinet fut guidé par le souci d'économie, sachant que cette pièce ne serait pas utile pour la conception finale globale du système.

4.1.2.2. Méthode

La principale difficulté dans la mise en place de ce système est la mesure des débits d'air une fois le mélange entre chaud et froid réalisé. Le circuit d'air a été conçu de façon à pouvoir estimer les débits en mélange, le schéma de principe est présenté en Figure 68.

Pour le calcul des débits, nous avons réalisé un bilan de masse et énergie. Nous pouvons ainsi écrire :

$$\dot{m}_m = \dot{m}_F + \dot{m}_C \quad (45)$$

$$\dot{m}_F \cdot C_{pF} \cdot T_F + \dot{m}_C \cdot C_{pC} \cdot T_C = \dot{m}_m \cdot C_{pm} \cdot T_m \quad (46)$$

Avec :

\dot{m}_m : Le débit massique après mélange (g/s) ;

\dot{m}_F : Le débit massique dans le circuit froid (g/s) ;

\dot{m}_C : Le débit massique dans le circuit chaud (g/s)

Le débit \dot{m}_F est calculé à partir de la vitesse de l'air dans le circuit froid. La température T_F est prise égale à la température de l'air ambiant. Les capacités calorifiques sont calculées en fonction des températures.

Donc après développement on obtient de (45) et (46) le débit d'air chaud :

$$\dot{m}_C = \dot{m}_F \times \frac{C_{pm} \cdot T_m - C_{pF} \cdot T_F}{C_{pC} \cdot T_C - C_{pm} \cdot T_m} \quad (47)$$

4.1.3. Combustion haute température avec recyclage des fumées

Le banc d'essais utilisé est le même que précédemment avec des modifications réalisées sur le circuit d'air et l'ajout d'une pièce supplémentaire dans l'appareil afin de forcer la recirculation des fumées.

4.1.3.1. Matériels

Sur la partie circuit d'air, Figure 70, les températures d'entrée de l'air aux différents niveaux sont mesurées avec des thermocouples de type K (T_1, T_2, T_3, T_4) et la vitesse de l'air entrant (A_1) est mesurée par le même anémomètre que précédemment.

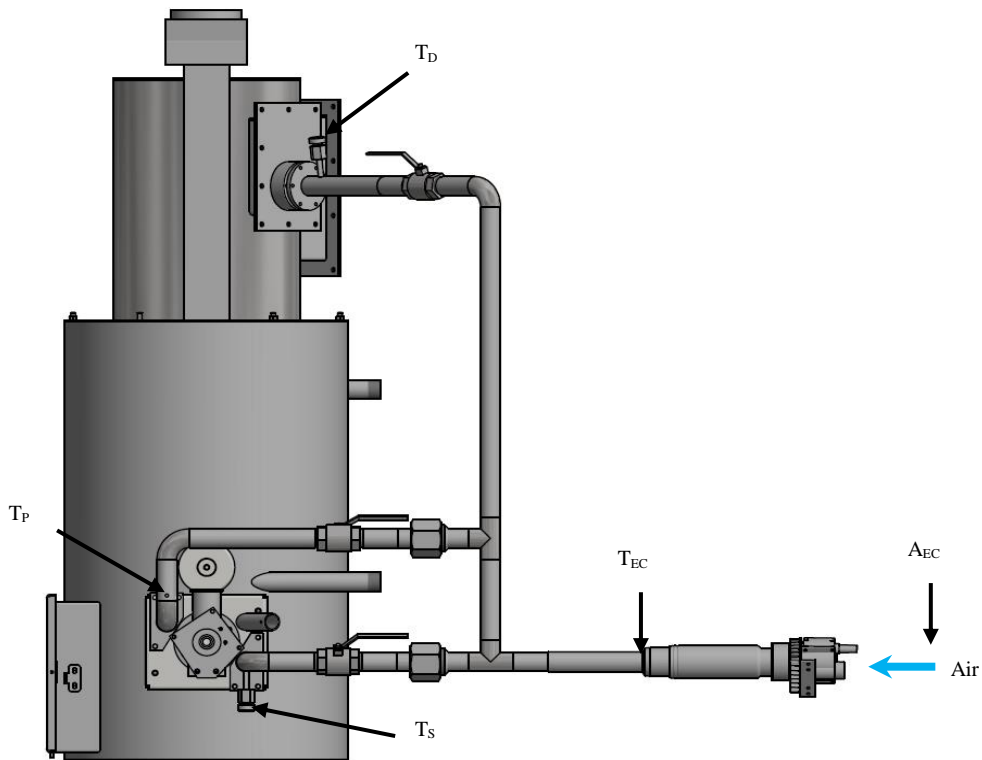


Figure 70 : Circuit d'arrivée d'air pour les essais avec recyclage.

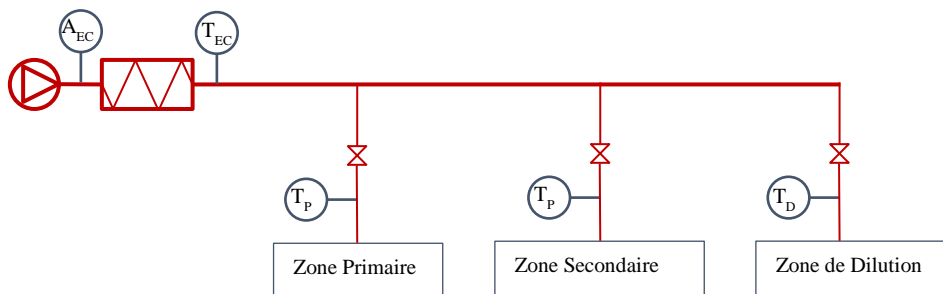


Figure 71 : Schéma simplifié de la distribution d'air pour la combustion avec recyclage.

Tableau 13 : Dénomination des mesures notées sur la Figure 71.

Dénomination	Fonction
A_{EC}	Mesure de la vitesse de l'air dans le circuit d'air chaud
T_P	Mesure de la température d'air entrant dans la zone primaire
T_S	Mesure de la température de l'air entrant dans la zone secondaire
T_D	Mesure de la température de l'air entrant dans la zone de dilution
T_{EC}	Mesure de la température en sortie du réchauffeur d'air

Dans cette partie aucune arrivée d'air à température ambiante n'est nécessaire. Le circuit d'arrivée d'air précédent est optimisé (longueurs de conduite raccourcies et réduction du nombre de raccords) afin de réduire les pertes thermiques et de charge. Tout comme dans la partie précédente, la mesure directe des débits est impossible. La méthode de calcul définie dans les équations (47) et (45) n'est pas non plus utilisable car il n'y a plus de mélange entre deux flux d'air à des températures différentes, l'évaluation de la répartition des débits entre air primaire / air secondaire / air de dilution n'a donc pas pu être réalisée. Seul le débit total entrant est mesuré.

Néanmoins, la mesure des températures de l'air à chaque point d'entrée (T_P , T_S et T_D) est représentative des débits dans la mesure où plus le débit est élevé dans la branche, plus la température d'entrée est importante (du fait des pertes thermiques).

a) **Recyclage**

Le recyclage des gaz dans la chambre de combustion est réalisé en ajoutant un cylindre métallique (partie en rouge sur la Figure 72) qui laisse un passage vers la fumisterie et un passage vers la chambre de combustion, comme indiqué sur la Figure 72.

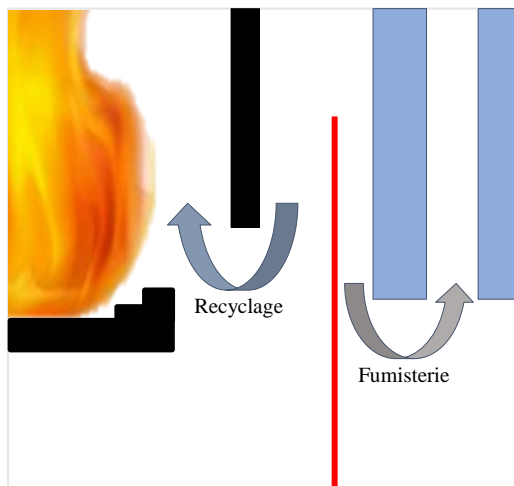


Figure 72 : Schéma de principe du recyclage.

b) Mesure du recyclage

Lors de la combustion avec recyclage, il est impossible de mesurer précisément le débit recyclé avec uniquement l'entrée et la sortie du système. Le recyclage ne peut pas être mesuré avec seulement des données en entrée et en sortie de l'appareil. Il est nécessaire de mesurer avant le recyclage le débit de gaz circulant afin de pouvoir le comparer avec le débit de gaz normalement produit lors de la combustion avec la quantité d'air injecté. Pour réaliser une estimation du débit de fumées en sortie de chambre de combustion, un tube de Pitot est utilisé. Il est installé avec une mesure de température à la sortie de la chambre de combustion. Le tube de Pitot est fabriqué à l'aide de deux tubes en inox, comme présenté dans la Figure 73.

La différence de pression mesurée est égale à la pression dynamique telle que :

$$\Delta p = \frac{1}{2} * \rho * u^2 \quad (48)$$

Avec :

Δp : La différence de pression (Pa) ;

ρ : La masse volumique de l'air à T_F (kg/m^3) ;

u : La vitesse d'écoulement (m/s).

La vitesse est donc égale à :

$$u = \sqrt{2 * \Delta p / \rho} \quad (\text{m/s}) \quad (49)$$

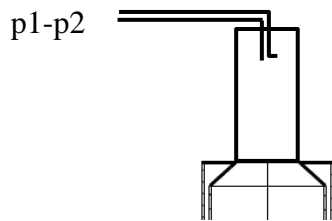


Figure 73 : Tube de Pitot installé sur la partie haute de la chambre de combustion.

Le tube de Pitot a été préalablement testé, l'essai a été réalisé pour une température allant de la température ambiante à 400°C et un débit d'entrée variant de 14,5 à 18 m/s. Les résultats obtenus ont été reportés sur la Figure 74. Le débit d'entrée étant le débit réel injecté et débit Pitot est le débit mesuré.

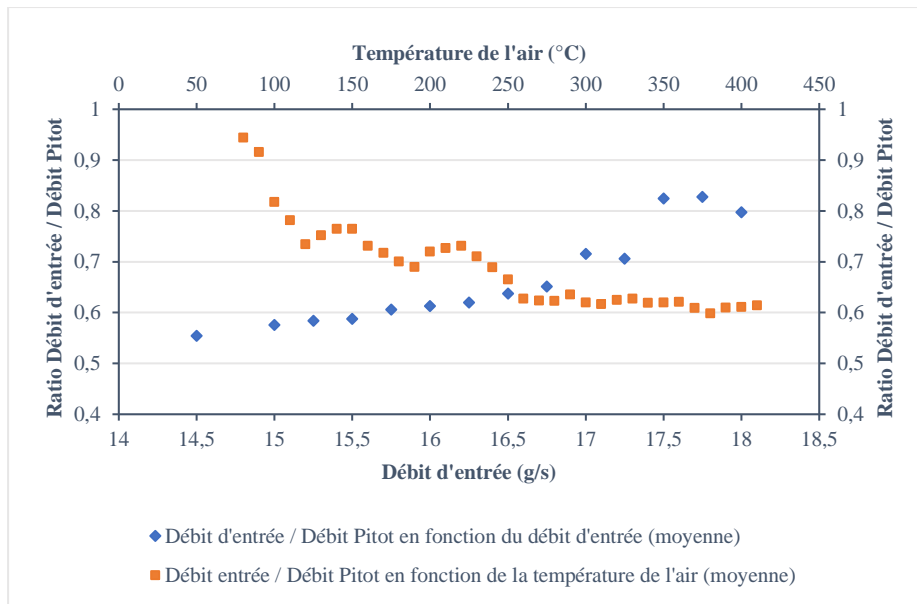


Figure 74 : Variation du rapport Débit d'entrée / Débit Pitot en fonction du débit d'entrée et de la température de l'air.

Les mesures réalisées avec le tube de Pitot sont plus précises lorsque la température de travail est faible et lorsque le débit est important. La variation du ratio débit d'entrée / débit Pitot se stabilise aux alentours de 0,61 lorsque la température augmente. Pour réaliser l'estimation du débit recyclé, il a été décidé de prendre un facteur correctif moyen basé sur une sélection de résultats présentés dans le Tableau 14.

$$\dot{m}_{Pitot} * 0,64 = \dot{m}_{Pitot\ corrigé} \quad (50)$$

Tableau 14 : Résultats du test du tube de Pitot.

$T_{entrée\ tube}$ (°C)	Débit entrée (g/s)	Différence de Pression mesurée (Pa)	Débit Pitot (g/s)	Débit entrée/Débit Pitot	Débit corrigé avec facteur correctif (m/s)	Erreur relative
184,56	17,26	2,29	24,87	0,70	15,99	7%
271,93	16,24	3,01	26,15	0,62	16,81	4%
399,18	15,79	3,65	25,95	0,61	16,68	6%

4.2. Résultats et discussions

Les résultats obtenus pour ces trois séries d'expérience sont présentés.

4.2.1. Combustion sans air préchauffé

Les résultats présentés sont le regroupement d'une dizaine d'essais de plusieurs heures chacun. Les deux grandeurs visées sont la température en sortie de la chambre de combustion et la teneur en CO dans les fumées présentées en fonction d'une part du facteur d'air et d'autre part de la répartition air primaire/air secondaire (pour différents facteurs d'air).

Le graphique utilisé pour présenter les résultats est du type boîte à moustaches avec l'ajout de la courbe de suivi de la moyenne.

La boîte à moustache permet d'observer la répartition d'un caractère dans un groupe, et de pouvoir le comparer aux autres groupes. Elle est surtout très utile lorsque le nombre de données est très important et avec une répartition en nombre non uniforme entre les groupes. Le niveau inférieur de la boîte correspond au 1^{er} quartile, soit 25% des effectifs, le 2^{ème} quartile ou médiane est le trait horizontal à l'intérieur de la boîte (50% des effectifs) et enfin le trait supérieur représente le 3^{ème} quartile soit 75% des effectifs. Les moustaches inférieure et supérieure représentent les valeurs adjacentes, calculées à partir de l'écart interquartile [129]:

L'extrémité de la moustache inférieure est la valeur minimale dans les données qui est supérieure à la valeur frontière basse :

$$\text{Frontière basse} = Q_1 - 1,5 \times (Q_3 - Q_1) \quad (51)$$

L'extrémité de la moustache supérieure est la valeur maximale dans les données qui est inférieure à la valeur frontière haute :

$$\text{Frontière haute} = Q_3 + 1,5 \times (Q_3 - Q_1) \quad (52)$$

Les valeurs à l'extérieur sont considérées comme atypiques, elles ne sont pas affichées dans les graphiques présentant les résultats.

4.2.1.1. Résultats

a) En fonction du facteur d'air total

La Figure 75 présente la variation de la température de flamme mesurée en fonction du facteur d'air total. Les résultats montrent une décroissance de la température lorsque le facteur d'air augmente. Cette diminution semble régulière et être une fonction linéaire du facteur d'air, ce qui est cohérent avec la théorie.

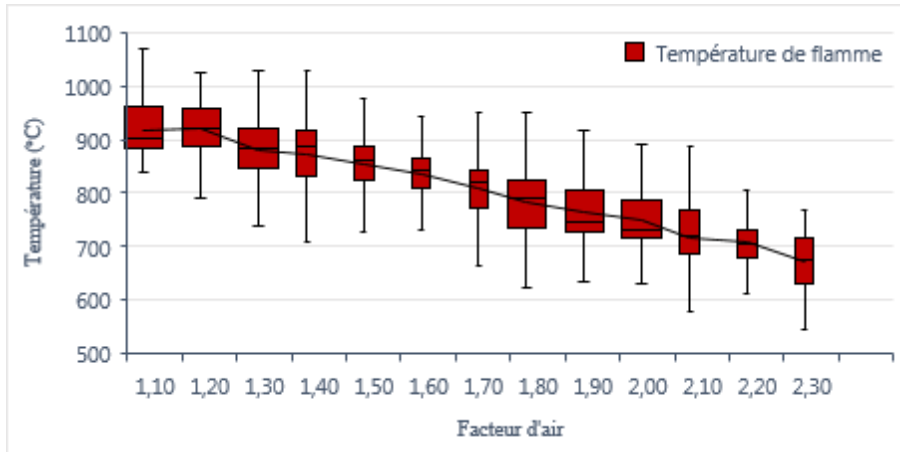


Figure 75 : Variation de la température de flamme en fonction du facteur d'air total.

La Figure 76 présente le rapport entre cette température de flamme mesurée et la température théorique de flamme prenant en compte le facteur d'air. Le rapport entre les deux températures est croissant en fonction du facteur d'air.

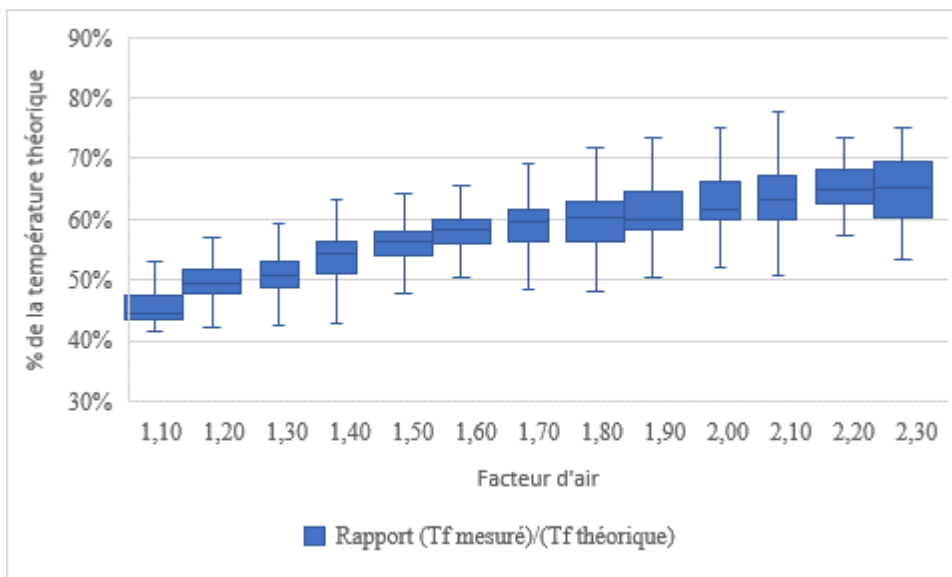


Figure 76 : Variation du rapport entre la température de flamme et la température théorique de flamme en fonction du facteur d'air.

La Figure 77 présente la teneur en monoxyde de carbone corrigé à 10% d'oxygène dans les fumées en fonction du facteur d'air.

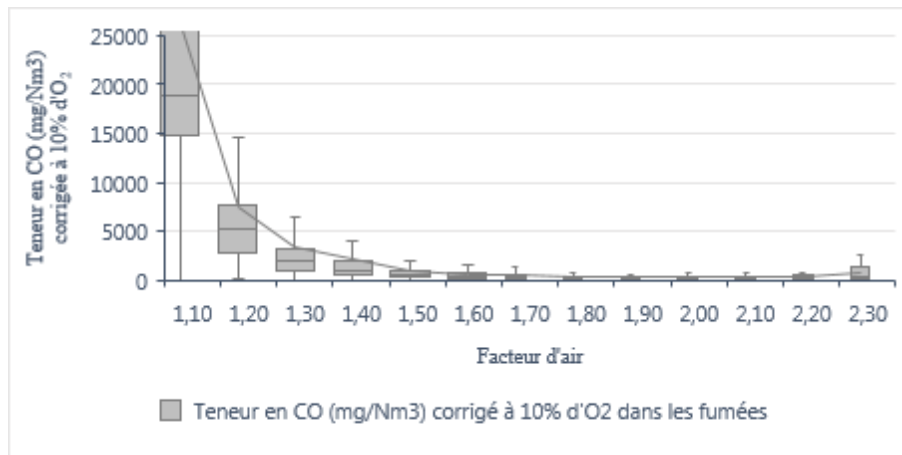


Figure 77 : Variation de la teneur en CO, corrigé à 10% d'O2 dans les fumées, en fonction du facteur d'air.

Le résultat montre une très forte concentration en CO proche de la stœchiométrie, puis une diminution très rapide avec l'augmentation du facteur d'air. Après être passé par un minimum à un facteur d'air de 2, la teneur en CO augmente de nouveau légèrement. Ces résultats sont en totale cohérence avec les données de littérature [74, 75, 80] et avec la Figure 19.

Ces résultats montrent qu'un facteur d'air total optimum de 1,5 à 1,6 est cohérent pour avoir un niveau de température élevé et des émissions de CO faibles. On note également des émissions de CO faibles, proches de celles obtenues pour les tests sur la chaudière ARMOR.

b) En fonction de la répartition d'air

Les résultats sont présentés ici selon le facteur d'air total et selon la répartition de l'air. Cette répartition est indiquée par le pourcentage d'air primaire par rapport au débit d'air requis pour une combustion à la stœchiométrie.

La Figure 78 montre la variation de la température moyenne de flamme en fonction de la répartition d'air. La température de flamme est la valeur moyenne des mesures réalisées dans les conditions de facteur d'air et de répartition de débit souhaité (Données en Annexe 1). Globalement les résultats montrent que pour chaque facteur d'air, il y a une température de flamme maximale correspondant à une répartition d'air donnée. Ce maximum se décale en fonction du facteur d'air vers une augmentation de la quantité d'air primaire entrante pour être atteint.

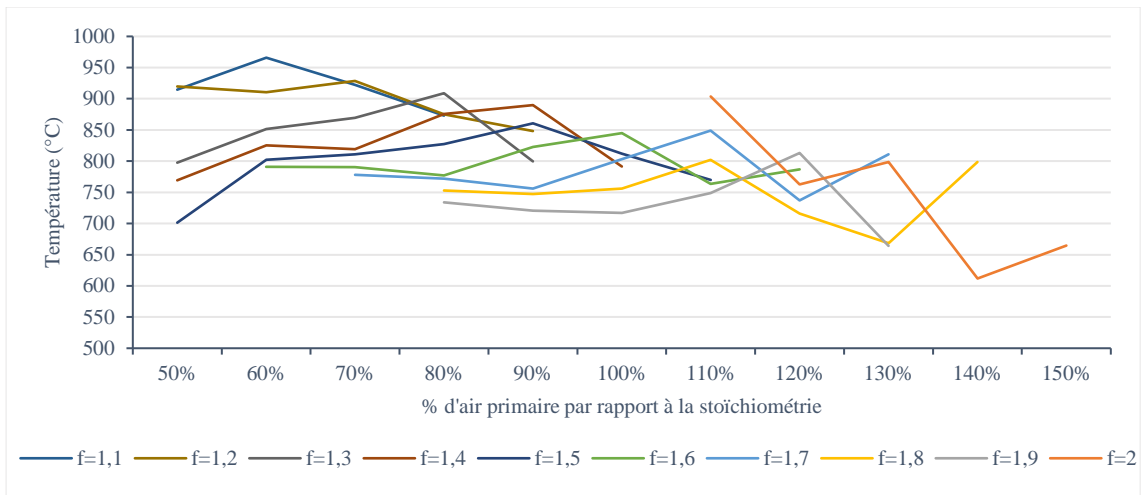


Figure 78 : Variation de la température de flamme (moyenne) en fonction du pourcentage d'air primaire vis-à-vis de la stœchiométrie pour différents facteurs d'air.

Cette figure peut être exprimée différemment en faisant apparaître cette fois, sur la Figure 79 l'évolution du rapport des débits air primaire et air secondaire permettant d'atteindre la température de flamme maximale en fonction du facteur d'air total.

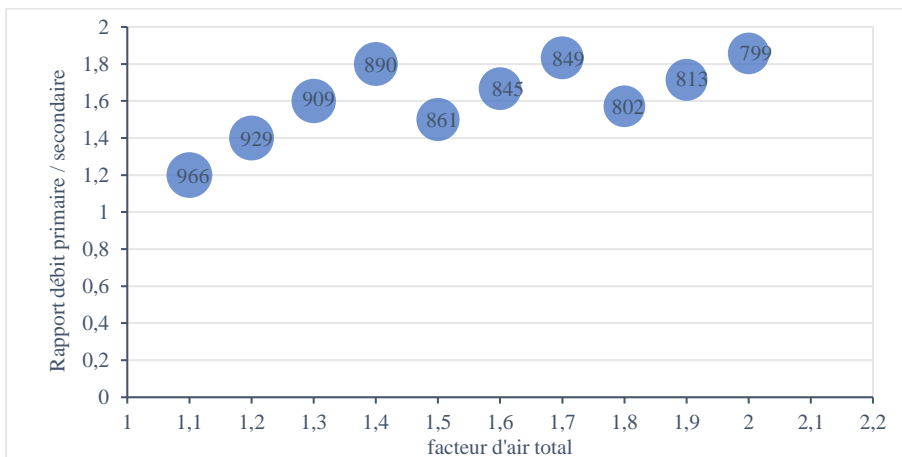


Figure 79 : Variation du rapport des débits d'air primaire/secondaire permettant d'atteindre la température de flamme maximale en fonction du facteur d'air total.

Il apparait alors que le rapport de débit d'air primaire sur air secondaire idéal au regard de la température atteinte croit de 1,2 à 1,8 pour un facteur variant d'air de 1,1 à 1,4. Pour des facteurs d'air supérieur, le rapport idéale reste compris entre 1,5 et 1,85.

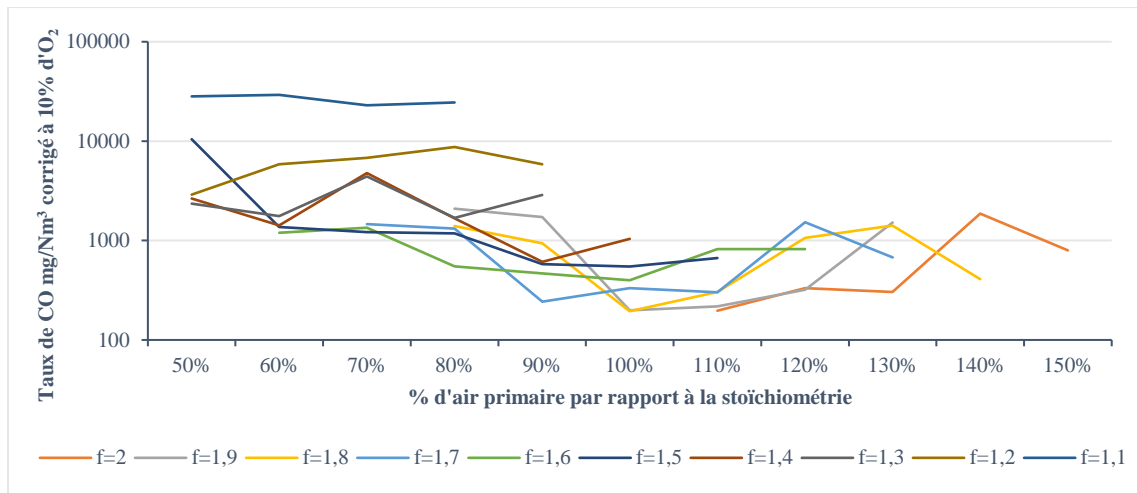


Figure 80 : Variation de la teneur en CO (moyenne) en fonction du pourcentage d'air primaire vis-à-vis de la stœchiométrie pour différents facteurs d'air.

Les résultats de la variation de la teneur en monoxyde de carbone corrigée à 10% d'oxygène dans les fumées sont présentés dans la Figure 80. Une échelle logarithmique de base 10 est utilisée pour l'axe des ordonnées au vu du grand écart entre les valeurs extrêmes, et ainsi avoir une meilleure visibilité des résultats situés entre 100 et 1000 mg CO/Nm³. Les valeurs proposées sont les valeurs moyennes de teneur en CO en fonction des paramètres désirés (données en Annexe 2).

4.2.1.2. Interprétations et conclusions

Le démarrage de la chaudière se faisant à froid, il est utile de chercher à optimiser la combustion pour obtenir un compromis entre une température élevée et une production raisonnable de CO.

Les résultats sur la température de flamme ont montré, de façon attendue, qu'il y a une diminution de la température lorsque le facteur d'air augmente. Comparée aux températures de flamme théorique, la température mesurée en sortie de chambre de combustion conserve plus d'énergie lorsque le facteur d'air augmente. Cette augmentation montre une meilleure combustion lorsque la quantité d'air injecté augmente. La température montre une dépendance importante vis-à-vis du rapport débit primaire / secondaire pour un facteur d'air donné. Ce rapport n'est pas fixe, il évolue avec le facteur d'air, son augmentation indique que l'air secondaire en quantité n'est pas bénéfique pour la combustion dans nos conditions. Ces éléments sont dépendants du design de l'appareil.

Les résultats relatifs à la production de CO montrent que pour un faible facteur d'air et une quantité d'air primaire injectée faible (<70%) la teneur en CO est supérieure à 1000 mg/Nm³. La teneur minimale est obtenue pour un facteur d'air primaire voisin de 1 et un facteur d'air total compris entre 1,6 à 2. Selon le graphique (figure 18 du chapitre 1), la qualité de la combustion de ce dispositif après modifications se situe entre celle d'un poêle à bois et celle d'une chaudière automatique. Ces résultats sont cohérents dans la mesure où cet appareil de chauffage après modifications n'a connu aucune phase d'optimisation et atteint donc une qualité légèrement inférieure à celles des appareils équivalents sur le marché.

Tableau 15 : Comparaison des résultats entre la chaudière ARMOR et la chaudière AGATCO en fonctionnement sans production d'électricité.

	<i>Facteur d'air</i>	<i>Répartition de l'air</i>	<i>Teneur en CO (mg/Nm³)</i>	<i>Température de flamme</i>
<i>Chaudière ARMOR</i>	1,7	Non mesurée	190	730°C
<i>Chaudière AGATCO fonctionnement sans production d'électricité</i>	1,7	2/3 d'air Primaire 1/3 d'air secondaire	300	850°C

Le Tableau 15 présente les différences entre la chaudière ARMOR et la Chaudière AGATCO en fonctionnement sans production électrique et sans la partie dilution, dans les conditions optimisées de combustion pour le même débit de bois consommé. Les modifications apportées à la chaudière, nouveau brûleur et la partie basse de la chambre de combustion, permettent avec un bon réglage de la répartition de l'air d'atteindre une température largement plus élevée que sa parente (+120°C). La teneur en CO augmente aussi mais reste dans la gamme fixée par la norme NF EN 303-5 pour la classe 5 (< 500 mg CO/Nm³).

4.2.2. Combustion haute température avec air préchauffé et air frais sans recyclage

4.2.2.1. Résultats et interprétation

En premier lieu, il convient de vérifier que la méthode de détermination des débits présentée en partie 4.1.2.2. est satisfaisante. La Figure 81 représente les débits d'air calculés en entrée des différentes zones de combustion. Les débits sont calculés en suivant la méthode décrite précédemment, le débit total est la somme des débits aux entrées mesurés par un anémomètre à fil chaud, le débit total calculé est la somme des débits calculés après mélange du circuit chaud et circuit froid.

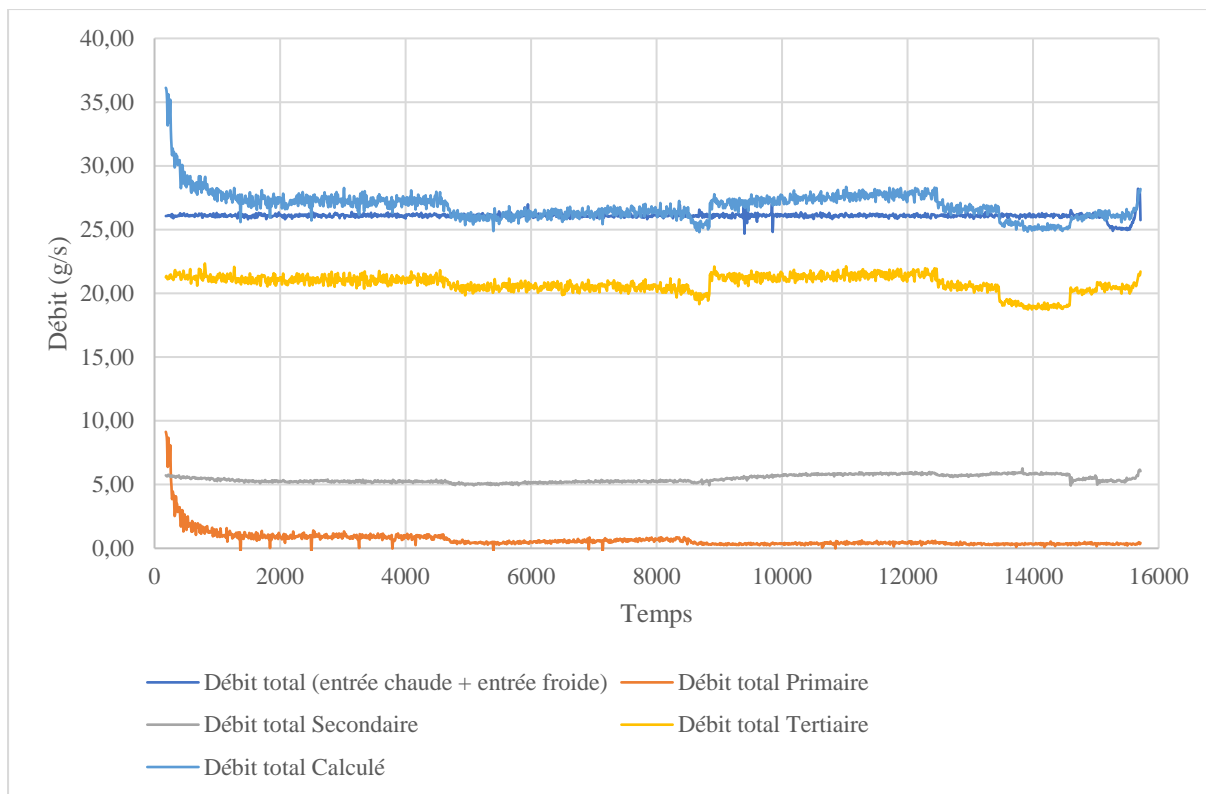


Figure 81 : Variation des débits calculés aux entrées.

Les résultats montrent que la méthode employée permet d'obtenir une estimation des débits cohérente. La grosse variation mesurée en début de test provient de la très faible variation de température entre la mesure de température du circuit primaire chaud et la mesure de température en mélange de l'air du circuit primaire. Le très faible débit d'air primaire froid injecté est responsable de cette très faible variation. La conséquence sur le calcul de l'équation (47) est que le dénominateur devient très petit face au numérateur et donc le débit calculé devient très grand.

Le deuxième graphique présenté, Figure 82, indique les températures mesurées sur le circuit chaud (T PC : température primaire chaud ; T SC : température secondaire chaud ; T DC : Température de dilution ou tertiaire chaud) et les températures de mélange (T P : température de mélange primaire ; T S température de mélange secondaire ; T D ; température de mélange de dilution ou tertiaire) en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.

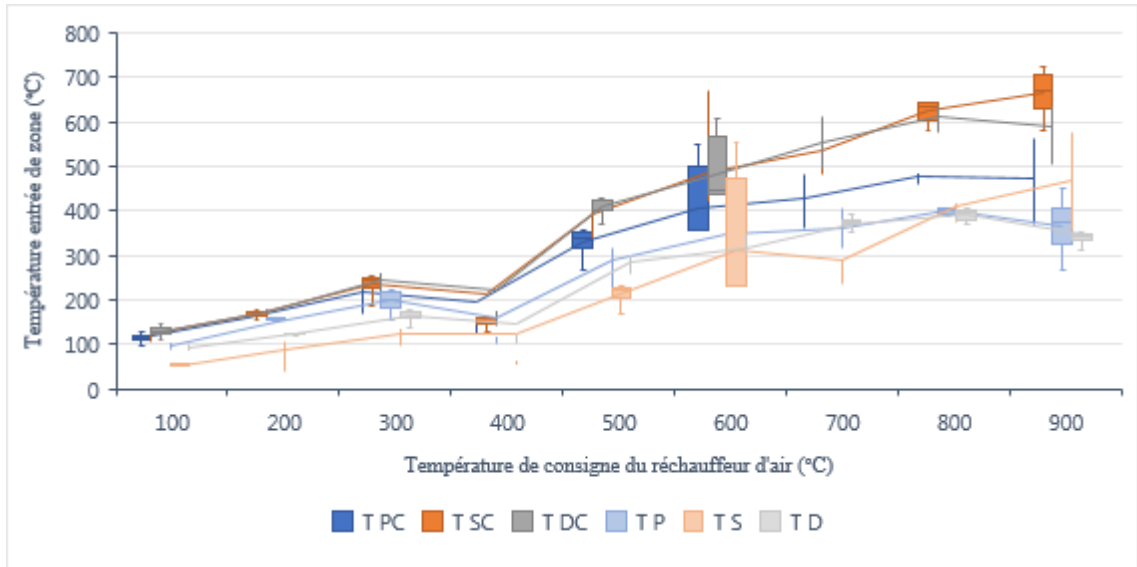


Figure 82 : Variation des températures sur le circuit chaud (T PC ; T SC ; T DC) et d'entrées dans les différentes zones de la chambre de combustion (T P ; T S ; T D) en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.

La température mesurée sur le circuit chaud, avant mélange avec le circuit froid, est inférieure à la température de sortie du réchauffeur d'air du fait des pertes thermiques entre le réchauffeur et le point de mesure. La mesure des températures sur les circuits d'alimentation en air avant et après dilution (i.e. Figure 82) révèle de fortes pertes thermiques sur le circuit chaud malgré l'isolation mise en place. Il en résulte que les températures des circuits chauds en dilution sont toujours très inférieures à la température souhaitée. Les objectifs de température en entrée des différentes zones (après dilution) n'ont pas pu être atteints, surtout sur le circuit d'air de dilution qui présente la plus grande longueur, donc le plus de pertes thermiques. Ces pertes empêchent ainsi d'atteindre la température de consigne, et donc les températures souhaitées pour confirmer la théorie proposée et obtenir une température de foyer de 1200°C. Ce point est clairement visible sur la figure 76 où la température dans les zones de combustion n'évolue pas avec le préchauffage.

Le graphique de la Figure 83 présente la variation de la température dans les zones de combustion en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air. Dans la zone primaire, la température est la plus élevée, proche de 1000°C.

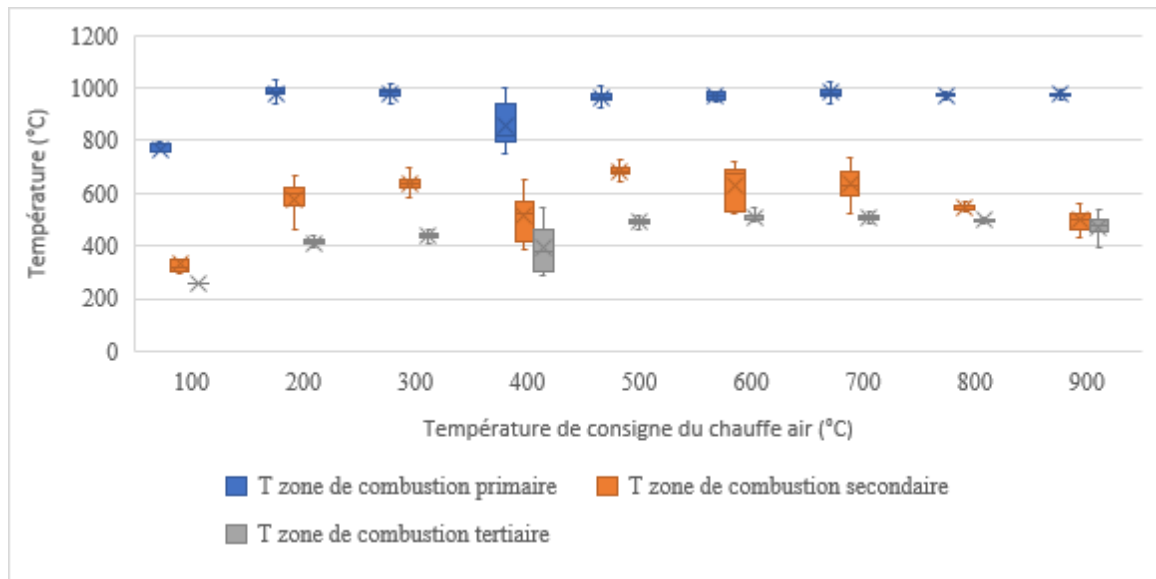


Figure 83 : Variation de la température dans chaque zone de combustion (primaire, secondaire et dilution) en fonction de la température d'entrée de l'air dans chaque zone.

La zone primaire est très chaude, c'est le lieu où se produit l'oxydation des gaz de pyrolyse. Pourtant c'est dans la zone secondaire que la température aurait dû être maximale (de l'ordre de 1500°C) car les gaz imbrûlés de la zone primaire s'oxydent en présence de l'oxygène issue de l'air secondaire. Dans la zone de dilution, la température aurait dû redescendre au niveau souhaité de 1200°C. Dans notre cas, la température de la zone secondaire est inférieure à celle de la zone primaire, de ce fait la température de la zone de dilution est encore plus faible et très largement inférieure aux objectifs. Cela montre qu'il y a un dysfonctionnement dans le déroulement de la combustion.

Le dernier graphique, Figure 84, montre la variation de la teneur en CO en fonction de la température de consigne.

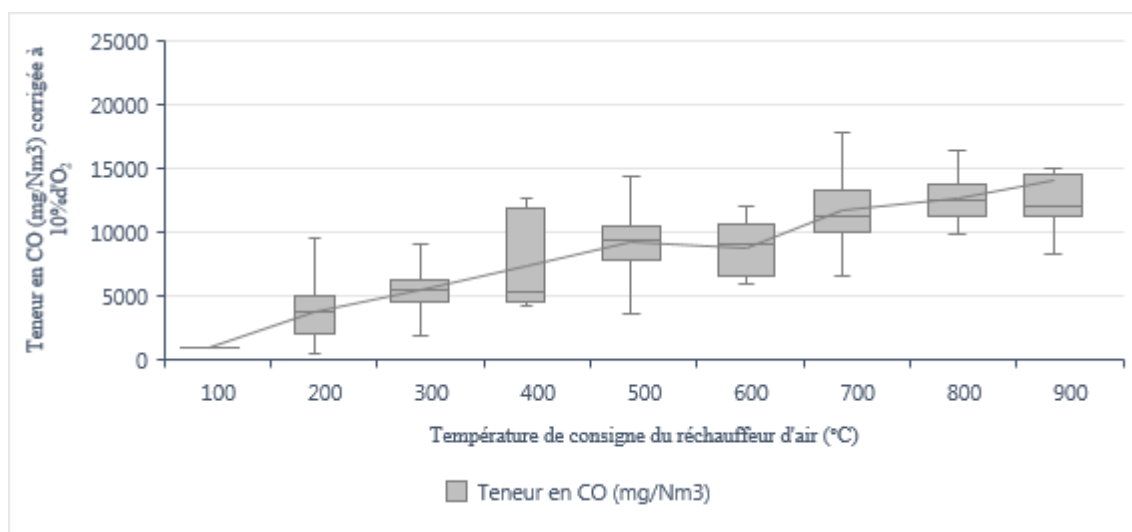


Figure 84 : Variation de la teneur en CO en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.

La variation du taux de CO n'est pas cohérente, normalement avec l'augmentation de la température d'entrée de l'air celui-ci devrait diminuer. Cela est donc forcément dû à un dysfonctionnement au sein de notre ensemble brûleur chambre de combustion. Pour mieux comprendre, nous avons observé le comportement du foyer lors d'un fonctionnement via le système d'évacuation des cendres (cf. Figure 85).



Figure 85 : Photo du brûleur lors d'un essai de combustion haute température sans recyclage.

Des flammes sortent de la chambre de combustion autour du brûleur. Cela prouve que pour un jeu de pressions, une partie des fumées ne traverse pas la chambre de combustion et passe directement vers l'extérieur.

4.2.2.2. Conclusions

Les résultats des expérimentations réalisées pour la combustion haute température avec air préchauffé et air frais sans recyclage n'ont pas permis d'atteindre la température souhaitée mais ont mis en lumière certains dysfonctionnements.

La mesure des débits d'entrées par bilan avec mesure des températures de mélange n'a pas empêché de réaliser l'optimisation du fonctionnement de l'appareil mais simplement de déterminer précisément les valeurs des débits.

La répartition des températures dans la chambre de combustion, présentée en Figure 83, montre que le phénomène ne permet pas aux fumées de progresser jusqu'à la sortie de la chambre de combustion, la température est élevée en primaire et elle se dégrade en allant vers la zone de dilution. Ce dysfonctionnement est accentué avec l'augmentation de la température de consigne du réchauffeur d'air comme le montre l'augmentation du taux de CO dans les fumées sur la Figure 84 ce qui ne semble pas logique non plus.

Les données sur la combustion (taux de CO, températures et observations) ont montré que la combustion ne se déroule pas comme on l'aurait souhaité. La Figure 86 schématise le circuit des fumées dans l'appareil, le circuit souhaité est représenté en gris, et le dysfonctionnement remarqué en orange. Le schéma permet de voir immédiatement que les fumées qui utilisent le trajet orange auront un temps de séjour plus court donc la combustion sera dégradée.

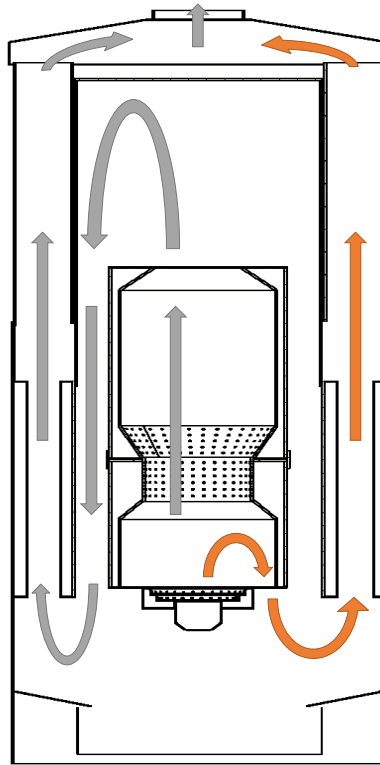


Figure 86 : Schématisation du circuit souhaité des fumées (gris) et du dysfonctionnement (orange).

Ainsi, il est possible de dire qu'il y a un élément gênant le bon déroulement de la combustion. Dans le cas de la combustion sans apport d'air chaud et dans des conditions idéales, traité en partie 4.1.1, ce phénomène n'avait pas lieu. Les modifications réalisées entre les deux essais sont les suivantes : augmentation de l'apport d'air et de la température d'entrée de l'air. Ces deux paramètres favorisent l'augmentation des pertes de charge dans la chambre de combustion, et de ce fait le refoulement.

Ces pertes de charge sont aussi augmentées par le goulot de la zone secondaire induit par un apport d'air secondaire selon la direction horizontale et dans l'axe radial qui se comporte comme une sorte de rideau empêchant le passage des gaz issus de la zone primaire. Le second rétrécissement au niveau de l'éjection de l'air de dilution crée certainement aussi des pertes de charge supplémentaires.

L'ensemble de ces données montre que des modifications doivent être menées sur la chambre de combustion afin de limiter les pertes de charge lors du fonctionnement avec de l'air chaud. Différentes propositions de modifications sont formulées à ce stade de l'étude :

- Augmentation du diamètre de passage au niveau de la zone secondaire ;
- Orientation des ouvertures permettant le passage de l'air secondaire dans le sens de l'écoulement et dans une direction tangentielle au cylindre de passage ;
- Augmentation du diamètre des orifices du passage de l'air pour réduire les vitesses ;
- Cloisonnement du bas de la chambre de combustion pour forcer la circulation de la flamme dans la chambre de combustion.

4.2.3. Combustion haute température avec recyclage des fumées

Les essais concernant le recyclage des fumées chaudes ont été réalisés après modification du circuit d'injection d'air et l'installation du cylindre pour le recyclage (Figure 72). La canne de mesure des températures dans la chambre de combustion s'est brisée lors d'un démontage, elle n'a pas été remplacée, la seule température mesurée sera donc celle mise en place avec le tube de Pitot (Figure 73), située à la sortie de la chambre de combustion.

Lors de la phase d'allumage, il y a d'abord une production de gaz combustible puis lorsque la température d'inflammation est atteinte alors ces gaz s'enflamment. Le premier lancement de la chaudière en mode recyclage, sans changer la procédure de démarrage des essais précédents, a entraîné une combustion par à-coups. Ce phénomène a lieu car il y a accumulation de gaz combustibles dans la chambre de combustion, donc une augmentation de leur concentration avant que la condition de température ne soit atteinte. Ainsi, lorsque la combustion des gaz a lieu, il se produit une forte augmentation de pression, l'air et les gaz sont alors chassés de la chaudière. L'étape initiale de l'allumage reprend et le phénomène se répète créant ainsi des à-coups. Cette accumulation de gaz met en évidence l'existence d'un recyclage.

Deux séries d'essais ont été réalisés, la première sans modification de la chambre de combustion et la deuxième après une modification.

4.2.3.1. Résultats et interprétation

a) Premiers essais

La Figure 87 présente les résultats de la variation de la température en sortie de chambre de combustion en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air. La température de sortie s'élève avec l'augmentation de la température de consigne. L'ensemble des essais ont été réalisés avec un débit global d'entrée de 15g/s.

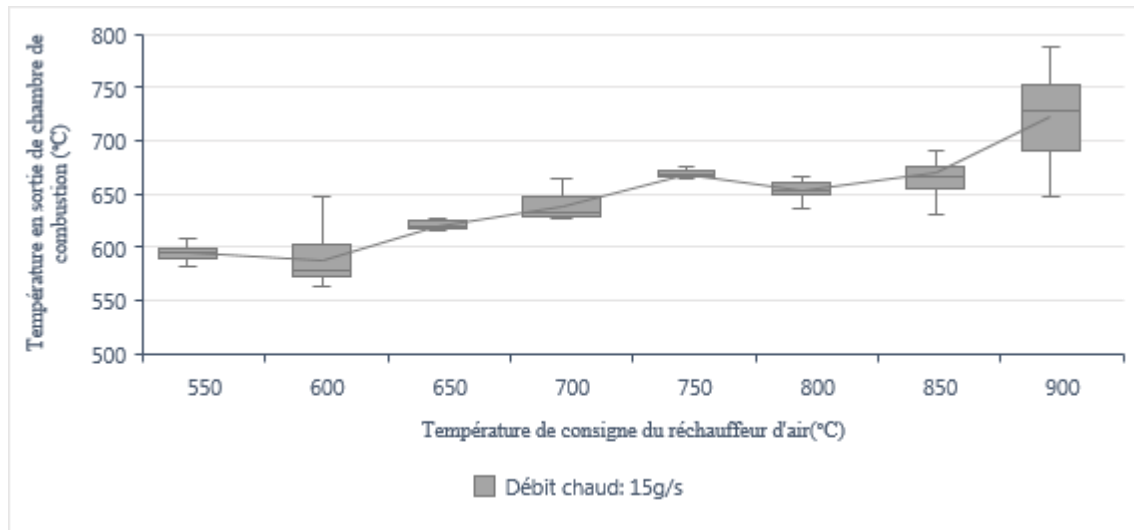


Figure 87 : Variation de la température en sortie de chambre de combustion en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.

La température dans les circuits apportant l'air dans les différentes zones de la chambre de combustion est inférieure à la température de consigne, comme montré dans la Figure 88, ce qui est dû aux pertes thermiques dans les conduites.

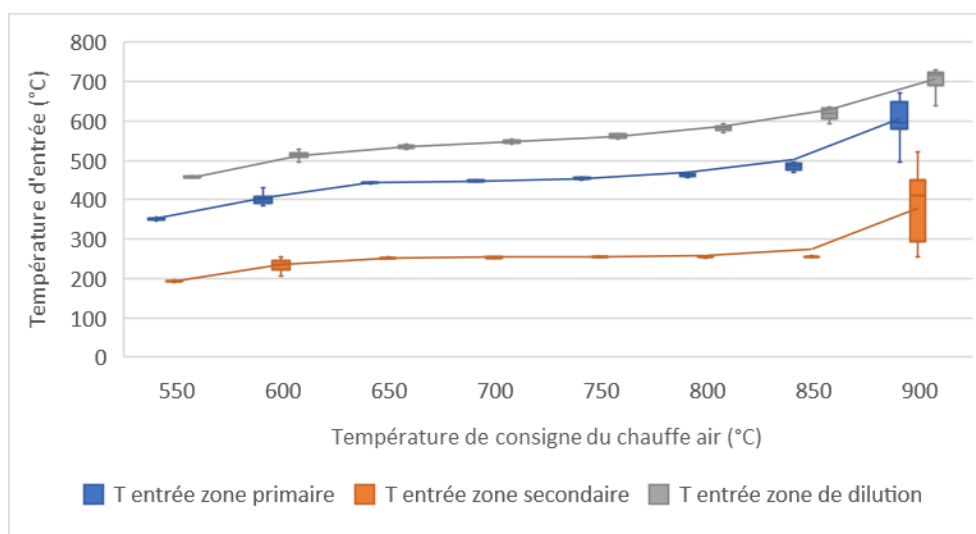


Figure 88 : Variation de la température d'entrée dans les différentes zones de combustion en fonction de la température de consigne du réchauffeur d'air.

La température mesurée en sortie de la chambre de combustion est très éloignée de l'objectif, 720°C en moyenne au lieu de 1200°C. La température augmente logiquement avec l'élévation de la température de consigne du chauffage de l'air, mais les pertes thermiques dans les circuits d'arrivées d'air ne permettent pas d'atteindre 900°C aux entrées de la chambre de combustion. Il n'est donc pas possible d'atteindre l'objectif fixé, car il est conditionné par la température d'entrée. Les débits d'entrées dans les différentes zones ne sont pas connus, du fait de l'impossibilité de les mesurer dans les conditions de réalisation du circuit. Donc, il n'est pas possible de calculer une température moyenne et d'extrapoler nos résultats afin de se positionner pour une température d'entrée de 900°C.

Pour la suite, nous nous intéressons uniquement aux résultats ayant été collectés pour une température de consigne de 900°C qui reste néanmoins inférieure à celle qui sera obtenue avec le système complet.

Afin d'optimiser le fonctionnement de la chaudière en mode recyclage, nous faisons varier les rapports entre les débits d'air primaire/ secondaire / tertiaire. Ces débits ne pouvant être mesurés, nous avons choisi de faire apparaître sur les graphiques les températures d'entrée de l'air dans les différentes zones de combustion (T P : température primaire ; T S : température secondaire ; T D : température de dilution ou tertiaire). En effet, pour une température de consigne fixe du réchauffeur d'air, la température d'entrée dans chaque section est dépendante du débit : plus le débit est important, plus la température l'est (phénomène lié aux pertes thermiques). La Figure 89 présente les températures d'air en entrée de la chambre de combustion et la température mesurée en sortie de la chambre en fonction du débit mesuré par le tube de Pitot.

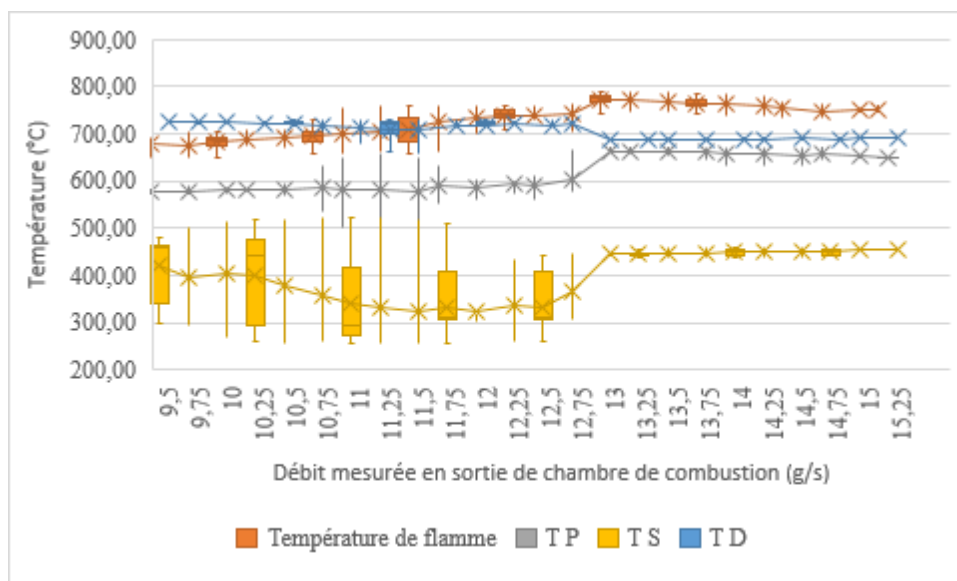


Figure 89 : Variation de la température de sortie de chambre de combustion et variation des températures d'entrée de l'air dans la chambre en fonction du débit mesuré par la sonde de Pitot.

Les débits d'entrée ne sont pas connus, mais la variation de température d'entrée donc les débits influent sur le débit de sortie de fumée de la chambre de combustion. Pour des débits faibles, de petites variations entraînent des changements rapides de température, et inversement pour les débits importants. Notons que le trajet le plus long pour l'air est celui de la distribution de la zone de

dilution et le plus court celui de la zone secondaire. Donc, durant les expérimentations sans modification de la chambre de combustion, le débit d'air pour la zone de dilution est très important (température importante, et maximum de perte car trajet important) et le débit en secondaire très faible (la plus faible température couplée au minimum de pertes car trajet court).

La Figure 89 nous renseigne sur l'impact de la variation des températures d'entrées de l'air sur la vitesse de sortie des fumées de la chambre de combustion. Dans un premier temps, l'augmentation de la vitesse semble liée à la diminution de la température de l'air entrant dans la zone secondaire. Les valeurs de températures de l'air en secondaire sont très dispersées, contrairement aux deux autres températures d'entrée. Cela suggère que la température d'entrée d'air en secondaire n'est pas le facteur déterminant l'augmentation du débit des fumées. La température primaire est stable jusqu'à 11,5g/s de débit de fumée, alors que la température de dilution est légèrement décroissante. Dès cet instant, il est possible de dire que le débit d'air de dilution a un impact important sur la circulation des fumées.

Durant le passage de 11,5 à 12,5 g/s la température en primaire augmente légèrement (580°C à 600°C), pendant que les températures en secondaire et en tertiaire sont plutôt constantes. Donc le débit d'air primaire a lui aussi un impact important sur la circulation des fumées.

Le passage d'une vitesse de 12,5 à 13g/s est permis grâce à l'association de l'augmentation de la température en primaire et la diminution de la température de dilution. Ensuite, les petites variations sur chacune des entrées permettent d'augmenter le débit jusqu'à 15,25 g/s.

La température en sortie de la chambre de combustion augmente avec l'augmentation du débit mesuré par le Pitot, ce résultat est parfaitement logique. Il montre que lorsque les fumées traversent la chambre de combustion alors la température en sortie est plus importante et la combustion est de meilleure qualité. Ce résultat est corroboré avec la mesure du taux de CO dans les fumées en entrée de la fumisterie, cf. Figure 90. Le taux de CO diminue largement avec l'augmentation de débit de fumées en sortie de chambre de combustion.

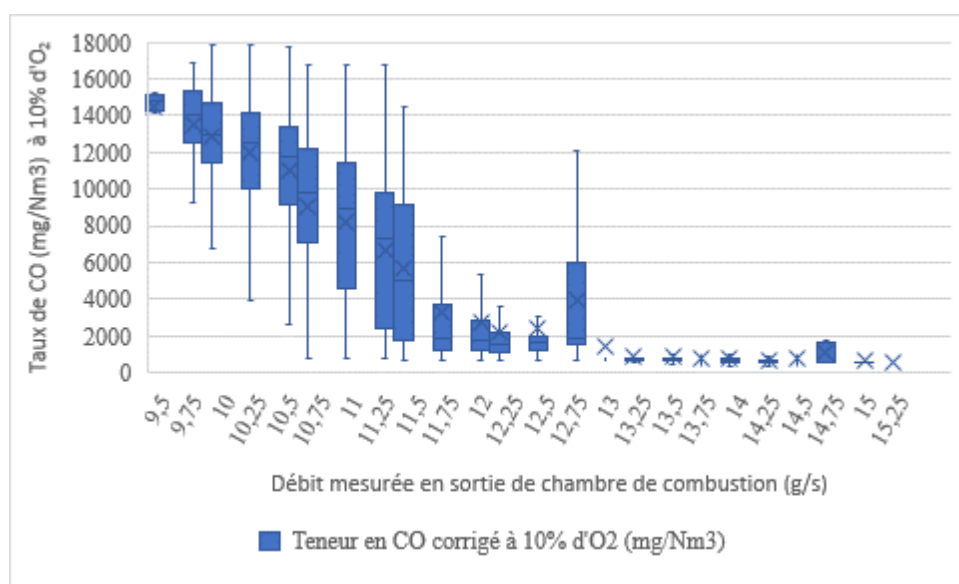


Figure 90 : Variation du taux de CO en fonction du débit mesuré en sortie de chambre de combustion.

Malgré les difficultés de mesures des débits, ces observations peuvent être interprétées par le fait que l'augmentation du débit d'air de dilution augmente notablement la pression dans la chambre et bloque la progression de la flamme dans la chambre de combustion. Il en découle un refoulement des gaz produits au niveau du pot de combustion directement vers l'échangeur conduisant ainsi à une forte limitation du temps de séjour qui explique la faible température obtenue en sortie de la chambre de combustion, le faible débit en sortie de la chambre de combustion et la forte teneur en CO.

Dans un second temps, c'est le débit de dilution qui est limité conduisant à une augmentation des débits primaires et secondaires. L'effet est alors immédiat. Il y a une augmentation de la vitesse de sortie, une augmentation de la température de sortie et un faible taux de CO stable. Cette diminution de débit n'est pas visible de façon remarquable sur les courbes de variation de température de la Figure 89. La diminution de débit est donc faible vis-à-vis du débit circulant dans la conduite amenant l'air de dilution, et pourtant elle a des conséquences importantes sur les températures d'entrée d'air primaire et secondaire qui révèle une augmentation importante du débit entrant par ces circuits. L'augmentation des débits en primaire et en secondaire permet d'être dans des proportions d'air plus adaptées à la combustion. Ce second constat montre que pour un plus faible débit tertiaire, l'abaissement de la pression dans la zone de dilution réduit considérablement le problème de refoulement permettant ainsi d'améliorer la qualité de la combustion et tous les facteurs qui en découlent.

Le débit mesuré par le tube de Pitot est toujours inférieur, quel que soit l'essai, au débit entrant qui est de 15 g/s. Deux explications peuvent être avancées :

- Le débit mesuré est proche de la réalité, il n'y a donc pas de recyclage dans les conditions de l'essai ;
- Le débit mesuré est éloigné de la réalité, dans ce cas il n'est pas possible de conclure sur le recyclage.

Ces résultats nous ont paru améliorables en intégrant une pièce supplémentaire dans la chambre de combustion pour servir de guide à la flamme et ainsi diminuer les risques de refoulement.

b) Essais complémentaires

Les résultats obtenus ne sont pas très concluants : température maximale atteinte de 760°C et teneur en CO supérieure à 500 mg CO/Nm³ à 10% d'O₂. Compte tenu de ces résultats et des remarques sur le refoulement des fumées qui nuit au bon déroulement de la combustion, une modification de la chambre de combustion est réalisée. La Figure 91 présente, sur le schéma de gauche, la circulation des fumées dans les essais précédents. Le refoulement est toujours présent. Dans le but d'améliorer la circulation des gaz, la zone de combustion primaire est réduite à l'aide d'un cylindre reposant sur le brûleur et allant jusqu'en dessous de l'arrivée d'air secondaire (cf. schéma de droite sur la Figure 91). Cette modification doit permettre de limiter le reflux des gaz de combustion de la zone primaire en conduisant les gaz combustibles directement dans la zone secondaire. Un espace est laissé, entre le haut du cylindre et l'arrivée d'air secondaire, afin de permettre le passage des fumées recyclées.

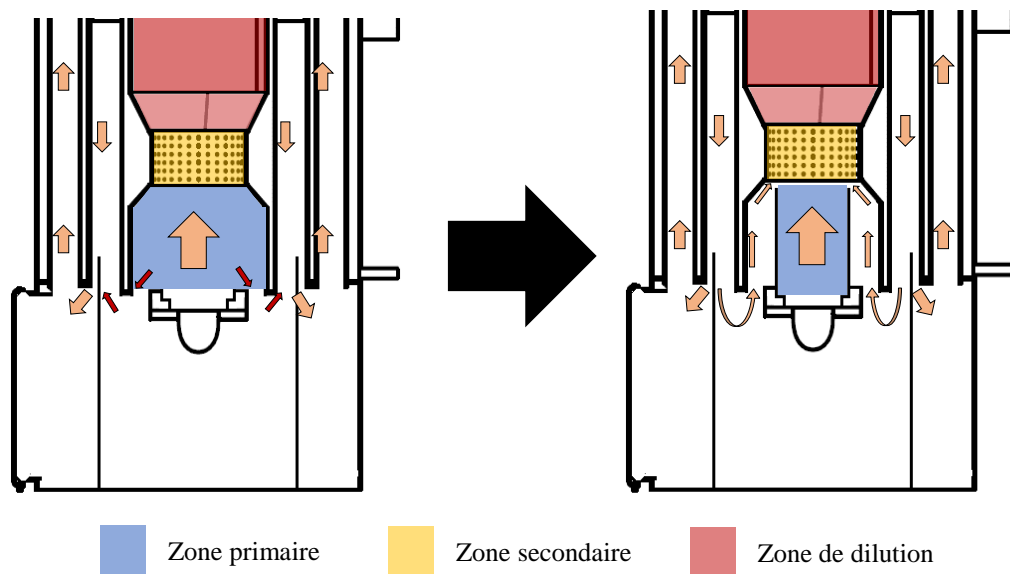


Figure 91 : Circuit des fumées observé avec recyclage avant modification (à gauche) et modification proposée avec circuit des fumées souhaité (à droite)

L'essai s'est déroulé en deux étapes, la première faisant fonctionner l'ensemble sans chauffage de l'air et la deuxième avec chauffage de l'air à 900°C en sortie de préchauffeur. La première phase se déroule avec injection d'air primaire et secondaire principalement, le débit d'air de dilution est négligeable, ce qui correspond au fonctionnement classique d'une chaudière à granulés. La deuxième partie est une simulation du fonctionnement avec de l'air chaud entrant (comme lorsque la turbine fonctionne). Le graphique sur la Figure 92, permet de suivre le déroulement de l'essai en mettant en avant la température d'entrée de l'air dans les différentes zones, le débit d'entrée d'air et la température mesurée en sortie de la chambre de combustion.

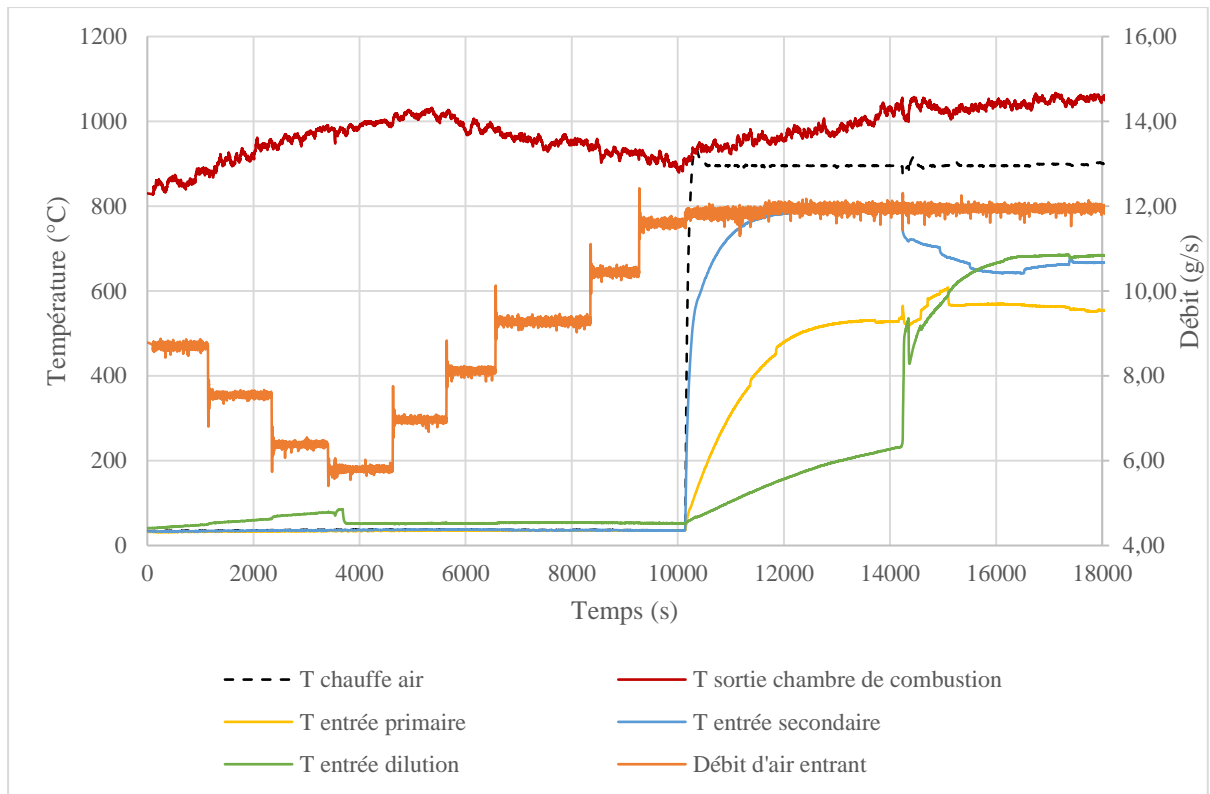


Figure 92 : Suivi du débit d'entrée et des températures mesurées pour la combustion haute température avec recyclage et ajout d'un cylindre sur le brûleur.

Durant la première phase, les résultats obtenus sont en corrélation avec l'ensemble des résultats commentés dans les parties précédentes. La diminution de l'apport d'air, donc la diminution du facteur d'air, permet d'augmenter la température des gaz en sortie de chambre de combustion. La température augmente jusqu'à dépasser 1000°C.

La deuxième phase est marquée par l'augmentation rapide de la température de consigne du réchauffeur d'air. La vanne d'entrée d'air de dilution est maintenue fermée, la montée en température observée correspond au transfert de chaleur du foyer jusqu'à l'emplacement du thermocouple et du débit d'air traversant la vanne non étanche. Puis, l'augmentation brusque de la température d'entrée de l'air en zone de dilution représente l'ouverture de la vanne. Les paliers du débit d'air sont visibles, avec au départ une décroissance progressive du débit puis une croissance progressive jusqu'à 12,5 g/s. Le débit d'air a été volontairement laissé inférieur à 15 g/s afin d'atteindre une température plus importante, l'idée était d'atteindre la plus haute température possible puis d'augmenter le débit à 15 g/s. Cela n'a pas pu être réalisé car le tube ajouté pour réaliser l'essai a partiellement fondu du fait de la température. La température maximale atteinte est de 1070°C. La Figure 93 montre une photographie de la sortie de la chambre de combustion au moment où la température est maximale, l'incox visible sous la couche d'isolant rayonne fortement.



Figure 93 : Photographie du regard de sortie de chambre de combustion lorsque la température atteinte est supérieure à 1050°C.

La Figure 94 permet de visualiser l'influence sur la teneur en CO d'une part du débit d'air entrant (a) et d'autre part des températures d'entrée de l'air dans chaque zone (b).

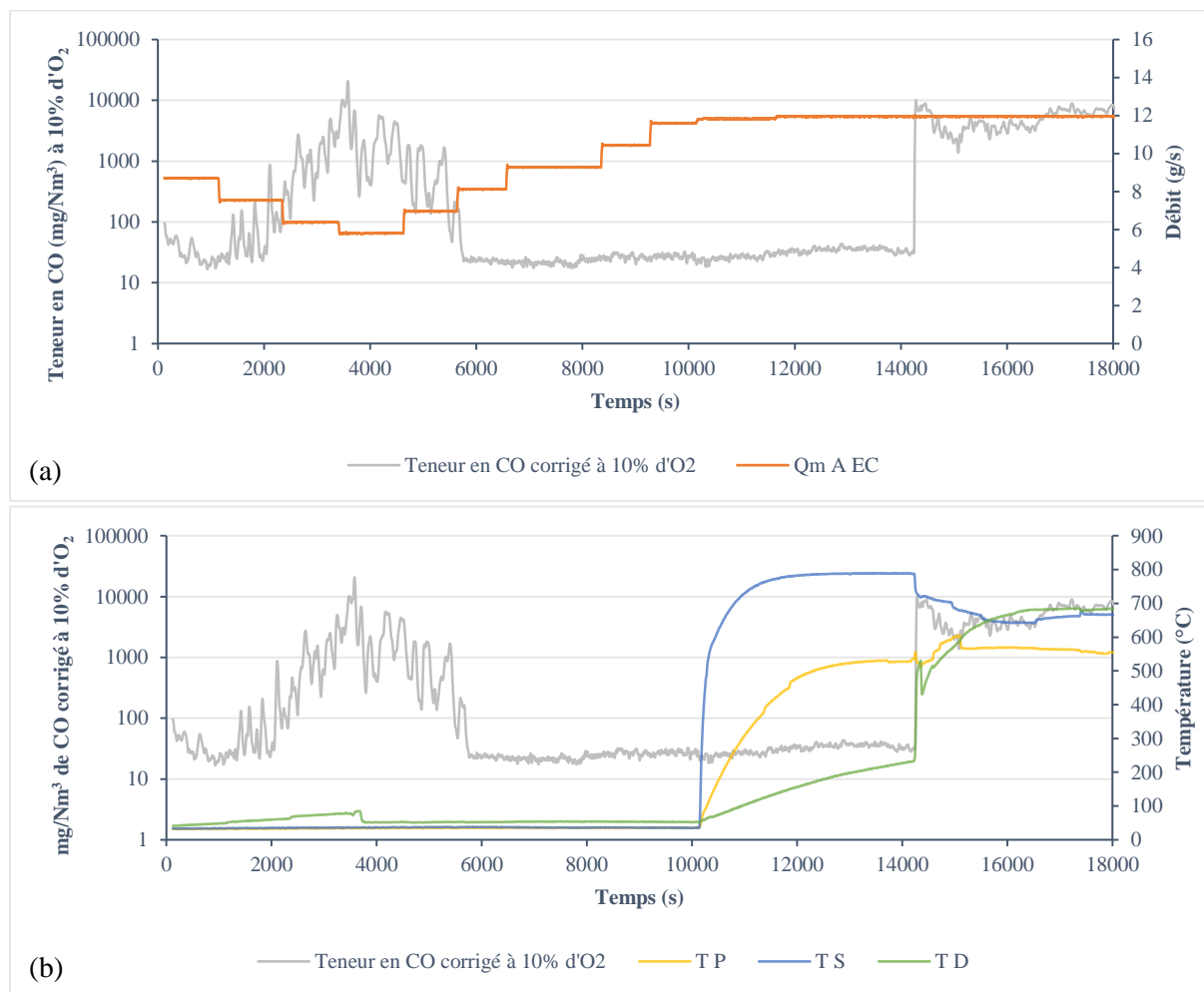


Figure 94 : Variation de la teneur en CO au cours de l'essai comparé au débit d'air(a) et aux températures d'entrées d'air (b).

Durant la partie sans apport d'air chaud, la diminution du facteur d'air entraine une dégradation de la combustion, comme l'indique la mesure du taux de CO sur la Figure 94 (a). Quand le débit d'air augmente l'effet inverse se produit, la température diminue et le taux de CO revient à une

valeur acceptable. La teneur en CO est d'ailleurs inférieure à celle obtenue lors des essais de combustion sans air préchauffé, environ 20 mg CO/Nm³ au lieu de 190 mg CO/Nm³ à 10% d'O₂. Puis quand la combustion a lieu avec de l'air chaud, il y a deux étapes marquantes : la combustion sans air de dilution et la combustion avec air de dilution. Lorsque la combustion est réalisée uniquement avec de l'air primaire et secondaire alors la combustion est de bonne qualité car le taux de CO est faible (20 mg CO/Nm³), lorsque l'air de dilution est injecté la température augmente mais la qualité de la combustion se dégrade (~7000 mg CO/Nm³). L'air de dilution est donc soit injecté en trop grande quantité soit le positionnement de l'entrée de l'air n'est pas adapté.

Dans le but de vérifier s'il y a recyclage des fumées, le débit mesuré par le tube de Pitot est comparé au débit d'air injecté (Figure 95). Si le recyclage a bien lieu, et si les mesures sont exploitables, notamment celle du Pitot, alors le débit mesuré en sortie de la chambre doit être supérieur au débit d'air entrant.

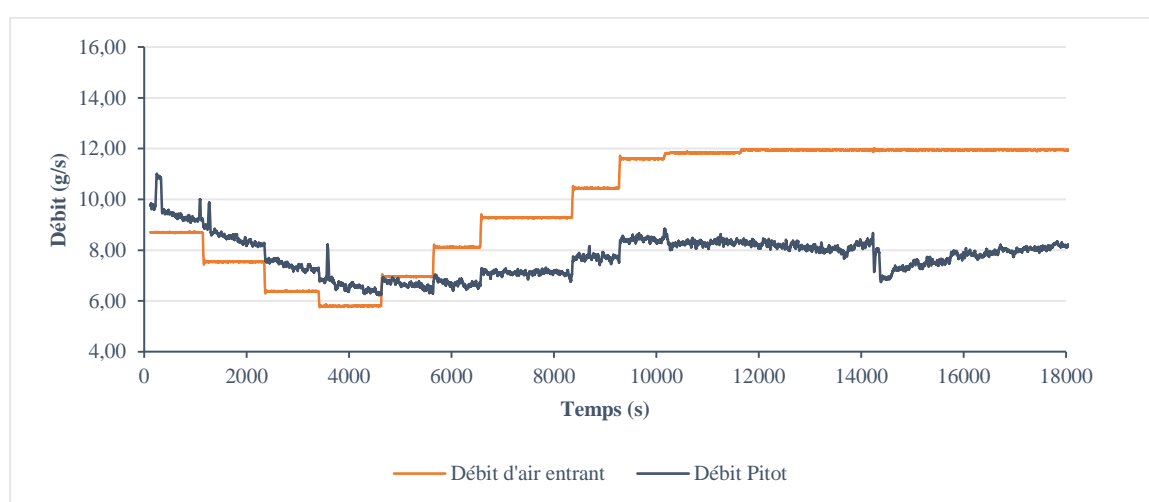


Figure 95 : Mise en comparaison du débit d'air entrant et du débit d'air mesuré en sortie de chambre de combustion.

Au démarrage, le débit en sortie de chambre de combustion semble légèrement supérieur à celui en entrée et il suit la diminution du débit injecté. Lorsque le débit d'air entrant devient plus important, le tube de Pitot mesure une légère hausse mais d'envergure plus faible, puis le débit de fumée mesuré par le Pitot devient ensuite inférieur au débit d'air entrant. La montée en température de l'air de combustion n'a pas agi sur la mesure de vitesse. Cependant, l'ouverture de la vanne d'air de dilution a fait diminuer le débit en sortie avant qu'il ne revienne à sa valeur avant modification. Les résultats avec la sonde de Pitot ne semblent pas cohérents après le passage au débit d'air minimal, ce qui peut s'expliquer de deux manières : soit la mesure du Pitot n'est pas exploitable, soit nous avons de nouveau le phénomène de refoulement.

4.2.3.2. Conclusions

Les résultats obtenus pour la combustion haute température avec recyclage ont été plus positifs.

Sans la modification de la chambre de combustion, nous avons pu montrer que pour une certaine répartition de l'air dans le foyer la combustion suivait plus aisément le circuit espéré. La température a atteint 720°C, une température loin de l'objectif fixé de 1200°C. Cependant cette température a été atteinte avec un taux de CO relativement faible et un débit traversant la chambre de combustion mesuré au moins égal au débit d'air entrant soit 15g/s.

Avec la modification de la chambre de combustion, les essais complémentaires ont montré qu'avec de l'air froid il est possible de monter à des températures supérieures à 1000°C avec un facteur d'air entrant proche de 1. Avec de l'air chaud, la température atteinte est de 1070°C, et cela avec une température d'entrée d'air inférieure à la température espérée de 900°C. L'air traversant la chambre de combustion lorsque la température est importante est mesuré à 8,5g/s.

Les débits mesurés en sortie de chambre de combustion ont été réalisés avec un tube de Pitot, celui-ci n'avait jamais été testé aux températures mesurées lors des essais. Il se peut que la mesure soit encore plus écartée que dans les essais de calibrage ou que le capteur ait des problèmes de fonctionnement lié au milieu. Il est donc difficile de conclure complètement sur les débits mesurés et donc sur le recyclage. Pour améliorer le système, un recyclage forcé à l'aide d'un ventilateur et une injection des fumées recyclées au sein même de la chambre de combustion est envisagé. Ce système doit dans le même temps être pensé de façon à limiter le refoulement.

5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons d'abord présenté les caractéristiques du combustible, les tests sur la chaudière d'origine ont ensuite permis de déterminer le rendement global de l'appareil qui est de l'ordre de 89%, la température en sortie de la chambre de combustion (730°C maximum) et le taux de CO de 200 mg/Nm³ corrigé à 10% d'O₂ pour un débit de fumées de 17,6 g/s.

Ces essais ont permis d'identifier les modifications à réaliser pour essayer d'atteindre les critères exigés par l'utilisation de la micro-turbine, notamment une température en sortie de la chambre de combustion de 1200°C et un débit de fumées d'environ 27 g/s. Les modifications identifiées sont tout d'abord d'ordre physique. Elles sont notamment liées au choix des matériaux, à la géométrie du foyer et au couplage physique avec l'ensemble de production d'électricité (échangeur + turbine). Des modifications relatives aux données d'entrées telles que le débit de biomasse, la température d'entrée des flux d'air et leur répartition au sein du foyer ont aussi été apportées.

La principale contrainte fixée pour le couple échangeur – turbine concerne le fort débit de fumées (27 g/s) et la haute température. Les calculs ont montré que cette température pouvait être atteinte soit avec un débit plus faible en respectant les 15 kW, soit en augmentant la puissance d'entrée en combustible.

Deux méthodes de gestion de la combustion ont tout de même été proposées afin de répondre aux exigences du cahier des charges, l'une qui consiste à injecter un fort débit d'air pour permettre

de passer des 17,6 g/s mesurés sur la chaudière d'origine à la valeur souhaitée et l'autre en proposant un recyclage des fumées pour augmenter localement le débit. La première solution présente l'intérêt de limiter les modifications physiques du foyer mais nécessite une augmentation de la puissance atteinte en augmentant la consommation de bois de 0,86 g/s à 1,14 g/s. La seconde permet quant à elle de conserver le même débit de bois mais impose un changement de géométrie plus complet et complexe à maîtriser.

Les essais de caractérisation après évolution de la chaudière se sont avérés délicats de part de nombreux problèmes de mesures liés à l'utilisation d'un appareil commercial et non dédié à la recherche. De plus un phénomène de refoulement des fumées lié à des niveaux de pression mal maîtrisés a été observé et conduit à un abaissement de la température du foyer et de la qualité de la combustion. Néanmoins, après optimisation de la répartition des débits d'entrée et de la géométrie de la chambre de combustion (ajout d'un dispositif anti-refoulement), une température de 1070°C a pu être atteinte avec la solution du recyclage sans pour autant connaître précisément le débit de fumées.

Enfin pour reprendre les objectifs techniques fixés au début du chapitre, les modifications réalisées sur la chaudière ont permis d'augmenter la température de combustion. Le système utilisant le recyclage a eu de meilleurs résultats avec excès d'air. Du côté des objectifs scientifiques, malgré les difficultés rencontrées pour avoir des mesures précises des débits, l'étude de la répartition de l'air a montré que l'ajout d'air de dilution augmente les pertes de charge. Ceci vient alors perturber la bonne circulation des gaz (gaz combustible et fumées) dans la chaudière, apparition du refoulement, ce qui dégrade la combustion (diminution de la température des fumées, augmentation du taux de CO). La variation de la température d'entrée de l'air a suivi la théorie lorsque la flamme est bien passée au travers de la chambre de combustion, c'est-à-dire que la température de la flamme augmente lorsque la température de l'air comburant augmente. Cependant, l'augmentation de la température de l'air entraîne aussi une augmentation des pertes de charge du fait de l'augmentation locale de la vitesse d'écoulement (due à la diminution de la masse volumique de l'air).

Ces différents résultats techniques et scientifiques permettent de proposer des pistes de travail pour l'amélioration du prototype. Le problème des pertes de charge peut être résolu en forçant la circulation des gaz (fumées et gaz combustion) au travers de la chambre de combustion et en limitant les pertes de charge singulières dans la chambre de combustion. L'utilisation du recyclage doit être perfectionnée, c'est une solution qui connaît un fort potentiel du fait de l'économie d'énergie qu'elle promet en théorie. Une fois la combustion haute température avec fort excès d'air totalement maîtrisée, il serait très intéressant scientifiquement d'étudier la composition des gaz en sortie de l'appareil afin de réaliser une comparaison avec les appareils actuels. L'objectif ici serait d'observer s'il y a une amélioration sur les rejets atmosphériques avec la combustion haute température avec excès d'air.

Chapitre 3 : Micro-turbine à air chaud avec combustion externe

Dans le cadre de cette thèse la turbine utilisée est une turbine à air chaud, différente des turbines à vapeur et des turbines à eau (centrale hydroélectrique). Dans la suite du chapitre la spécificité ne sera pas rappelée mais induite.

Ce chapitre a pour objet de présenter les deux éléments extérieurs à la production de chaleur que sont l'échangeur de chaleur haute température et l'ensemble micro-turbine. Dans une première partie, une présentation générale du système est effectuée en commençant par le choix du type de turbine. Les caractéristiques de fonctionnement fournies par le concepteur sont ensuite présentées, ainsi que les calculs de rendement de la turbine qui en découlent. Cette première partie se termine par la présentation d'un test de tenue à la température effectué sur le matériau choisi pour réaliser les différentes pièces, le Nickel Alloy HX de chez eos© [130].

La deuxième partie du chapitre est consacrée à l'étude expérimentale et théorique de l'échangeur haute température (high temperature heat exchanger, HTHE), les performances mesurées et calculées sont présentées et confrontées à celles décrites par le concepteur. Dans cette partie l'objectif technique est de réaliser un banc d'essai pour tester l'échangeur de chaleur dans des conditions dites « propres », c'est-à-dire sans encrasser l'échangeur ou le détériorer. Le but est d'obtenir des données sur le transfert thermique et l'écoulement des fluides dans l'échangeur sans perturbation par encrassement. L'objectif scientifique est de réaliser un modèle numérique simplifié de l'échangeur de chaleur, de le comparer avec les données récoltées par l'expérience afin de valider la méthode de modélisation et ainsi permettre d'envisager des modifications sur l'échangeur en les validant grâce au modèle numérique.

L'ensemble micro-turbine est présenté dans la troisième partie ainsi que le banc d'essais mis en place pour étudier son fonctionnement. Les objectifs techniques sont de concevoir un banc d'essai qui permettra de tester la micro-turbine sans perturbation du fait de la combustion et de l'encrassement de l'échangeur, de mettre en rotation la turbine et de mettre en place le matériel nécessaire pour suivre la production électrique. L'objectif scientifique est de récolter les données de fonctionnement pour calculer les rendements isentropiques de compression et de détente afin de calculer les performances réelles de la turbine pour les comparer aux données théoriques fournies par le concepteur de la turbine. Les données récoltées permettront de réaliser le couplage complet de la micro-turbine à combustion externe avec la chaudière.

Le chapitre se termine sur une conclusion générale sur le système de production d'électricité proposé dans le projet AGATCO.

1. Etude générale du système

1.1. Choix du type de turbine

Il existe une multitude de systèmes de turbines pour la production d'électricité (combustion externe, combustion interne avec ou sans récupérateur, à cycle combiné [131–133], etc.). De la plus simple à combustion interne ou directe (schématisée en Figure 96, à gauche) qui est utilisée en micro-cogénération au gaz naturel [134], à des systèmes plus complexes adaptés à un plus grand nombre de combustibles et de plus en plus performants, ces systèmes sont de plus en plus utilisés. Les turbines à combustion externe (schématisé en Figure 96, à droite), un temps mis de côté, refont leur apparition pour des utilisations liées à des combustibles dont les produits de combustion sont moins « propres » (présence de goudrons ou de particules) et ne pouvant être utilisés sous pression.

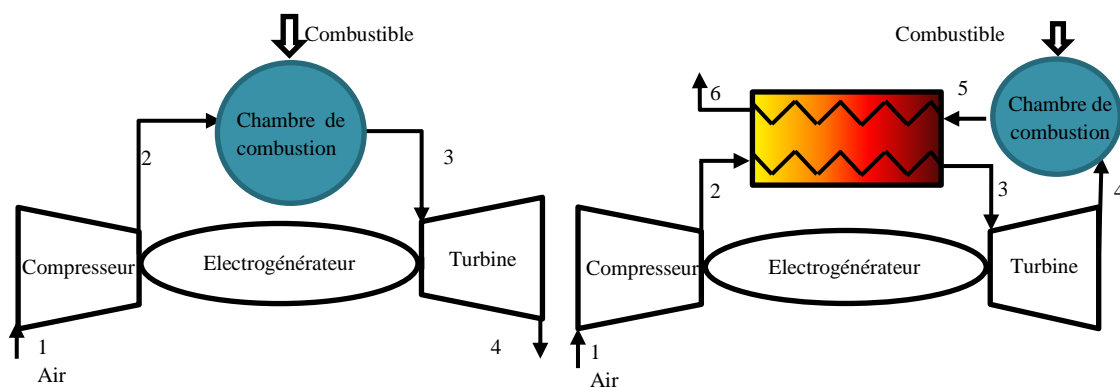


Figure 96 : Représentation schématique d'une turbine à combustion interne à gauche et externe à droite.

Les cycles thermodynamiques des turbines sont représentés par le cycle de Joule-Brayton. Ceux de la turbine à combustion directe et à combustion externe sont représentés en Figure 97 respectivement à gauche et à droite.

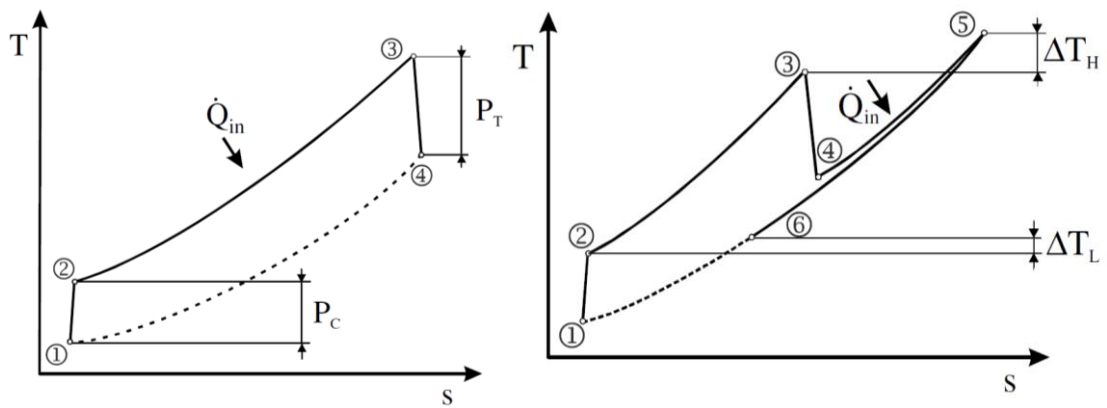


Figure 97 : Cycle de Brayton d'une turbine à gaz simple (à gauche) et d'une turbine à gaz à combustion externe (à droite) [132].

Dans les deux cas, le point 1 est l'entrée dans le compresseur, le 2 la sortie du compresseur, 3 l'entrée dans la turbine et 4 la sortie de la turbine, cette numérotation est conservée dans toute cette partie comme indice de positionnement pour le calcul des propriétés du gaz. Il y a donc une première étape de compression puis le gaz comprimé est chauffé de façon isobare avant d'être détendu dans la turbine. Le travail produit par la détente est en partie consommé par le compresseur, une autre est perdue à cause des pertes mécaniques (frottements) et le reste sert à la rotation du rotor de l'électrogénérateur permettant ainsi la production d'électricité. Les deux systèmes se différencient sur la méthode de production de chaleur pour réaliser la chauffe isobare du gaz. Dans le cas du cycle direct, une combustion sous atmosphère pressurisée est réalisée entre les points 2 et 3, les gaz de combustion transmettent ensuite leur énergie à la turbine. Dans le cas du cycle externe, un échangeur haute température est placé entre 2 et 3, il permet la récupération de l'énergie de la combustion qui a lieu en dehors de la turbine (dans la chaudière à granulés dans notre cas). Le grand avantage thermodynamiquement est que l'air utilisé pour la combustion est celui qui sort de la turbine, celui-ci est alors préchauffé. De plus, les gaz de combustion ne traversent pas la turbine limitant ainsi l'encrassement de cette dernière [135,136]. Cette dernière technologie est donc adaptée pour des combustibles solides tels que le charbon et la biomasse. Néanmoins, il reste possible d'utiliser une turbine à combustion interne avec des combustibles solides en passant par une étape de gazéification (suivi d'une étape de purification) qui conduit à la production d'un gaz qui peut alors se substituer aux combustibles classiquement utilisés (gaz naturel, fioul, ...). [137]. D'un point de vue théorique cette application est possible mais les coûts et les problèmes techniques liés à l'étape de purification freinent considérablement son développement industriel. L'utilisation d'une turbine à combustion externe apparaissait donc comme le meilleur choix dans le cadre du projet AGATCO.

1.2. Méthode de fabrication par frittage laser

La fabrication des éléments composant la micro-turbine à combustion externe est réalisée par frittage laser, plus précisément par frittage laser sélectif (ou SLS pour Selective Laser Sintering). C'est un procédé de fabrication additive où un laser vient chauffer et fusionner une poudre en un matériau solide en se basant sur un modèle 3D numérique.

Le procédé d'impression par SLS est présenté dans la Figure 98. Une fine couche de poudre est étalée dans le bac de droite à l'aide d'une raclette. Puis le laser vient balayer la section transversale du model 3D pour faire fusionner les particules sélectionnées, la poudre non fusionnée sert de support pour la pièce.

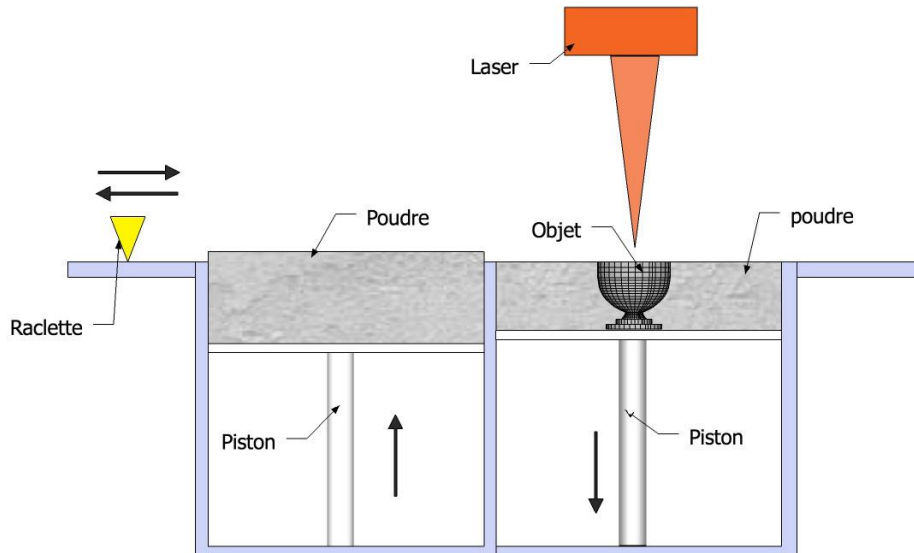


Figure 98 : Schéma de principe du frittage laser sélectif

Une fois la couche terminée, la zone de fabrication s'abaisse et une nouvelle couche de poudre est déposée et le laser balaye la section transversale suivante. Ces étapes se répètent jusqu'à la fin de l'impression. Une fois finie et refroidie, la pièce est retirée puis nettoyée pour retirer l'excès de poudre. La poudre récupérée peut être réutilisée après élimination des grosses particules par filtration.

Durant les travaux de la thèse, les pièces mobiles de la turbine ont été réalisées chez BOYKO Center, les éléments statiques par l'école nationale d'ingénieur de St Etienne et enfin la fabrication de l'échangeur a été confiée à Phénix system un fabricant de machine de frittage.

1.3. Caractéristiques concepteur

Les données transmises ici sont tirées du rapport de BOYKO [120] qui décrit les caractéristiques de la turbine et de l'échangeur de chaleur du projet. Les caractéristiques sont données pour une micro-turbine en céramique, aucune nouvelle spécification n'a été fournie lorsque le choix du matériau de fabrication a changé pour le Nickel Alloy HX. Le changement de matériau a été réalisé car le Nickel Alloy Hx présente des caractéristiques compatibles avec la haute température. De plus, le frittage laser avec ce matériau est maîtrisé et son tarif d'achat est largement plus faible que celui de la céramique. Le Tableau 16 présente les performances visées par le concepteur pour le compresseur, la turbine et l'électrogénérateur.

Tableau 16 : Performances visées pour le compresseur, la turbine et l'électrogénérateur [120].

		Désignation	Unité	Valeur
Compresseur	Air en entrée	Température d'entrée	T_1	°C
		Pression	P_1	MPa
				15
				0,1013

		Débit	\dot{m}_1	g/s	16
		Taux de compression	π_c	$\frac{P_2}{P_1}$	2,3
		Fuite sur le circuit	G_f	%	1
Turbine	Air en entrée	Température	T_3	°C	1100
		Pression	P_3	MPa	0,2
		Débit	\dot{m}_3	g/s	15,84
	Taux de détente	π_T	$\frac{P_3}{P_4}$	2,261	
Puissance électrique de l'électrogénérateur			N_e	kW	1,447
Rendements	Isentropique Compresseur		η_{is}^c	%	71
	Isentropique Turbine		η_{is}^T		73
	Electrogénérateur		η_{EG}		90
	Mécanique		η_M		99

A partir des données du constructeur, il est possible de calculer les températures de sortie de l'air du compresseur et de la turbine (**l'ensemble du système étant considéré adiabatique**). Les caractéristiques de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sont ensuite déduites et la température de sortie des fumées de l'échangeur calculée. Une fois toutes ces données rassemblées, le diagramme Température/ Entropie du cycle thermodynamique de la micro-turbine est tracé.

1.3.1. Calculs des températures de sortie compresseur et turbine

Les données concepteur indiquent les températures d'entrée dans chacun des éléments (compresseur et turbine), le taux de compression et de détente ainsi que les rendements isentropiques de compression et de détente. Ces valeurs permettent de calculer les températures de sorties de compresseur et de turbine.

1.3.1.1. Température de sortie compresseur

La température de sortie du compresseur (qui est aussi la température d'entrée de l'air comprimé dans l'échangeur de chaleur) est calculée en fonction du taux de compression et du rendement isentropique du compresseur. Le rapport thermique de compression (λ_C) permet de calculer la température isentropique en sortie de compresseur (T_{2is}) :

$$\lambda_C = (\pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{2is}}{T_1} \quad (53)$$

Avec :

γ : Le rapport des capacités calorifiques C_p/C_v , la valeur est prise moyenne entre T_2 et T_1 dans [125].

π_C : Le taux de compression

Puis la température de sortie de compresseur (T_2) pour un cycle irréversible est calculée grâce au rendement isentropique de compression (η_{is}^C) donnée par le concepteur :

$$T_2 = T_1 \times \left(1 + \frac{\lambda_C - 1}{\eta_{is}^C} \right) = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{is}^C} + T_1 \quad (54)$$

La température de sortie du compresseur est donc théoriquement de 397 K soit 124°C.

1.3.1.2. Température de sortie turbine (T_4)

La température de sortie de la turbine est calculée à partir du rapport thermique de compression (λ_T) et du rendement de détente (η_{is}^T). La valeur du rapport des capacités calorifiques est prise moyenne entre T_3 et T_4 dans [125] :

$$\lambda_T = (\pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{4is}}{T_3} \quad (55)$$

$$T_4 = T_3 \times \left(1 - \eta_{is}^T \times \left(1 - \frac{1}{\lambda_T} \right) \right) = \eta_{is}^T (T_3 - T_{4is}) + T_3 \quad (56)$$

La température de sortie de la turbine (T_4) est donc théoriquement de 1189 K soit 916°C.

1.3.2. Caractéristiques de l'échangeur de chaleur

Les caractéristiques de l'échangeur de chaleur ont été déterminées en fonction des besoins de la micro-turbine. Les fumées de la combustion doivent entrer dans l'échangeur à $T_5 = 1200^\circ\text{C}$, et l'air comprimé entre à $T_2 = 124^\circ\text{C}$ et doit sortir à $T_3 = 1100^\circ\text{C}$ pour entrer dans la turbine.

A partir de la température d'entrée de l'air comprimé dans l'échangeur, de la température de sortie de l'air comprimé de l'échangeur, la température d'entrée des fumées dans l'échangeur et les débits de part et d'autre de l'échangeur il est possible de calculer l'efficacité que doit atteindre l'échangeur ainsi que la puissance de l'échange. Puis une fois la puissance échangée connue, la température de sortie des fumées de l'échangeur (T_6) peut être calculée.

1.3.2.1. Calcul du flux échangé

Le flux échangé correspond au débit d'énergie nécessaire pour que le fluide réalise la variation de température souhaité :

$$\Phi = \dot{m}_3 \times \overline{C_p} \times (T_3 - T_2) = 16,9 \text{ kW} \quad (57)$$

Ce résultat permet de relever un premier indicateur, l'énergie apporté par le combustible est de seulement 15 kW et l'énergie à fournir à l'échangeur de chaleur est supérieur. L'air chaud revenant de la turbine est donc primordial pour pouvoir réussir à répondre à la demande énergétique. Cet air apporte en plus du combustible 16,5kW d'énergie.

1.3.2.2. Calcul de l'efficacité de l'échangeur

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est le rapport entre la quantité d'énergie réellement échangée Φ et le flux maximum échangeable Φ_{max} dans un échangeur idéal (contre-courant, longueur infinie et parfaitement isolé de l'extérieur) [138].

Le flux maximum échangeable correspond au débit d'énergie nécessaire pour effectuer la variation de température maximale sur le circuit dont le débit calorifique (produit du débit massique avec la capacité calorifique) est le plus faible, ce circuit étant dit limitant :

$$\Phi_{max} = (\dot{m} \times C_p)_{min} \times \Delta T_{max} \quad (58)$$

La variation de température maximale correspond à la différence entre les températures d'entrée des différents fluides. Dans notre cas, le circuit possédant le débit calorifique le plus faible est celui dans lequel le fluide froid circule :

$$(\dot{m} \times C_p)_{min} = (\dot{m}_3 \times C_{p3}) < (\dot{m}_5 \times C_{p5}) \quad (59)$$

Le calcul de l'efficacité donne donc :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_3 \times \overline{C_{p3}} \times (T_3 - T_2)}{\dot{m}_3 \times \overline{C_{p3}} \times (T_5 - T_2)} \quad (60)$$

Soit :

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} = 0,90 \quad (61)$$

Pour la faible taille de l'échangeur, une efficacité de 0,9 représente un défi.

1.3.2.3. Calcul de la température de sortie des fumées de l'échangeur (T_6)

Selon la solution de combustion choisie, sans recyclage ou avec recyclage (cf. Chapitre 2, 3.2), les températures de sortie de l'échangeur vont légèrement différer du fait de la petite variation de débits entre les deux solutions proposées car nous avons fait le choix de limiter le refroidissement de la chambre de combustion dans le cas du recyclage. Les données concernant la solution sans recyclage sont indiquées par l'indice SR, et pour la solution avec recyclage par l'indice R.

L'échangeur est considéré comme adiabatique, donc la totalité de l'énergie délivrée par les fumées chaudes est transmise à l'air comprimé froid.

Les résultats regroupés dans le Tableau 17 prennent en compte la variation du C_p moyen entre l'entrée et la sortie pour les calculs, les fluides étant assimilés à de l'air pour les deux circuits. Le solveur d'Excel est utilisé pour réaliser le calcul par itération sur la température T_6 , avec comme valeur cible la puissance échangée, comme cellule variable T_6 et comme contrainte que la puissance échangée sur l'air comprimé (entre 2 et 3) soit égale à la puissance échangée sur les fumées (entre 5 et 6).

Tableau 17 : Résultats du calcul des températures en sortie des fumées de l'échangeur.

Calcul des températures en sortie de l'échangeur du côté fumées					
Energie récupéré par l'air comprimé					
	T_2 (°C)	T_3 (°C)	\dot{m}_3 (g/s)	$P_{ech a}$ (W)	C_p moyen ($J \cdot g^{-1} \cdot K^{-1}$)
	122	1100	15,84	16974	1,111
Calcul de T6					
	T_5 (°C)	T_6 (°C)	\dot{m}_5 (g/s)	$P_{ech f}$ (W)	C_p moyen ($J \cdot g^{-1} \cdot K^{-1}$)
Sans recyclage	1200	673	27,615	16974	1,166
Avec Recyclage	1200	660	27	16974	1,165

1.3.3. Tracé du cycle thermodynamique sur un diagramme T/s

Les résultats précédents permettent de tracer sur un diagramme T/s le cycle thermodynamique du fonctionnement de la turbine à combustion externe utilisé pour le projet AGATCO.

Le cycle présenté en Figure 100 fait apparaître les points 4_{SR} et 4_R qui n'ont pas été représentés sur la Figure 97. La Figure 99 permet de mettre en évidence les différences existantes entre un cycle à combustion externe classique (Figure 96 à droite) et les systèmes envisagés dans cette étude.

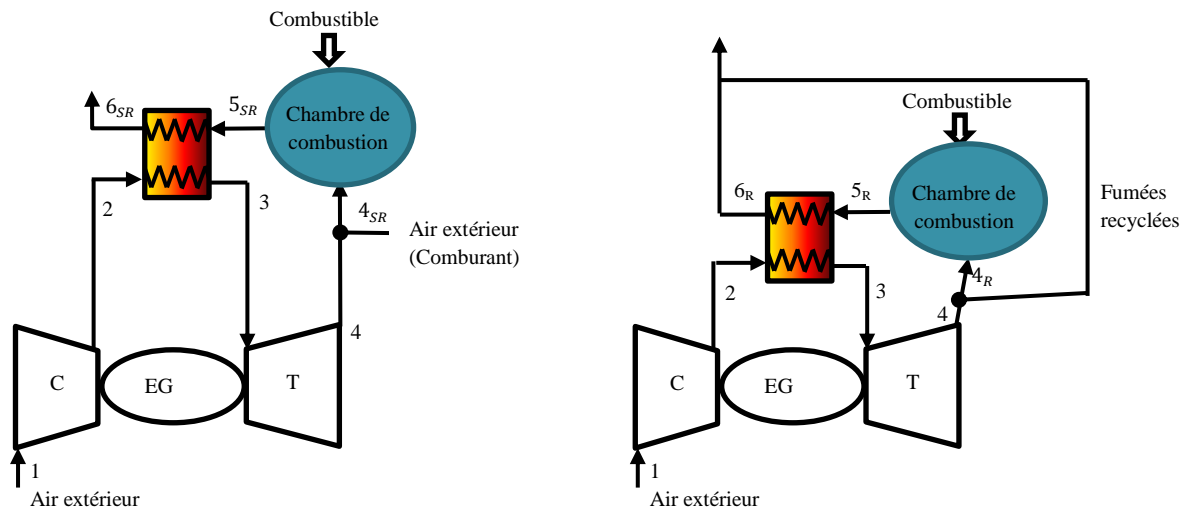


Figure 99 : Représentation schématique des cycles sans recyclage (à gauche) et avec recyclage (à droite).

Ces deux points correspondent aux températures d'entrée dans la chambre de combustion en fonction du système de combustion choisi, avec dans l'ordre d'apparition sans recyclage et avec recyclage. Les températures $T_{4_{SR}}$ et T_{4_R} résultent du mélange de l'air de sortie de la turbine avec dans le premier cas de l'air frais et dans le deuxième cas des fumées chaudes pour atteindre le débit de fumée exigé. Les résultats des calculs des températures des mélanges sont indiqués dans le Tableau 18.

Tableau 18 : Résultats du calcul des températures du mélange gazeux entrant dans la zone de combustion.

	Calcul de la température de mélange (cas sans recyclage)		
	Débit (g/s)	Température (°C)	Cp moyen
Air sortie de turbine	15,84	916	1,164
Air frais	10,629	16,9	1,001
Mélange d'air	26,469	582	1,106
	Calcul de la température de mélange (cas avec recyclage)		
	Débit (g/s)	Température (°C)	Cp moyen
Air sortie de turbine	15,84	916	1,164
Fumées chaudes	10	660	1,117
Mélange gazeux	25,84	831	1,148

Sur la Figure 100, les points numérotés de 4 à 6 ne sont pas placés exactement sur leur ligne de pression pour faciliter la lisibilité du cycle, la pression de l'ensemble de ces points étant proche d'une Atmosphère. Le cycle formé permet de se rendre compte facilement de l'augmentation du besoin énergétique pour passer de l'étape 4 à 5 en fonction de la méthode choisie pour atteindre le volume de fumée exigé.

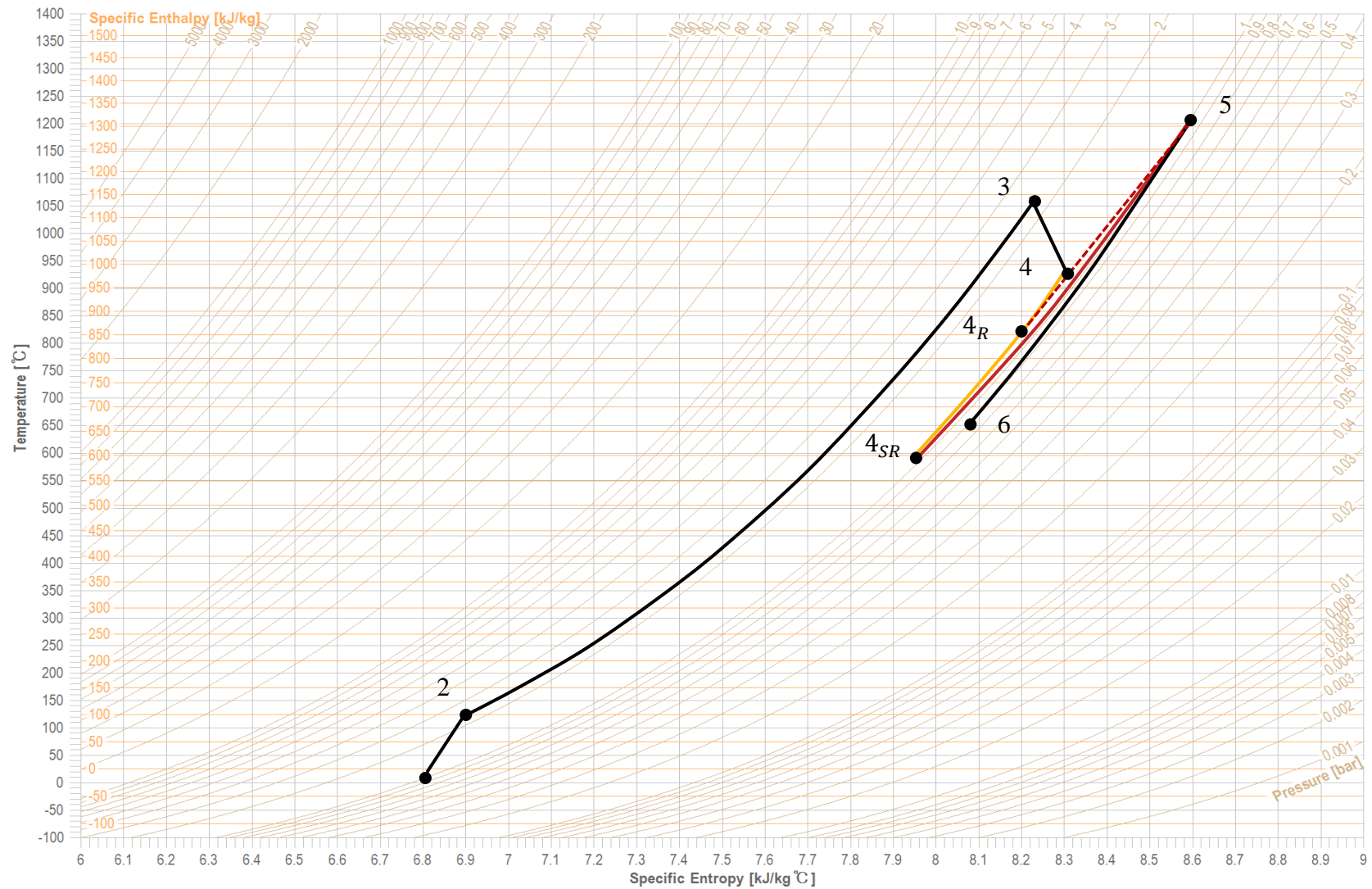


Figure 100 : Diagramme thermodynamique T/s du cycle irréversible de la turbine.

Les données présentées dans la Figure 100 montrent bien l'importance de la température d'entrée de l'air dans la chambre de combustion. L'abaissement de la température dans les deux cas de figure traités impose une augmentation de l'apport en énergie pour atteindre la température de 1200°C, d'où le fait que la solution sans recyclage nécessite une plus grande puissance en combustible vis-à-vis de la solution avec recyclage.

1.4. Calcul du rendement théorique du système

Le rendement électrique du système est le produit du rendement de la turbine avec celui de l'électrogénérateur (η_{EG}). Le rendement de la turbine est quant à lui égal au produit du rendement thermique avec le rendement mécanique (η_M). Le rendement thermique est le rapport entre la différence du travail produit dans la turbine avec celui consommé par le compresseur par rapport à la quantité d'énergie entrante dans le système [139], le rendement électrique se calcule alors par la méthode suivante :

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}_{entrant}} \times \eta_M \times \eta_{EG} = \eta_{th} \times \eta_M \times \eta_{EG} \quad (62)$$

Dans l'article [140], Baina, Malmquist, Alejo et Fransson présentent ($\dot{Q}_{entrant}$) comme l'énergie produite par la combustion du combustible :

$$\dot{Q}_{entrant} = \dot{m}_{comb} \times PCI \quad (63)$$

M. Kautz et U. Hansen [113], proposent une formule simplifiée du rendement thermique, mais elle ne prend pas en compte la possible variation de débit entre la sortie de turbine et l'entrée des fumées dans l'échangeur, ni même la variation de la capacité calorifique :

$$\eta_{th} \approx \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_5 - T_4)} \quad (64)$$

Dans le cas de notre turbine, il est difficilement concevable de réaliser la simplification proposée dans l'équation (64) car il faudrait considérer l'étape de dilution de l'air sortant de la turbine comme neutre thermodynamiquement. Cette étape augmente le débit et abaisse la température de l'air entrant dans la chambre de combustion, la conséquence directe est l'élévation du besoin en énergie (et donc la quantité de combustible) pour atteindre la température d'entrée des fumées dans l'échangeur de chaleur (cf. Figure 100).

Pour le calcul du rendement, il est nécessaire de calculer le travail de compression et de détente.

Le travail fourni pour la compression :

$$\dot{W}_C = \dot{m}_2 \times Cp * (T_2 - T_1) \quad (65)$$

Le travail produit par la détente :

$$\dot{W}_T = \dot{m}_3 \times C_p * (T_4 - T_3) \quad (66)$$

Le Tableau 19 donne les résultats du calcul de rendement de l'ensemble micro-turbine à combustion externe pour les deux solutions de gestion de la combustion proposées plus tôt. Les valeurs de la puissance combustible sont celles données dans le Chapitre 2 3.2.

Tableau 19 : Résultats du calcul du rendement Electrique de la micro-turbine.

	Puissance combustible (W)	Travail de compression (W)	Travail de détente (W)	Travail utile (W)	Rendement thermique	Puissance électrique	Rendement Electrique
Sans recyclage	21300	1753	3418	1665	8%	1483	7%
Avec Recyclage	15000	1753	3418	1665	10%	1483	9%

La différence de puissance de combustible utilisé vient des choix réalisés au chapitre précédent pour favoriser la production de 27g/s de fumée à 1200°C.

Le rendement théorique calculé est faible vis-à-vis de celui espéré en début de projet, celui-ci était annoncé à 30%. Ce résultat se retrouve lorsque le calcul utilise l'équation (64) :

$$\eta_{th} \approx \frac{(1100 - 916) - (124 - 16,9)}{(1200 - 916)} = 0,27 \quad (67)$$

1.5. Test de tenue à la température du Nickel Alloy Hx

L'échangeur de chaleur ainsi que les pièces de la micro-turbine sont réalisés par frittage laser en alliage de référence Nickel Alloy Hx. Ces pièces sont soumises au cours de leur utilisation à de fortes variations de température entre 20 et 1200°C. Lors des étapes de réglage de la machine de frittage laser, des pièces de la turbine ont été en partie fabriquées. Les éléments non définitifs et non réutilisables pour la conception ont été récupérés pour faire des essais de tenue en température du matériau.

Le distributeur récupéré est une pièce statique dans laquelle est placé le rotor turbine, il a pour objectif de distribuer l'air dans les canaux de la turbine. Dans cette zone la température de l'air est de 1100°C. Les tests réalisés avaient pour objectifs de vérifier la tenue du matériau aux températures et aux refroidissements rapides et de vérifier la stabilité dimensionnelle des éléments.

1.5.1. Protocole d'essais

Le distributeur (cf. photographie Figure 101) avant essai est pesé, la masse mesurée sera la référence pour la suite des mesures, elle est notée m_0 . Les dimensions de la pièce sont mesurées. Sur le distributeur est placé un thermocouple (type K) de façon à mesurer la température à l'intérieur d'un des canaux. La Figure 101 montre une photographie du distributeur avec le thermocouple positionné, la pièce n'ayant pas encore été soumise à la température.



Figure 101 : Photographie du distributeur avec le thermocouple avant d'être soumis à la température.

Un four à moufles (model SF 14/S de la marque STUART SCIENTIFIC) est porté à une température de 800°C. Une fois la température atteinte, la pièce est placée dans le four pendant 30 minutes dans le four puis est retirée. Une fois refroidie la pièce est pesée et ses côtes sont reprises. L'opération est renouvelée pour les températures de 900, 1000, 1100 et 1200°C.

Pour observer l'effet de la température sur un temps plus long, la pièce a ensuite été introduite dans le four à moufles à température ambiante. Puis la température a été augmentée jusqu'à 1150°C pendant 24h. Elle est alors pesée, puis replacée dans le four à 1150°C pendant une nouvelle période de 24h.

1.5.2. Résultats des essais

Les résultats montrant la variation de la température dans la pièce pendant la montée en température et le refroidissement, ainsi que les résultats sur la variation dimensionnelle de la pièce sont placés en Annexe 3. La mesure de la variation dimensionnelle n'a pas montré de variation importante. En revanche, la perte de masse a montré quelques résultats pertinents présentés ci-après.

1.5.2.1. Impact sur la masse

a) Essais de 30 min

L'objectif était de vérifier la tenue à la température du matériau. Au niveau macroscopique aucun signe de dégradation n'a été remarqué. Le suivi de la masse du distributeur en fonction du niveau de contrainte (Figure 102) montre qu'à partir de 1100°C la masse diminue légèrement.

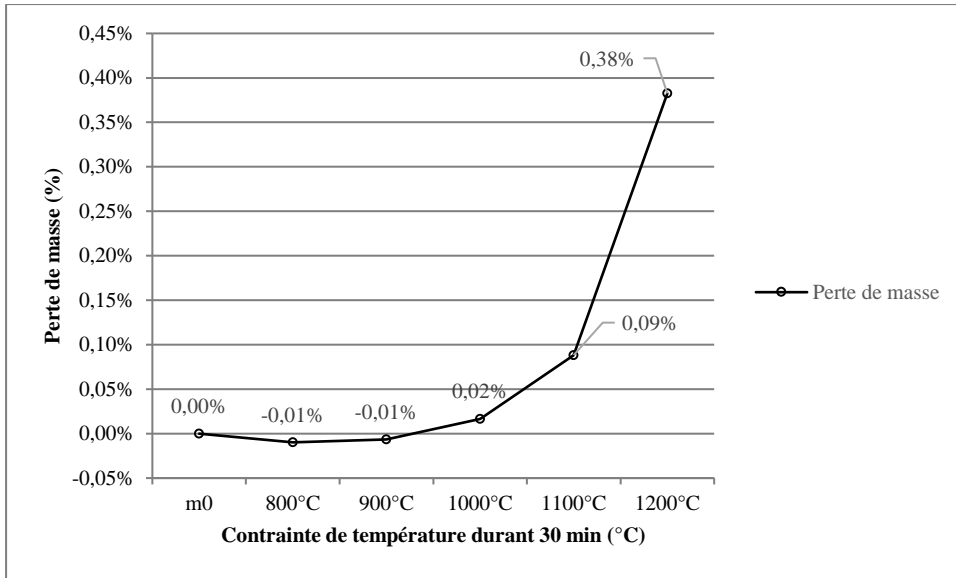


Figure 102 : Graphique regroupant les masses du distributeur après contrainte.

Il apparaît cependant que la perte de masse est faible (inférieure à 0,1%) dans tous les cas jusqu'à 1100°C. A 1200°C, il semble qu'une perte plus importante existe. C'est pour cette raison que des tests de plus longue durée ont été réalisés à 1200°C.

b) Essai sur 48h

Les Figure 103 et Figure 104 montrent les effets sur la pièce d'essai après 48h à 1150°C. La perte de masse après 48h atteint près de 1%.

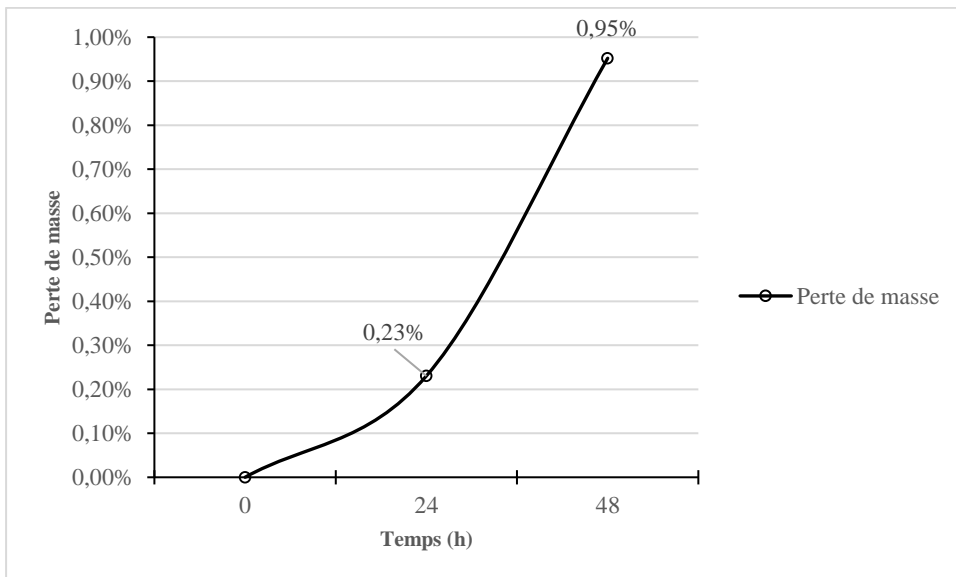


Figure 103 : Variation de la masse du distributeur sur 48h à 1150°C.

On remarque de plus un état de surface détérioré (cf. photo Figure 104) avec l'apparition de grains et une surface modifiée.



Figure 104 : Photographie du distributeur après 48h à 1150°C.

1.5.3. Conclusion

Les essais réalisés sur le distributeur ont montré que le matériau possède une bonne tenue à la température jusqu'à 1000°C. Au niveau géométrique tant qu'au niveau de la masse aucune variation significative n'a été notée. En revanche, pour des niveaux de température plus importants, une perte de masse dépendante du temps d'exposition est mesurée. Ceci signifie qu'il y a endommagement du matériau au moins en surface.

Ces résultats sont confirmés avec plus de précision dans la littérature. Ganesan et Smith [141] apportent une réponse sur la dégradation en surface du Nickel Alloy Hx avec des résultats qui indiquent une dégradation en surface au-delà de 1000°C et cela sur une période de 1008 heures. Ce matériau est donc certainement suffisant pour nos tests, mais devra être remplacé pour une conception fiable sur un prototype global. La céramique, écartée au début du projet, est un matériau qui peut à nouveau être envisagé. Les progrès techniques réalisés sur le frittage laser et les connaissances accrues sur la céramique permettent d'envisager l'utilisation d'un tel matériau pour monter à des températures de l'ordre de 1200°C.

2. Etude de l'échangeur de chaleur haute température

L'échangeur de chaleur haute température a été spécialement conçu pour être installé dans la chaudière aux granulés de bois, juste à la sortie de la chambre de combustion, c'est-à-dire à l'endroit théoriquement le plus chaud.

Lors de la conception de l'échangeur de chaleur, il a fallu prendre en compte certaines de contraintes :

- Dimensions faibles, il doit pouvoir s'intégrer facilement dans la chaudière sans trop augmenter l'encombrement de cette dernière ;
- Résistance à des contraintes thermiques fortes, il doit être adapté à une montée en température rapide, une température de service de 1200°C et une différence de température inter-fluides importante ;
- Efficacité de 0,9 ; elle est nécessaire pour obtenir une température importante à l'entrée de la turbine ;
- Pertes de charge faible (<1%)

Pour répondre à ces contraintes, il a été choisi de réaliser un échangeur à contre-courant monobloc en Nickel Alloy Hx, cette décision ayant été prise en tenant compte des résultats obtenus lors du projet TURMIQUE (cf. Chapitre 1 – 4).

Les spécifications initiales données pour cet échangeur à contre-courant sont d'accepter 0,026 kg/s de gaz chaud à pression atmosphérique et à une température de 1200°C pour échanger avec 0,015 kg/s d'air comprimé à 0,23 MPa (pression absolue) à 20°C. Compte tenu des résultats précédents sur la tenue du matériau et pour des raisons techniques, l'échangeur est testé jusqu'à une température de 900°C.

2.1. Matériels et Méthode

2.1.1. Description de l'échangeur

Le HTHE est fabriqué avec la technologie de fabrication additive (impression 3D par frittage laser) en utilisant une poudre de Nickel Alloy HX produit par EOS ®. Le matériau a été choisi pour ses caractéristiques à haute température [142], sa faisabilité de fabrication par frittage et son coût moins élevé que des céramiques.

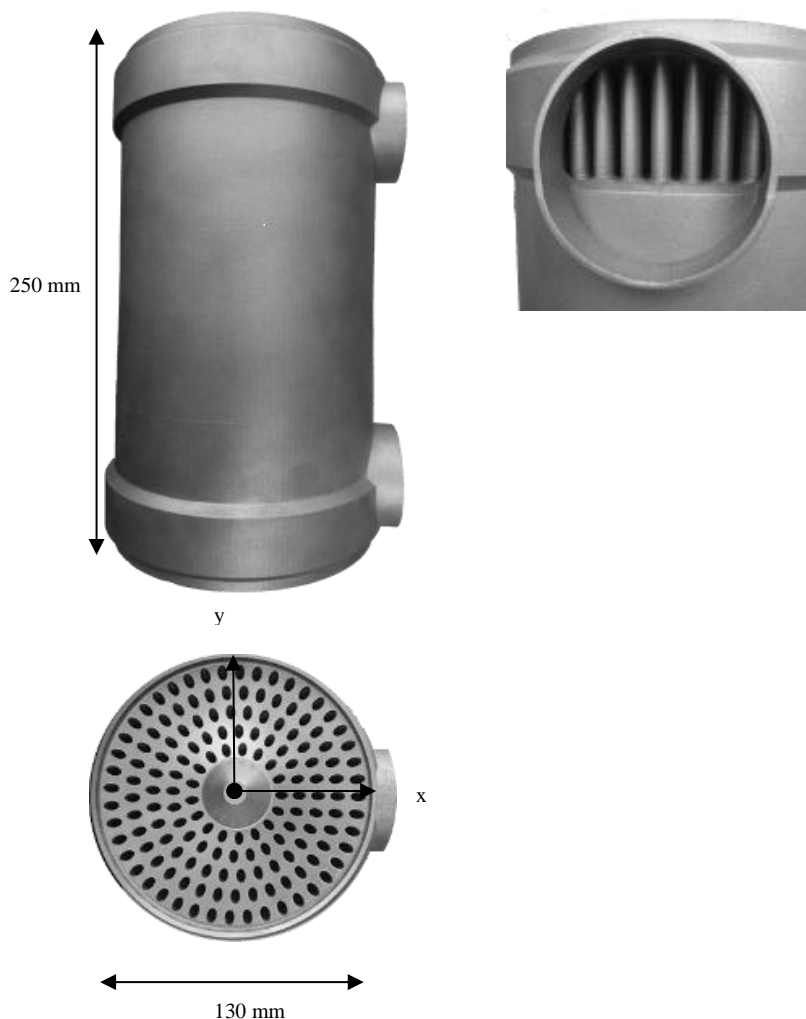


Figure 105 : Photos et dimension de l'échangeur de chaleur final.

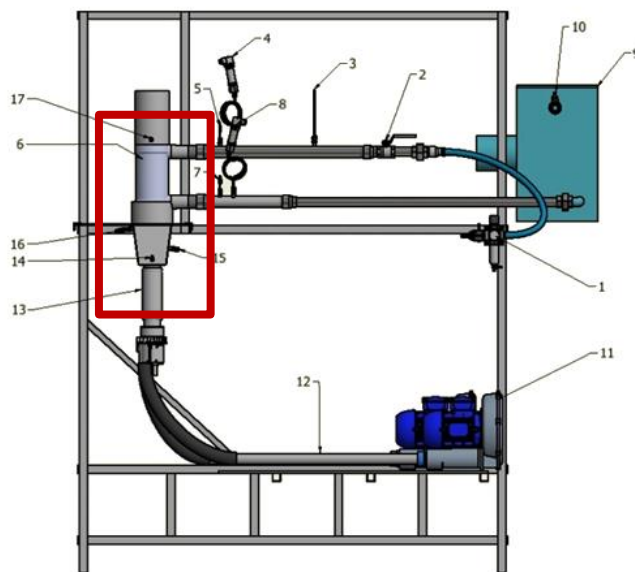
La Figure 105 illustre l'échangeur de chaleur à contre-courant qui a été fabriqué par frittage laser en une seule pièce, la plus grande difficulté étant d'évacuer, en fin de production, la poudre piégée à l'intérieur durant la fabrication. L'entreprise chargée de la fabrication par frittage laser de l'échangeur autorise une épaisseur minimale de parois de 0,2 millimètres afin de garantir l'imperméabilité. En raison de cette restriction l'ensemble des plans a dû être revu. Les raccords sont en acier inox AISI 314 et sont soudés à l'échangeur de chaleur. Avant la caractérisation, aucune fuite n'avait été décelée à 0,4 MPa d'injection d'air avec le HTHE immergé dans l'eau (Figure 106).



Figure 106 : échangeur de chaleur immergé dans l'eau avec injection d'air à 0,4MPa, Aucune trace de fuite visible.

2.1.2. Description du banc d'essai du laboratoire :

La Figure 107 présente le schéma du banc d'essais développé et utilisé pour caractériser l'échangeur de chaleur à haute température.



Indices	Identification
1	Régulateur de pression
2	Vanne d'arrêt
3, 12	Mesure de vitesse d'air
4, 8, 15	Capteurs de pression
5, 7, 14, 16, 17	Thermocouples

Figure 107 : Schéma de l'échangeur de chaleur banc d'essai.

Le circuit chaud débute par deux ventilateurs (11) qui donnent la possibilité de faire varier le débit d'entrée. Ensuite, l'air est chauffé par deux réchauffeurs d'air électriques (13) (11 kW chacun), la température peut atteindre 900°C maximum à la sortie du réchauffeur d'air. Ces températures sont légèrement inférieures aux 1200°C prévues au début, mais permettent de caractériser l'échangeur. Les essais sur le matériau, comme les niveaux de température atteints lors de la combustion sont en bonne adéquation avec ces aspirations. Comme l'air perd quelques degrés entre le chauffe-air et l'entrée du HTHE, les températures sont mesurées aux deux endroits (14 & 16).

Enfin, après avoir traversé l'échangeur l'air chaud est rejeté à l'atmosphère. Les mesures effectuées sur le circuit chaud donnent la perte de pression (15), le débit (12) et les températures d'entrée et de sortie (16 et 17).

Pour le circuit froid, l'air pressurisé est fourni par le réseau d'air comprimé du laboratoire, la pression souhaitée est réglée en amont (1). Cette régulation n'est pas très stable et des variations régulières sont enregistrées. Après le passage dans l'échangeur de chaleur, un aérotherme (9) est utilisé pour réduire la température avant la vanne pointeau (10) qui n'est pas adaptée pour des températures élevées. Cette vanne permet d'ajuster les pertes de charge pour parvenir à la pression prescrite à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. La mesure effectuée sur le circuit froid donne le débit massique (3), la différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur (4 & 8) et la température d'entrée et de sortie du HTHE (5 & 7).

La partie à l'intérieur du rectangle rouge est isolée avec 50 mm de fibres de céramique pour réduire les pertes thermiques et considérer l'échangeur de chaleur comme adiabatique.

Un système de pilotage contrôle les différentes parties du banc d'essais et enregistre toutes les données disponibles. Le HTHE est testé sur une plage de 500°C à 900°C.

L'entrée d'air froid n'est pas réglée en température, celle-ci correspond aux conditions ambiantes (environ 20°C ± 2°C). La pression d'entrée de la voie froide est réglée entre 1,4 bar et 3,4 bar de pression moyenne, la pression de la voie d'entrée chaude n'est pas réglée et est proche de la pression atmosphérique. Le débit massique est maintenu constant pendant toute l'expérience pour les deux côtés, 15 g/s pour le côté froid et 26 g/s pour le côté chaud. Des variations de débit sur le circuit d'air froid ont été mesurées en raison du manque de stabilité de la pression dans le réseau d'air comprimé, mais les valeurs restent proches de la consigne.

Pour le traitement des données, seules les phases sur plus de 10 min minimum sont conservées.

2.1.3. Description des méthodes de simulation

En parallèle des essais expérimentaux, un modèle numérique a été développé avec le logiciel COMSOL® pour modéliser l'échangeur de chaleur afin de déterminer les performances théoriques de l'échangeur et pouvoir les confronter aux résultats expérimentaux ainsi qu'aux données constructeur en termes d'efficacité et de pertes de charge. La modélisation de l'échangeur dans son ensemble en tenant compte du couplage mécanique de fluides / transferts thermiques n'a pas été possible du fait d'une trop forte complexité géométrique ajoutée à une puissance de calcul limitée. C'est pourquoi la modélisation a été scindée en 3 parties distinctes :

- Modèle de transfert thermique couplé à la mécanique des fluides sur la zone linéaire de l'échangeur (Modèle n°1 : calcul de l'efficacité de l'échangeur et des pertes de charge sur la zone linéaire du circuit froid)
- Modèle de mécanique des fluides pour l'entrée et la sortie du circuit d'air comprimé (Modèle n°2 : calcul des pertes de charge sur la zone non linéaire du circuit froid)
- Modèle en mécanique des fluides pour un seul canal pour le circuit chaud, entrée et sortie comprises (Modèle n°3 : calcul des pertes de charge totales du circuit chaud)

Le premier modèle permet de simuler les échanges thermiques qui se produisent dans l'échangeur, seule la partie linéaire de l'échangeur est prise en compte. Les autres modèles permettent de déterminer les pertes de charge globales dans chacun des circuits. Pour le circuit froid, la totalité de l'entrée et de la sortie doit être prise en compte du fait de la complexité de la géométrie. Les pertes de charge globales sur ce circuit équivalent à la somme des pertes de charge linéaires calculées dans le modèle n°1 et singulières issues du modèle n°2. Pour le circuit chaud, les entrées et sorties sont plus simples géométriquement, et il est possible de simplifier l'échangeur en ne prenant en compte qu'un seul tube (en faisant l'hypothèse que la répartition des flux soit homogène). Les pertes de charge globales du circuit chaud résultent alors du modèle n°3.

2.1.3.1. Modèle de transfert thermique couplé à la mécanique des fluides sur la zone linéaire de l'échangeur

Le logiciel COMSOL multiphysique ® version 5.3 avec le module de transfert de chaleur est utilisé pour calculer le couplage de l'écoulement des fluides avec le transfert de chaleur le long de l'échangeur de chaleur. Sur la Figure 108, la zone 1 montre l'utilisation du modèle géométrique et les limites à l'entrée et à la sortie. Dans le schéma, le liquide froid est en bleu, le chaud en rouge et le solide en gris. Ce calcul est réalisé en régime stationnaire en couplant les échanges de chaleur et la dynamique des fluides dans la matrice de l'échangeur contre-courant avec une répartition uniforme des débits d'entrées. Le modèle ne prend en compte que la partie droite de l'échangeur de chaleur et néglige l'entrée et la sortie. Sur la Figure 108, la zone 2 donne un détail de la matrice de l'échangeur.

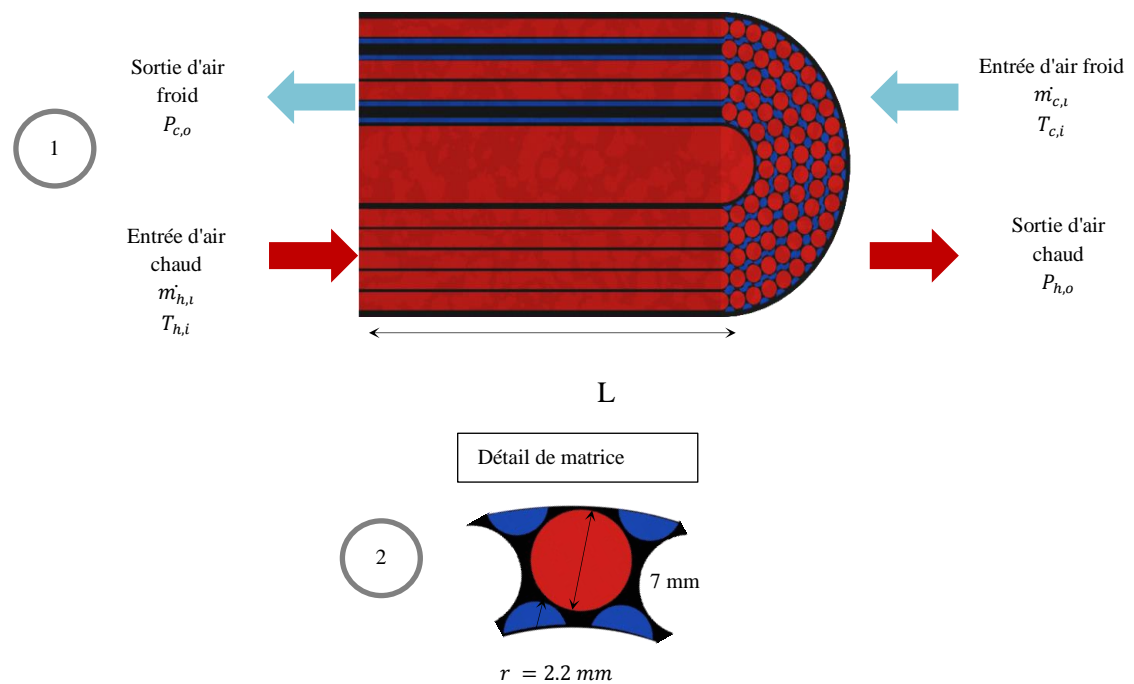


Figure 108 : Schéma du modèle de transfert de chaleur avec le détail de la matrice.

Les fluides froid et chaud sont assimilés à de l'air et leurs propriétés thermo-physiques issues de la bibliothèque matérielle de COMSOL, la partie solide est en alliage de nickel et ses propriétés sont tirées de la littérature [130,143].

Les équations de conservation de la masse (68), de la quantité de mouvement (69) et de l'énergie (70) sont prises pour les écoulements laminaires et compressibles ($Ma < 0.3$) (Equation de Navier-Stokes), ici présenté en régime stationnaire (pas de dépendance avec le temps) :

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (68)$$

$$\rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}) + F \quad (69)$$

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot k \Delta T = Q \quad (70)$$

Avec :

ρ : La masse volumique (kg/m^3) ;

\mathbf{u} : Le vecteur vitesse (m/s) ;

p : La pression (Pa) ;

μ : La viscosité dynamique (Pa.s) ;

T : La température (K) ;

F : La force volumique (N/m^3), peut être utilisée pour ajouter l'effet de la gravité ;

C_p : La capacité calorifique à pression constante (J/(kg.K)) ;

k : Conductivité thermique (W/(m.K)) ;

Q : La source de chaleur (W/m^3).

La condition de frontière sur les parois est de non-glissement ($\mathbf{u} = 0$). Ce travail est axé sur le transfert de chaleur par la conduction et la convection, le rayonnement ayant été négligé du fait du faible rapport entre le diamètre de passage dans les canaux et leur longueur. La gravité a également été négligée en raison de son faible impact sur le résultat des calculs (du fait du faible diamètre des canaux dans la matrice), mais aussi car sa prise en compte augmente très significativement la durée de calcul. En raison d'une faible baisse de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur, la dissipation visqueuse et le travail effectué par les changements de pression sont également négligés.

Une étude paramétrique est utilisée pour la variation de la température d'entrée du fluide chaud de 400°C à 900°C par pas de 100°C . Pour chaque pas de température, la pression à l'entrée du fluide froid varie de 1,4 bar absolu à 3,4 bars absolu par pas de 0,2 bar. L'efficacité est calculée pour chaque situation selon l'équation (61). Pour obtenir la perte de pression dans l'échangeur, des modèles complémentaires de l'entrée et de la sortie sont développés et complètent ces calculs réalisés sur la zone linéaire. Ceux-ci sont présentés ci-après.

2.1.3.2. Modèle de mécanique des fluides pour l'entrée et la sortie du circuit d'air comprimé.

L'échangeur de chaleur a une géométrie complexe qui ne permet pas de créer une simulation globale pour des temps de calculs faibles. Ainsi, pour la perte de pression dans le circuit froid, il a

été décidé de séparer les différentes parties. Le calcul des pertes de charges globales est la somme des pertes de pression singulières et régulières. Les pertes de charge régulières sont données par la simulation de transfert de chaleur (cf. 2.1.3.1) et les pertes singulières correspondent à l'entrée et à la sortie. Afin de simplifier le modèle et de rendre possible la convergence rapide du calcul, la température du fluide dans ces deux zones a été considérée comme constante, les transferts thermiques étant très limités. C'est pourquoi le modèle n'inclut que la mécanique des fluides.

La Figure 109 présente la géométrie de l'entrée avec les caractéristiques du modèle. Les surfaces colorées en gris correspondent au plan de symétrie du modèle. Sur les parois du système une limite de non-glissement ($\mathbf{u} = 0$) est fixée.

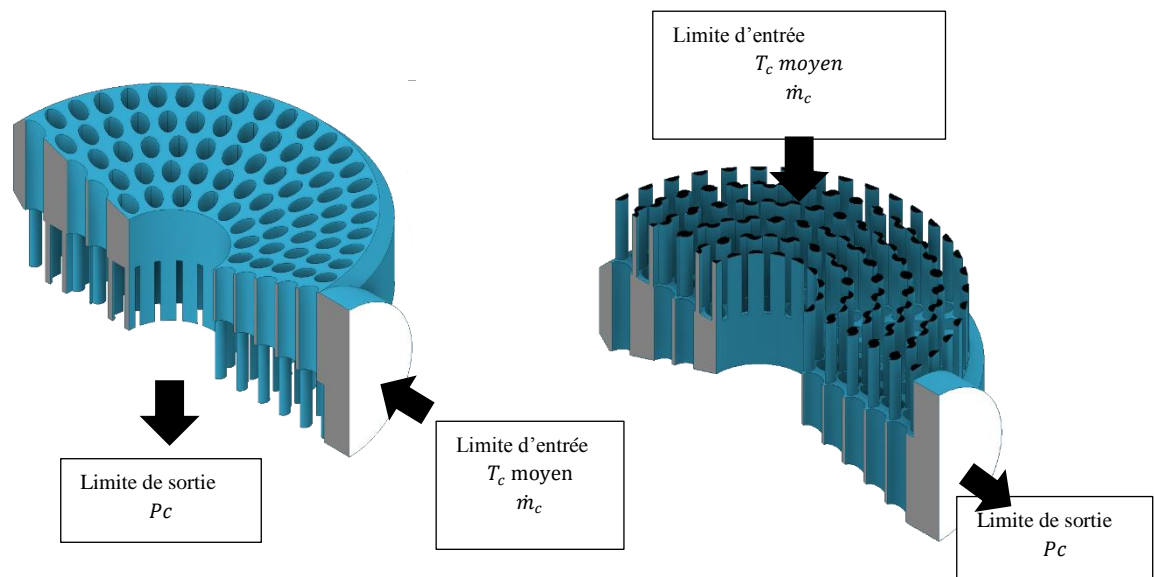


Figure 109 : Schémas de l'entrée (à gauche) et de la sortie (à droite) du circuit froid.

Le modèle résout la mécanique des fluides dans des conditions laminaires, le fluide étant considéré comme non compressible (en raison de la faible baisse de pression entre l'entrée et la sortie). La température du fluide est donnée constante avec une valeur correspondant à la température moyenne de la solution donnée par le modèle développé dans la partie précédente 2.1.3.1. La différence entre les modèles entrée et sortie du circuit froid schématisés sur la Figure 109 relève uniquement de l'orientation du flux.

2.1.3.3. Modèle de mécanique des fluides pour un seul canal pour le circuit chaud.

Un modèle simplifié a été utilisé pour calculer les pertes de pression globale dans le circuit chaud. En effet, les capacités de calcul requises pour un modèle global seraient trop importantes. Il a donc été décidé de créer un modèle simplifié sur un canal complet du circuit chaud (entrée et sortie incluse). Le canal choisi pour la simulation a une longueur égale à la moyenne de la longueur des canaux traversés par l'air chaud. Les résultats de la simulation peuvent donc être considérés comme représentatifs de la chute de pression globale dans le circuit chaud [144].

La Figure 110 présente le schéma d'un tube du circuit chaud avec quelques données utilisées dans le modèle. Pour le modèle, un demi-tube est utilisé avec une contrainte de symétrie, les autres parois (hors entrée et sortie) ont une contrainte de non-glissement. Le modèle ne résout que le débit du fluide dans des conditions laminaires, le fluide étant considéré comme non compressible (en raison de la faible baisse de pression entre l'entrée et la sortie). La température du fluide est donnée constante avec une valeur correspondant à la température moyenne de la solution donnée par le modèle de transfert thermique (i.e. 2.1.3.1).



Figure 110 : Schéma d'un tube du circuit chaud.

Pour ce modèle, la dépendance envers le maillage a été étudiée avec le premier niveau de température ($T_h = 400 \text{ °C}$). Les pressions d'entrée ont été calculées pour différentes qualités de maillage (nombre de points de maille).

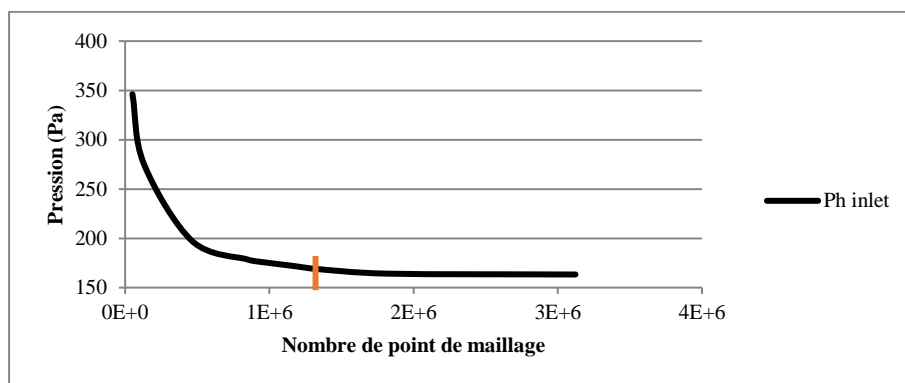


Figure 111 : Graphique de la pression d'entrée du circuit chaud en fonction du nombre de points de maille.

Les résultats sont tracés dans la Figure 111. Une taille de maille avec 1,3 million de points (trait orange sur le graphique) est considérée comme correcte et suffisante car la variation du résultat devient faible.

2.2. Résultats

2.2.1. Variation de l'efficacité

L'efficacité (définie au Chapitre 3 - 1.3.2.2) pourrait idéalement atteindre 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant de longueur infini.

Dans la Figure 112, les résultats des données expérimentales et numériques en fonction de la température d'entrée de l'air chaud sont présentés, la température d'entrée du fluide froid est

toujours identique et égale à 20°C. La tendance observée est une augmentation de l'efficacité avec l'accroissement de la température d'entrée de l'air chaud. Les pentes de la courbe expérimentale et des données du modèle numérique sont identiques même si l'efficacité du modèle numérique est légèrement supérieure à celle obtenue expérimentalement.

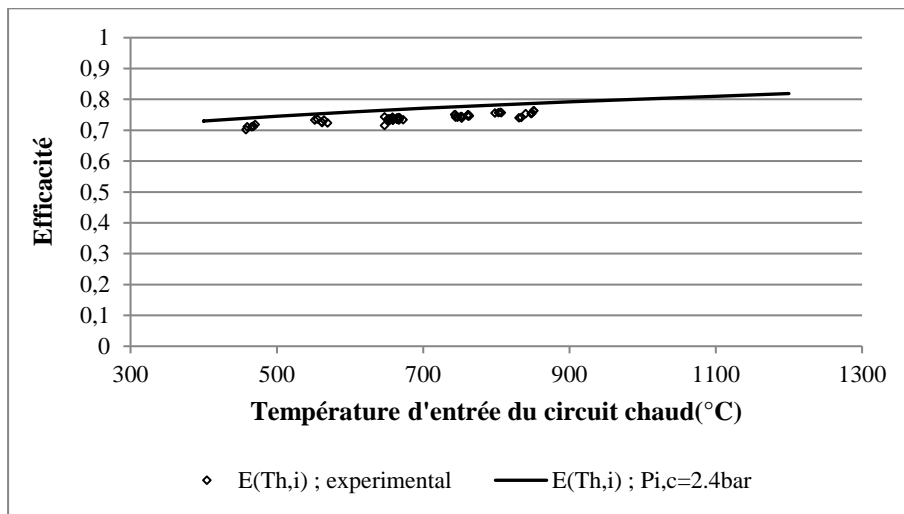


Figure 112 : Efficacité en fonction de la température d'entrée du circuit chaud à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).

La Figure 113 confronte l'efficacité de l'échangeur à la pression de l'entrée du circuit froid. Les résultats montrent que les variations de pression ont une influence négligeable sur l'efficacité, donc sur le transfert de chaleur. Les courbes représentent les résultats de la simulation et les points représentent les résultats expérimentaux.

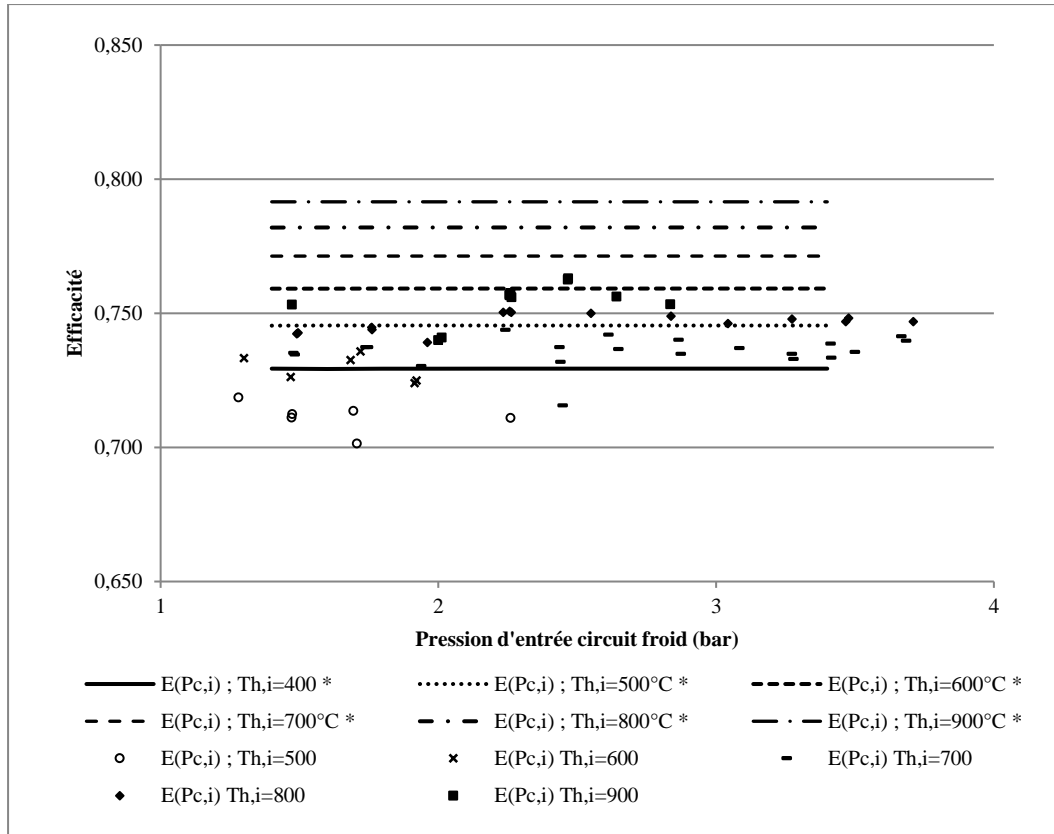


Figure 113 : Efficacité en fonction de la pression d'entrée dans le circuit froid à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).

2.2.2. Variation des pertes de pression :

La Figure 114 présente l'évolution des pertes de pression globales dans le circuit chaud en fonction de la température moyenne de l'air dans le circuit chaud. Le modèle numérique donne une bonne représentation des résultats expérimentaux.

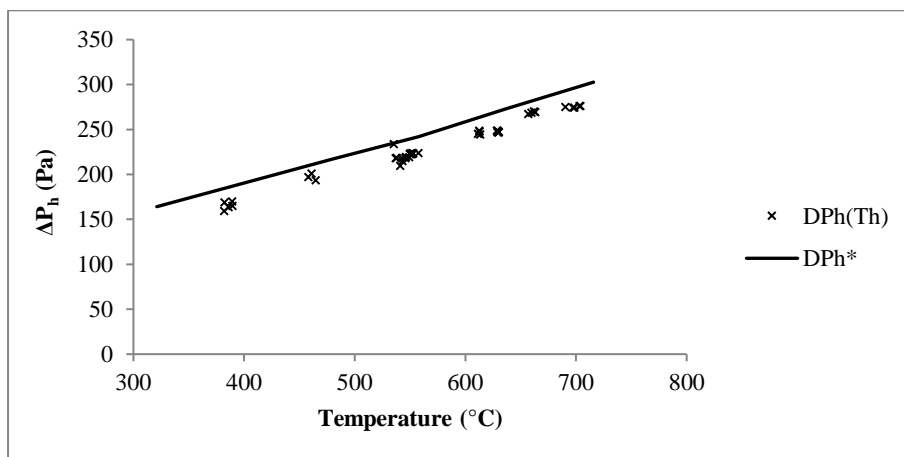


Figure 114 : Pertes de pression en fonction de la température moyenne de l'air à travers le circuit chaud à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).

La chute de pression linéaire a un impact très faible sur la perte de pression globale en raison de la courte longueur des canaux. Le changement de section du flux transversal à l'entrée est la cause de la plus grande partie de la chute de pression.

La Figure 115 présente les variations de pression dans le circuit froid. Le graphique (a) montre la variation de la différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur en fonction de la pression d'entrée pour différentes températures. Les résultats du modèle et les résultats expérimentaux fournissent des données très proches. Une diminution de la différence de pression est mise en évidence lorsque la pression d'entrée augmente.

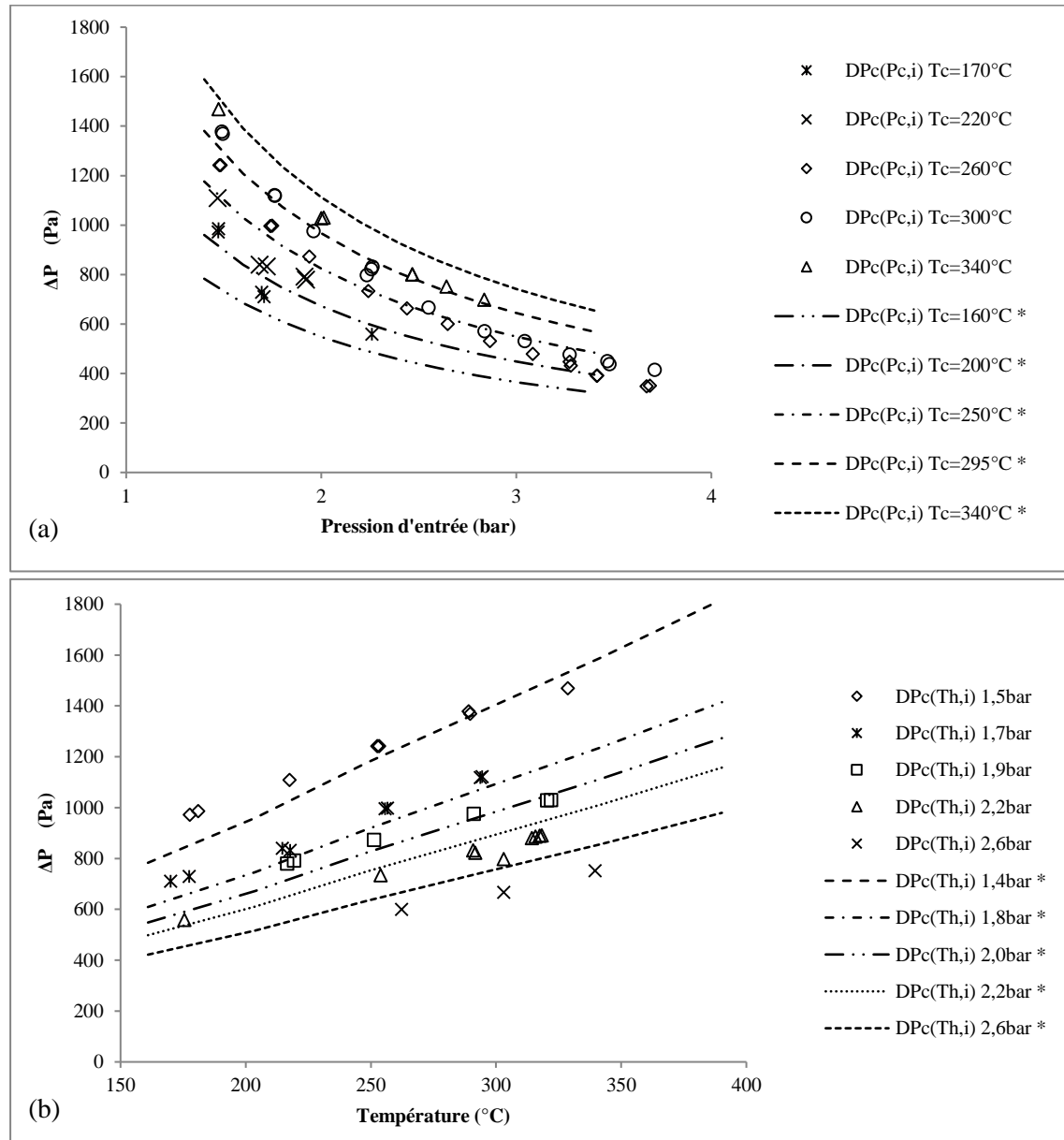


Figure 115 : Pression différentielle sur le circuit froid à débits massiques constants, pertes de charge en fonction de la pression d'entrée (a) et pertes de charge en fonction de la température (b).

En ce qui concerne l'effet de la température, graphique (b) de la Figure 115, les résultats donnés par la simulation montrent un effet plus important que ceux décrits par les données expérimentales.

En effet, par exemple pour une pression d'entrée de 1,5 bar, la chute de pression calculée est comprise entre 800 Pa (à 200°C) et 1600 Pa (à 340°C) alors que la mesure expérimentale donne une variation entre 1000 Pa (à 200°C) et 1500 Pa (à 340°C).

2.2.3. Répartition des vitesses dans l'échangeur

Les résultats sur l'efficacité et sur la perte de pression ne tiennent pas compte de la distribution des vitesses dans l'échangeur, qui est la même que la distribution de débit massique car les différents canaux sont de même dimension. Ainsi, pour comprendre la différence d'efficacité entre le modèle et l'expérience, des tests complémentaires ont été effectués, entraînant la cartographie de la température de sortie du circuit chaud (le long d'une surface perpendiculaire à l'écoulement très proche de la sortie pour éviter le mélange d'air).

La mesure expérimentale des températures en sortie du circuit chaud montre des variations significatives des températures en fonction de la position du thermocouple sur une même hauteur. Cette anomalie peut expliquer que les performances calculées par le modèle sont plus élevées que celles observées lors des expériences. Le circuit chaud présente une distribution de vitesse homogène, alors que celle du circuit froid présente des variations. L'hypothèse d'une distribution d'air non uniforme est vérifiée et peut être corrélée à la variation de la température de sortie.

La Figure 116 met en confrontation la variation de la coloration de l'échangeur de chaleur et d'une part les mesures des températures en sortie du circuit chaud et d'autre part les vitesses calculées dans les canaux du circuit froid. Les vitesses sont obtenues à partir du modèle de mécanique des fluides pour l'entrée du circuit d'air comprimé (cf. 2.1.3.2) en utilisant la vitesse moyenne de sortie de l'air vers les canaux selon une direction transversale donnée (x ou y, voir Figure 116).

La coloration de l'échangeur illustrée sur la Figure 116 montre bien que le profil de température sur le plan transversal de l'échangeur n'est pas horizontal. En effet, il apparaît clairement (sur la photo de gauche Figure 116) que le front de température est bien plus haut à gauche que du côté droit, celui des entrée/sortie du circuit froid. Cela implique que le circuit chaud est mieux refroidi sur le côté droit, donc qu'il y a plus d'échange thermique aux abords des entrée/sortie du circuit froid. Ceci est corrélé par les vitesses d'air froid plus importante sur la partie droite de l'échangeur.

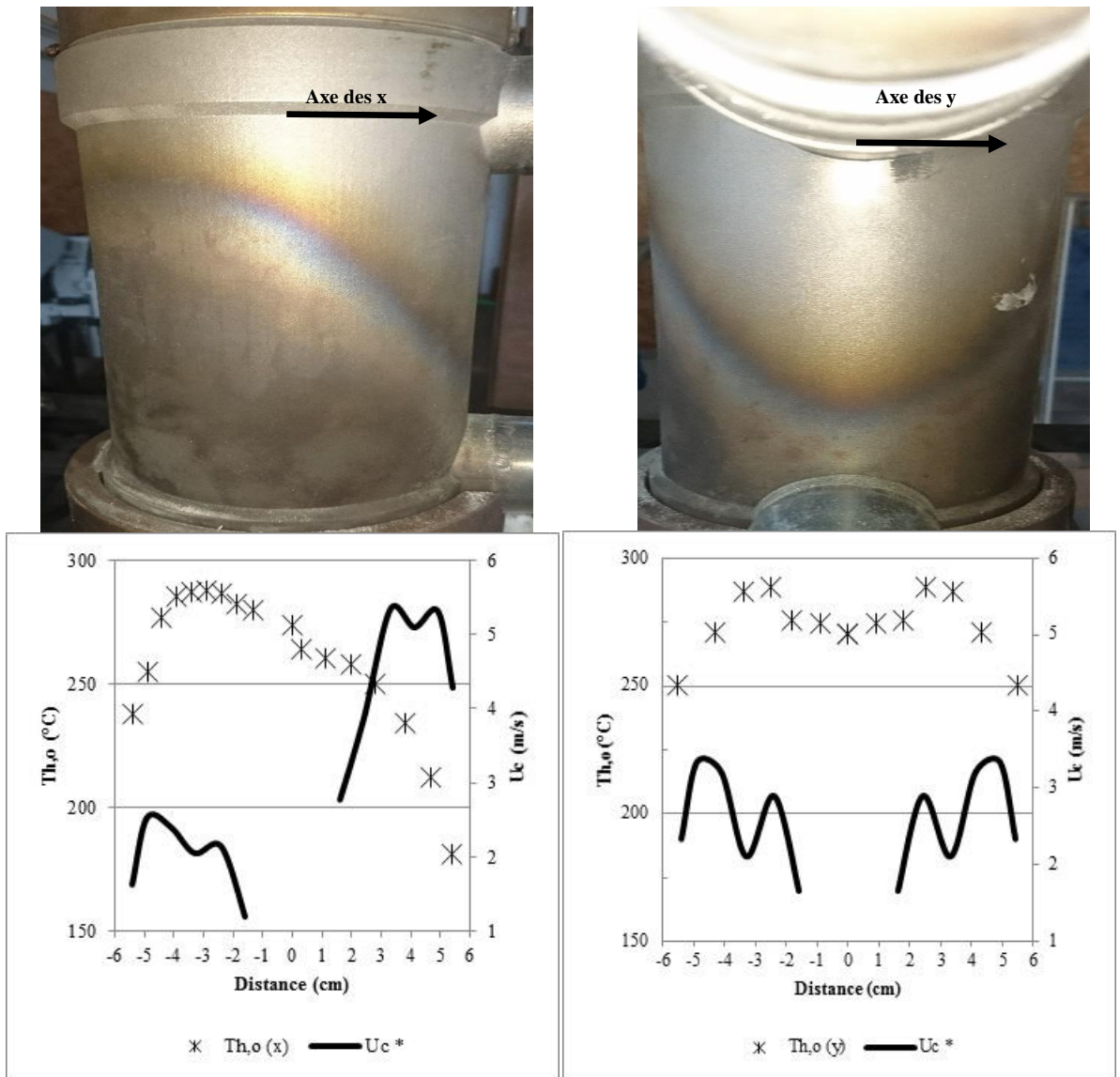


Figure 116 : Photographies de l'échangeur de chaleur après les essais de caractérisation, en vue de côté (à gauche) et en vue depuis les entrée/sortie du circuit froid (à droite). Accompagné par une cartographie des températures de sortie du circuit chaud et des vitesses moyennes dans les canaux du circuit froid en fonction de l'axe x et y (Températures expérimentales : points ; Vitesses théoriques : courbes).

De même, sur la photo de droite Figure 116, la variation de la coloration est symétrique, comme la mesure des températures et des vitesses. Les zones où les vitesses d'air froid sont les plus importantes induisent des échanges plus importants ce qui se répercute sur la température de sortie du circuit chaud par une baisse de température. La non homogénéité de la répartition du débit d'air froid influe donc sur la qualité de l'échange global dans l'échangeur. Des améliorations sur la répartition des débits sur le circuit froid sont donc nécessaires pour améliorer les performances de l'échangeur.

2.3. Discussions

2.3.1. Efficacité

Les résultats sur l'efficacité montrent que l'augmentation des températures d'entrée a une influence positive sur l'efficacité, alors que la variation de la pression n'en a pas. Le transfert de chaleur entre les deux fluides est facilité par l'amélioration de la conductivité thermique de l'alliage de nickel HX lorsque la température augmente. A cet effet, s'ajoute l'augmentation de la vitesse du fluide (augmentation de température à débit massique constant) conduisant à une amélioration du coefficient d'échange convectif à la paroi et une différence de température plus importante.

La différence entre le modèle et l'expérimentation peut être attribuée en partie à l'évolution des propriétés physiques de l'alliage de nickel HX. Les propriétés physiques sont tirées de la littérature [130,143] et non d'un test spécifique du matériau fritté. Cet échangeur de chaleur ayant été réalisé par fabrication additive, le processus peut affecter significativement les propriétés physiques comme la densité, la porosité et la conductivité thermique. Le transfert thermique est calculé uniquement sur la partie linéaire et ne prend pas en compte les entrées et sorties des fluides, c'est une source de déviation non négligeable des résultats. Une autre source d'erreur identifiée est liée à la non-uniformité de la vitesse, non prise en compte dans le modèle, qui conduit à une mauvaise répartition du débit massique à l'intérieur de l'échangeur de chaleur pour le fluide froid.

Lorsqu'on compare cette fois les résultats du modèle avec les données constructeur, une grande différence est observée, i.e. 0,9 à 1200°C ((données constructeur) contre 0,81 pour le modèle. Ces différences peuvent être attribuées à deux facteurs. La non prise en compte des échanges thermiques au niveau des entrées/sorties dans le modèle et le changement d'épaisseur des parois des canaux qui passent de 0,1 mm (constructeur) à 0,2 mm en réalité et pour le modèle, conjointement à la réduction du diamètre des canaux qui en découle.

Les tests expérimentaux au-delà de 900°C n'ont pas pu être réalisés pour des questions techniques déjà évoquées. Néanmoins, il est possible d'extrapoler la courbe (Figure 112) et d'estimer l'efficacité qui aurait été obtenue expérimentalement à 1200°C, soit environ 0,8. Cet écart significatif met en évidence le fait que la température souhaitée (1100°C) en sortie du circuit comprimé soit en entrée de la turbine ne pourra pas être atteinte avec l'échangeur actuel.

2.3.2. Pertes de charge

Afin d'expliquer les tendances observées expérimentalement et validées par les simulations (résolutions des équations de Navier-Stokes), il convient de s'appuyer sur la théorie. Les deux parties suivantes ont pour objectif de démontrer en utilisant des relations théoriques que les variations observées sur les pertes de charge en fonction de la température et de la pression sont cohérentes.

2.3.2.1. Calcul des pertes de charge régulières

Les pertes de charge régulières sont calculées par l'équation de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = f_D \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (71)$$

Avec :

ΔP : Les pertes de charge régulières (Pa) ;

f_D : Le coefficient de pertes de charge ;

L : La longueur du tube (m) ;

D_h : Le diamètre hydraulique : $D_h = \frac{4 \times \text{Aire}}{\text{Périmètre}}$ (m) ;

ρ : La masse volumique (kg/m^3) ;

u : La vitesse (m/s).

Le flux de fluide est laminaire donc le coefficient de pertes de charge f_D est égale à :

$$f_D = \frac{64}{\mathcal{R}_e} \quad (72)$$

Avec :

\mathcal{R}_e : Le nombre adimensionnel de Reynolds : $\mathcal{R}_e = \frac{\rho \times u \times D}{\mu}$

Le développement de l'équation de Darcy-Weisbach pour le flux laminaire donne :

$$\Delta P = \frac{128 \cdot L \cdot R \cdot \dot{m}}{D^4 \cdot M \cdot \pi} * \frac{\mu \cdot T}{P} \quad (73)$$

Avec :

L : Longueur de la conduite (m) ;

M : La masse molaire (g/mol) ;

R : La constante des gaz parfaits (8,314 J/(mol.K)) ;

\dot{m} : Le débit massique (g/s) ;

D : Le diamètre de la conduite (m) ;

μ : La viscosité dynamique (Pa.s) ;

T : La température (K) ;

P : La pression (Pa).

Comme le débit massique est constant, le premier membre de l'équation est constant et il est indépendant de la température ou de la pression. La viscosité dynamique dépend de la température et de la pression, mais dans notre gamme de pression de travail sa variation est négligeable. La viscosité de l'air augmente avec la température donc elle varie dans le même sens que la température.

Les pertes de charge linéaires représentent un faible pourcentage sur la totalité des pertes mesurées sur l'échangeur (~5%). Ceci est dû au fait que la longueur de l'échangeur est très faible.

2.3.2.2. Calcul des pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières sont calculées avec l'expression suivante :

$$\Delta P = K_s \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (74)$$

Avec :

K_s : Le coefficient de pertes de charge ;

ρ : La masse volumique (kg/m^3) ;

u : La vitesse (m/s).

Le coefficient de pertes de charge dépend de la géométrie et du nombre de Reynolds. Dans notre cas, le nombre de Reynolds varie très faiblement donc ce coefficient a une faible variation. Ainsi la variation de pertes de charge peut être écrite en fonction de la température et de la pression :

$$\Delta P = K_s \cdot \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot \Omega^2 \cdot M} * \frac{T}{P} \quad (75)$$

Avec :

K_s : Le coefficient de pertes de charge ;

\dot{m} : Le débit massique (g/s) ;

R : La constante des gaz parfaits ($8,314 \text{ J}/(\text{mol.K})$) ;

Ω : La surface de passage (m^2) ;

M : La masse molaire (g/mol) ;

T : La température (K) ;

P : La pression (Pa).

Les pertes de charge singulières représentent la grande majorité des pertes mesurées et calculées.

2.3.2.3. Conclusion sur les pertes de charge

Le développement des calculs théoriques des pertes de charge qu'elles soient régulières ou singulières montrent que celles-ci sont croissantes avec la température (de façon presque linéaire du fait d'une faible variation de la viscosité) et décroissante avec la pression selon une fonction inverse.

Les Figure 114 et Figure 115 (b) révèlent une variation linéaire des pertes de charge avec la température (pour une pression donnée) et la Figure 115 (a), une variation des pertes de charge en fonction de la pression (à température constante) suivant une fonction inverse. Ces résultats sont donc en total accord avec la théorie.

Les résultats obtenus expérimentalement et par simulation sont très proches. Pourtant, la mauvaise distribution de l'air dans la partie linéaire de l'échangeur n'a pas été prise en considération dans le modèle numérique (cf. Chapitre 3 - 2.1.3.1). Les pertes théoriques totales ont été calculées en additionnant les pertes singulières et régulières calculées par les différents modèles. La

cohérence des résultats entre l'expérience et la simulation s'explique par la faible participation des pertes de charge régulières au total des pertes.

Les objectifs sur les pertes de charge de l'échangeur sont atteints, soit moins de 1% de pertes de charge sur le circuit chaud (valeur proche de 0,5 %) et moins de 3% sur le circuit froid (valeur proche de 1,5%).

2.4. Conclusion sur l'échangeur de chaleur haute température

L'échangeur de chaleur à haute température produit par fabrication additive a été caractérisé par expérimentation et simulation. Les deux méthodes donnent des tendances similaires et des résultats cohérents avec la théorie. L'augmentation de la température a un impact positif sur le transfert de chaleur, mais augmente les pertes de charge linéairement. L'augmentation de la pression du liquide froid n'a pas d'impact sur le transfert de chaleur mais permet une réduction significative des pertes de charge.

Les performances mesurées et calculées sont proches des données du constructeur pour les pertes de charge mais inférieures en ce qui concerne l'efficacité impactée négativement par une mauvaise répartition du flux d'air dans le circuit froid.

L'échangeur de chaleur est fonctionnel en l'état, même s'il ne permettra pas d'atteindre la température souhaitée à l'entrée de la turbine. Ses performances pourront néanmoins être améliorées simplement, par exemple, en augmentant le nombre de points d'entrée/sortie et en les répartissant sur tout le pourtour de l'échangeur. Des améliorations plus innovantes de la géométrie sont aussi envisageables en utilisant tout d'abord la simulation numérique comme outil d'optimisation. L'objectif est de tester, en simulant la mécanique des fluides, les différentes géométries envisagées et de rechercher celle qui garantira la meilleure combinaison entre la répartition des débits et la minimisation des pertes de charge. La fabrication additive (frittage laser) permet la réalisation de géométries complexes, donc la recherche d'une géométrie optimale n'est pas bridée par la faisabilité. L'amélioration de la répartition des entrées de fluide dans les échangeurs est aujourd'hui très souvent étudiée, notamment dans les échangeurs à plaques dont les performances peuvent encore être améliorées significativement [145–148].

3. Etude de la micro-turbine

Les données théoriques de la micro-turbine ont été présentées dans la partie 1.3 de ce chapitre. Durant le projet AGATCO, le LERMAB était chargé de valider le fonctionnement de la micro-turbine. Il s'agissait notamment d'étudier les différentes parties du cycle de fonctionnement : démarrage en mode moteur, transition du mode moteur au mode générateur et le fonctionnement nominal. Pour réaliser des essais de validation, un banc d'essais a été créé et mis en place.

L'étude de la micro-turbine se développe en trois sous-parties. La première est une description du système et de sa conception. Puis dans un second temps sont décrits les moyens mis en œuvre pour répondre aux objectifs fixés et les résultats obtenus sur le fonctionnement de la turbine. La dernière sous-partie permettra de conclure l'étude et de donner des pistes pour l'amélioration du système.

3.1. Etude de la conception de la turbine

Cette sous-partie se base sur le rapport final rendu par BOYKO concernant la conception de la micro-turbine [149].

Cette micro-turbine bénéficie d'une conception nouvelle utilisant des micro-canaux hélicoïdaux à la place d'ailettes. Les bénéfices apportés par la conception de la turbine pour le projet AGATCO sont :

- Une baisse importante du jeu entre les ailettes et le carter ;
- Une suppression des fuites inter-aubes ;
- L'axe sert de rotor à l'électrogénérateur, cela permet de réduire significativement l'encombrement ;
- Très petite dimensions.

La Figure 117 présente le dessin de l'ensemble rotatif de la micro-turbine. Il est composé de trois parties principales : 1 la roue de la turbine, 2 la roue du compresseur, 3 le rotor de l'électrogénérateur (fabriqué avec des disques en titane (5) qui renferment les anneaux d'aimants permanents en alliage de Samarium – Cobalt (4)). Le rotor de l'électrogénérateur est fixé à la roue de compression à l'aide d'un écrou crénelé (6), puis cet ensemble est fixé à la roue de turbine par un système de fixation de type baïonnette à trois dents avec un poinçon de positionnement (7). Les aimants permanents en alliage de Samarium – Cobalt ont la particularité de pouvoir être utilisés jusqu'à une température d'environ 350°C et possèdent une bonne résistance à la corrosion.

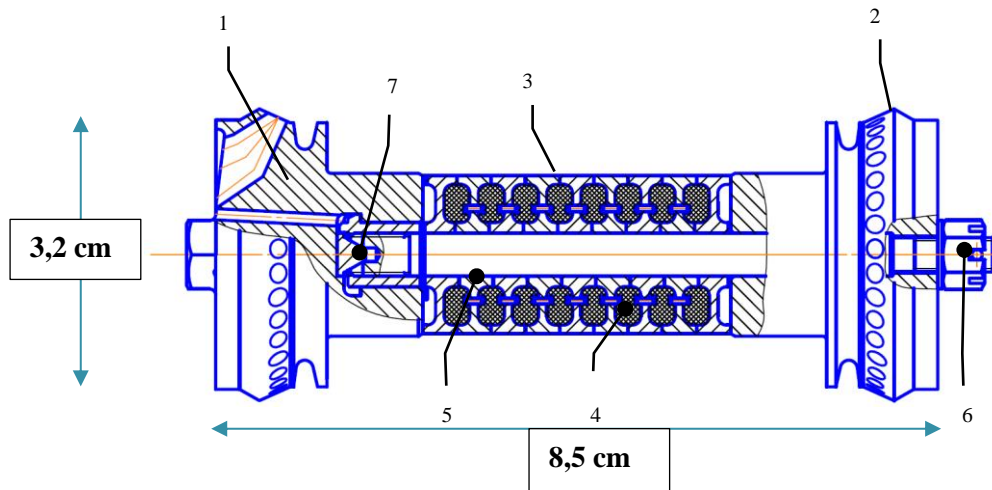


Figure 117 : Dessin de la partie rotor de l'ensemble micro-turbine. (1 : Roue de turbine ; 2 : Roue de compression ; 3 : Rotor de l'électrogénérateur ; 4 : Aimant permanent ; 5 : Disque de titane ; 6 : Ecrou annelé ; 7 : Fixation baïonnette.

L'ensemble a une dimension de 3,2 x 8,5 cm et doit permettre de produire 1,5kW électrique pour une vitesse de rotation de l'ordre de 200000 tours/min

La Figure 117 montre que la roue de turbine et la roue de compression ne possèdent pas d'aube mais des canaux hélicoïdaux. Cette technologie a pour objectif d'améliorer les rendements en limitant les pertes par effet de bord entre les roues et les carters. La Figure 118 présente une photo de la turbine montée ainsi que le détail des canaux côté compresseur.

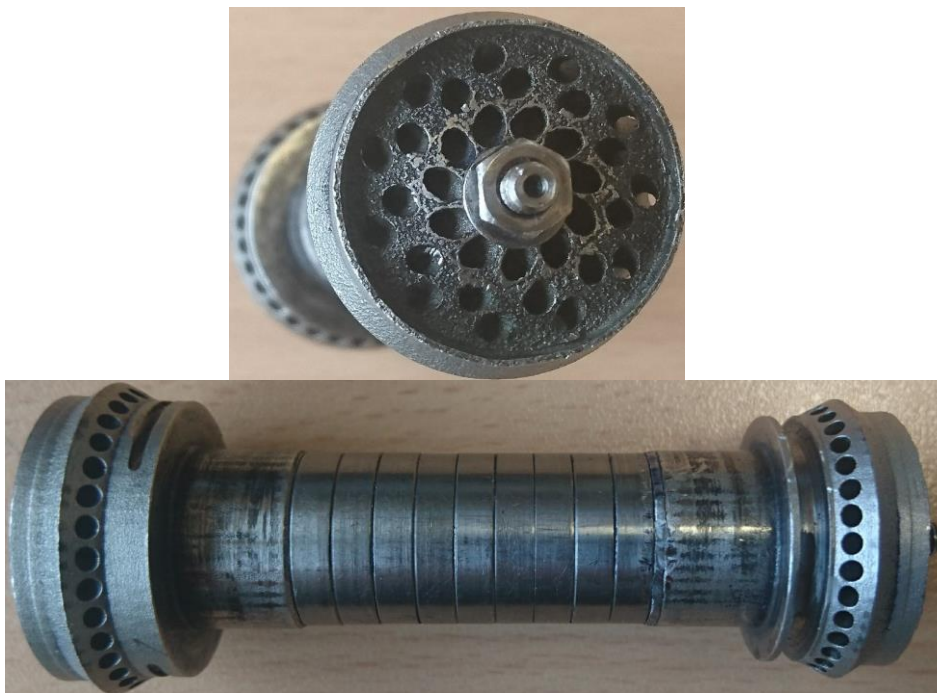


Figure 118 : Photographie de la partie rotative de la micro-turbine.

Les propriétés théoriques de la turbine sont résumées dans le Tableau 20.

Tableau 20 : Propriétés de la turbine AGATCO

Débit	g/s	15
Rendement mécanique	%	99
Rendement électrique	%	90
Rendement isentropique turbine	%	73
Rendement isentropique compresseur	%	71
Puissance électrique maximale	kW	1,5
Taux de compression		2,3
Température d'entrée turbine	°C	1100
Vitesse de rotation	tpm	200 000

Le dessin de la partie fixe est présenté en Figure 119. Le système rotatif vient se placer au milieu (zone rayée), la roue de compression prend place dans le diffuseur, le rotor de l'électrogénérateur est placé au centre des bobines et enfin la roue de turbine vient bloquer le système dans la partie fixe, grâce à son système de fixation baïonnette, en s'emboitant dans le distributeur. Le distributeur et le diffuseur sont réalisés par frittage laser en Nickel Alloy HX. Le roulement de la partie rotative est facilité par la mise en place de paliers à air, le réseau de distribution de l'air apparaît en bleu sur la Figure 119. L'air comprimé est tout d'abord injecté via un compresseur extérieur, puis lorsque la compression de l'air par le compresseur de la micro-turbine est suffisante pour alimenter les paliers qui deviennent autonomes. La valve indiquée 6 ferme alors l'alimentation en air comprimé extérieur. Le choix des paliers à air s'est imposé au vu de la configuration et de la température du système. L'air entrant dans la turbine est à une température de 1100°C, il faut donc refroidir la zone centrale sous peine de désaimanter le rotor. L'air des paliers a donc une double utilité : mettre en suspension le rotor pour supprimer les frottements lors de la rotation et maintenir la température des aimants à un niveau acceptable.

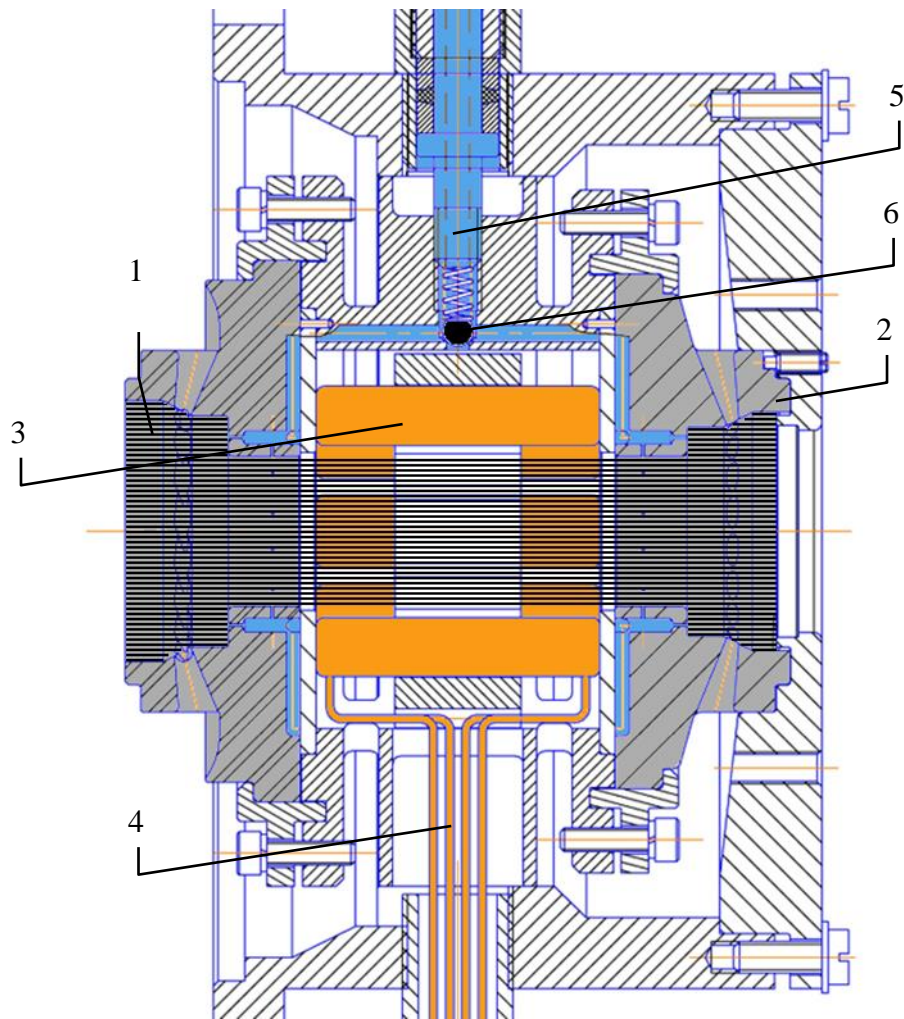


Figure 119 : Schéma de l'ensemble statique de la micro-turbine. 1 : Distributeur ; 2 : Diffuseur ; 3 : Bobinage (couleur cuivre) ; 4 : Fils de connexion ; 5 : Circuit d'air comprimé pour les paliers à air (couleur bleu) ; 6 : Valve de différentiel de pression.

Le distributeur et le diffuseur de la turbine ont été réalisés par l'école nationale d'ingénieur de Saint-Etienne, le carter et l'ensemble rotatif par BOYKO. La micro-turbine a été assemblée en Russie chez notre prestataire BOYKO. Ce dernier a réalisé l'équilibrage de la turbine à l'aide d'une machine d'équilibrage universelle de type ATM-003 K produite par « AKPOH-3 », cf. Figure 120.

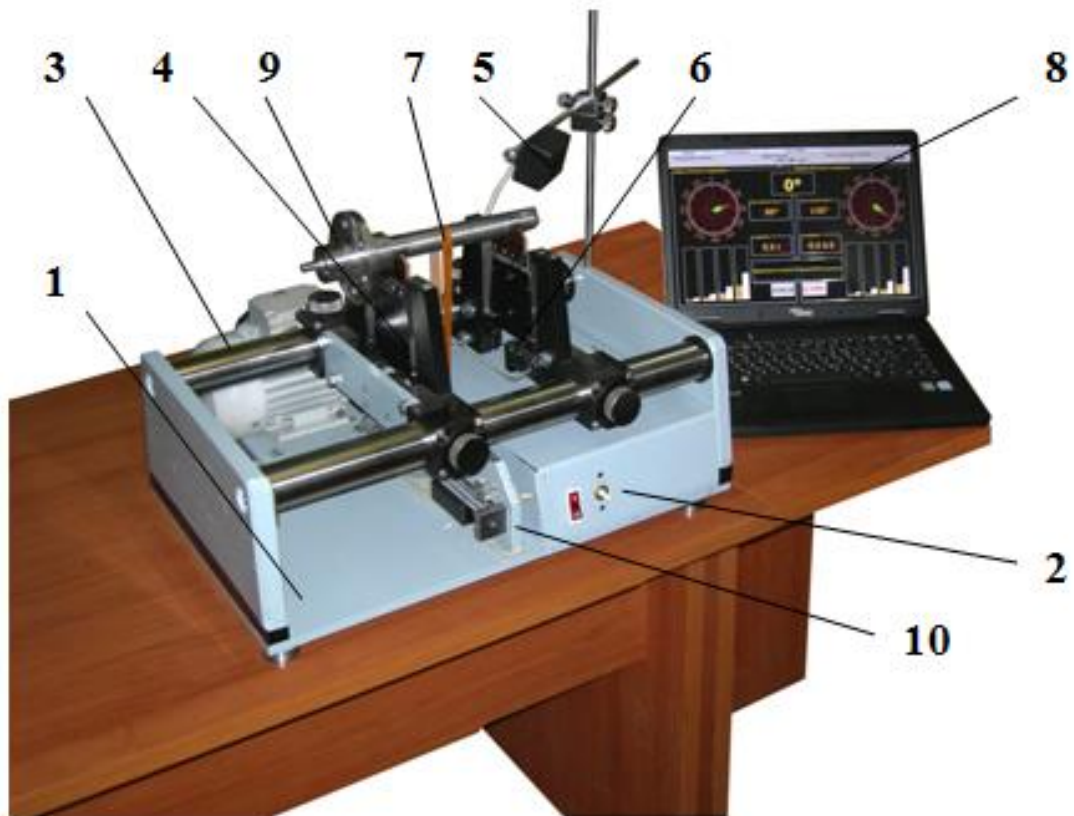


Figure 120 : Vue générale de la machine ATM-003 K. 1 : Support ; 2 : Panneau avant ; 3 : Guides ; 4 : Système oscillant ; 5 : Capteur de position ; 6 : Capteur de vibration ; 7 : Courroie d'entraînement ; 8 : Système de mesure ; 9 : Rotor équilibré ; 10 : bande de réglage.

Avant d'être envoyé au LERMAB pour la réalisation des essais de fonctionnement, le prestataire indique dans son rapport final qu'il a réalisé un test du système de palier à air sans donner plus d'informations. Les paramètres de ce test n'ont pas été fournis, aucune information sur la réussite ou l'échec de ce test n'a été transmise.

3.2. Essais de la micro-turbine

La micro-turbine a été réceptionnée et montée pour la réalisation de sa caractérisation. Notons que pour le démarrage, nos collègues russes de Boyko étaient présents.

3.2.1. Matériels et méthode

3.2.1.1. Circuit d'air

Le banc d'essais utilisé pour tester la micro-turbine reprend celui de l'échangeur, la micro-turbine vient se connecter à l'échangeur. La Figure 121 montre les connections entre l'échangeur et la turbine le tout avec les différents points de mesures installés.

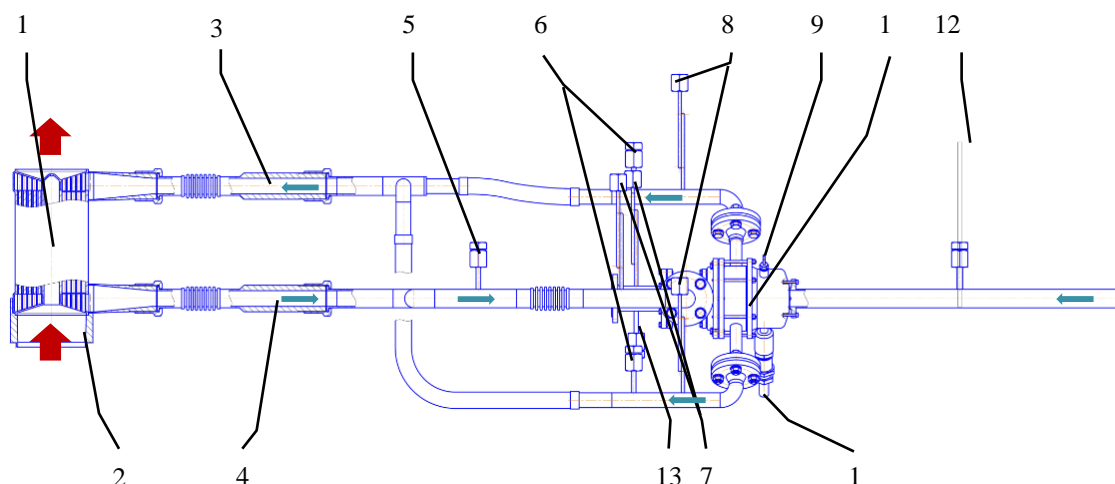


Figure 121 : Dessin de l'ensemble échangeur et turbine avec les connections et positionnement des capteurs (Plan fourni par BOYKO center).

Tableau 21 : Détails des éléments numérotés de la Figure 121.

1	Echangeur de chaleur	7, 8	Capteurs de pression
2	Support échangeur	9	Entrée de l'air comprimé pour les paliers à air
3	Circuit d'air comprimé « froid »	10	Sortie des fils de l'électrogénérateur
4	Circuit d'air comprimé « Chaud »	11	Carter de la micro-turbine
5, 6, 13	Capteurs de température	12	Mesure du débit d'air entrant

Le débit d'air entrant est mesuré avec un anémomètre à fil chaud (12). Pour caractériser les propriétés du compresseur, des mesures de pression (8) et de température (6) sont réalisées en sortie du compresseur. Elles permettent de connaître le taux de compression et de calculer le rendement isentropique de compression. L'air comprimé va ensuite récupérer de l'énergie lors de son passage dans l'échangeur de chaleur avant d'arriver à la turbine. Une mesure de température (5) et une mesure de pression (6) en entrée ainsi qu'une mesure de température en sortie de la turbine permettront de caractériser son fonctionnement. Les variations de pressions et de températures permettent de recalculer son rendement isentropique. Sur l'échangeur de chaleur l'ensemble des

éléments de la partie air chaud expliqués précédemment (cf.2.1.2 de ce Chapitre) sont présents et permettent de calculer l'énergie fournie au système. L'ensemble des données collectées permet de calculer le rendement de la turbine.

3.2.1.2. Circuit électrique

Pour démarrer, la turbine fonctionne en mode moteur : elle doit être alimentée électriquement pour être mise en rotation. Une fois que l'énergie mécanique produite par la détente est suffisante pour entraîner l'ensemble de la turbine, l'alimentation électrique est coupée et la turbine devient génératrice d'électricité. Ces paramètres ont été déterminés par BOYKO et sont regroupés dans le Tableau 22 [150].

Tableau 22 : Paramètre de démarrage de l'électrogénérateur.

Paramètres	Dimension	Valeurs des paramètres durant la phase
Voltage (phase)	V	40
Vitesse de rotation	rpm	70 000
Fréquence	Hz	2333
Courant (phase)	A	3,6
Puissance consommée	W	300

Le démarrage de la turbine se fait avec un dispositif de commande apporté par notre prestataire. Cet outil permet de passer automatiquement du mode moteur au mode générateur quand les conditions sont remplies.

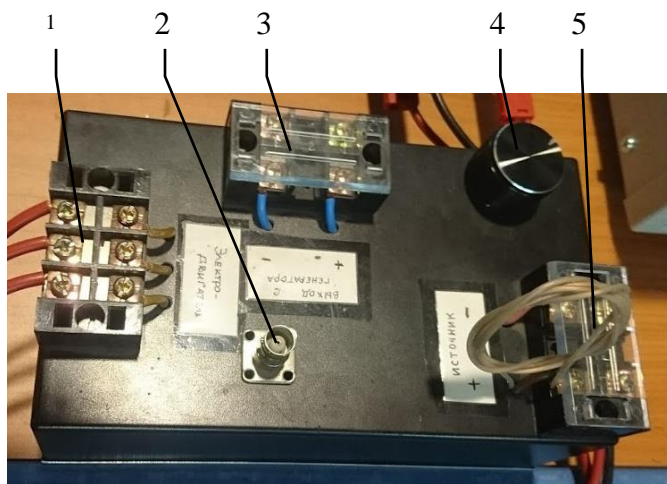


Figure 122 : Dispositif de commande du démarrage de la turbine. 1 : Vers l'électrogénérateur (un fil par phase) ; 2 : Retour des données ; 3 : Sortie de l'électrogénérateur ; 4 : Variateur de fréquence ; 5 : Source électrique.

Pour vérifier le courant et le voltage entrants dans l'électrogénérateur, un voltmètre et un ampèremètre sont placés entre la commande et l'électrogénérateur.

3.2.1.3. Déroulement des essais

Ces essais ont été réalisés en présence de notre prestataire. Ainsi avant leur arrivée, la micro-turbine n'a pas été manipulée, et le montage sur le banc d'essais est réalisé par le prestataire lui-même.

Les essais de la micro-turbine se déroulent selon trois phases où la validation d'une phase permet d'accéder à la phase suivante :

- Test des paliers à air, l'objectif est de valider la mise en suspension de la turbine et l'utilisation de l'électrogénérateur en mode moteur. Donc, aucun ajout d'énergie thermique n'est réalisé au niveau de l'échangeur de chaleur.
- Test du passage du mode moteur au mode générateur, l'objectif est de valider la transition entre l'apport d'énergie pour mettre en rotation la turbine et la production d'électricité. Dans ce cas, il est nécessaire de fournir de l'énergie thermique au niveau de l'échangeur de chaleur, un minimum d'environ 700°C est attendu en entrée de turbine pour le passage en mode générateur.
- Test d'obtention du régime nominal, l'objectif est de pousser au maximum de ses capacités la turbine dans les conditions d'utilisation du régime nominal (200000 rpm ; 1,5kW ; 1100°C en entrée turbine).

3.2.2. Résultats et commentaires

La turbine est montée par l'équipe de Boyko. Une fois le montage réalisé (cf. Figure 123), la première phase de test est lancée. L'air comprimé est injecté à 2,3 bars dans les paliers, le démarrage de la rotation est difficile, la turbine fait un quart de tour avant de s'arrêter.



Figure 123 : Micro-turbine AGATCO dans son carter monté sur le banc d'essai.

Après la vérification des branchements des phases de l'électrogénérateur, contrôle du bon ordre pour permettre la rotation, et le retrait de la valve de différentiel de pression pour faciliter l'accès de l'air comprimé au palier, le test est de nouveau conduit. Après quelques tours la turbine se bloque à nouveau. Le prestataire décide de démonter la totalité de la turbine pour faire une vérification globale du système. L'étanchéité de l'ensemble est améliorée et les canaux pour l'air des paliers sont nettoyés pour s'assurer qu'ils ne soient pas obstrués. L'essai qui a suivi n'a pas non plus été

concluant et nos collègues repartent en Russie. Les éléments permettant le démarrage de la turbine sont conservés au LERMAB pour continuer les tests et chercher la cause du problème de démarrage.

Les essais réalisés au laboratoire permettront d'atteindre environ 30 000 rpm, pour 31V et 2,8A sans la totalité du carter (cf. Figure 124). Le système de fixation à baïonnette se décroche avec la force centrifuge et les vibrations, la roue de la turbine se décroche alors du système rotatif. Lorsque la vitesse devient importante la turbine se déséquilibre et vient percuter les bordures avant de s'arrêter.

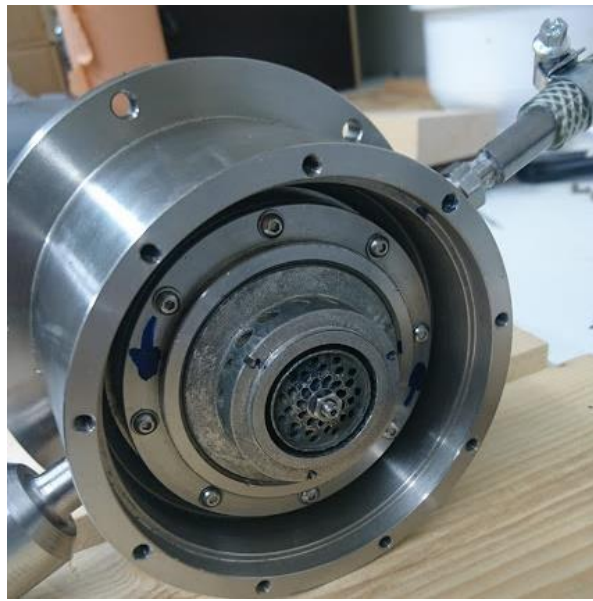


Figure 124 : Micro-turbine AGATCO sans la totalité de son carter.

Il y a donc deux problèmes principaux : la fixation de la roue de la turbine et l'équilibrage de la turbine. La fixation baïonnette pose un problème, cette fixation possède trois positions possibles pour la roue de la turbine. Or, l'équilibrage est réalisé pour une position donnée et avec l'ensemble rotor monté, si lors d'un démontage puis remontage du système la position est modifiée, le système rotatif n'est alors plus équilibré. Ce problème est résolu en réalisant une marque de positionnement.

Pour l'équilibrage une entreprise locale, DATATECHNIC [151] basée à Uxegney, a été consultée pour obtenir un avis sur l'équilibrage du rotor. L'entreprise réalise des machines d'équilibrage et de diagnostic. L'entreprise conçoit des machines manuelles et automatiques d'équilibrage des roues de turbine, de compresseur, d'ensembles tournants de turbocompresseur et d'hélice. De plus, elle possède des solutions d'équilibrage sur leur site pour les turbines, ventilateurs, roues de pompes, etc...

La première réaction fut d'observer la mauvaise qualité de finition de la pièce pour espérer fonctionner avec des paliers à air. La deuxième remarque porte sur l'assemblage de la micro-turbine qui semble non adaptée aux vitesses de rotation espérées. Des mesures ont alors été réalisées afin de vérifier que le rotor soit parfaitement cylindrique. L'absence de trous de centrage de chaque côté de la pièce empêche de faire une mesure convenable et révèle que l'équilibrage n'a pu être réalisé correctement. Des côtes sont relevées en utilisant un support similaire à celui présent sur la machine d'équilibrage utilisé par BOYKO (cf. Figure 125). Les écarts vont jusqu'à 0,2 mm, les cylindres de

titane contenant les aimants ne sont pas au même niveau et la surface des roues possède des facettes. De plus, il s'avère que les dimensions du rotor ne correspondent pas aux plans fournis.



Figure 125 : Prise de côtes sur le rotor de la micro-turbine.

Après les remarques formulées par l'entreprise Datatechnic, il a été conclu que l'équilibrage de la turbine en garantissant sa qualité n'est pas possible. La solution proposée consiste à refaire une turbine complète avec beaucoup plus de précision et sans oublier les organes de centrage. Cette solution n'est pas viable dans le cadre du projet par manque de temps et de moyens financiers.

3.3. Conclusion sur la micro-turbine

La micro-turbine est la partie la plus importante du projet pour produire l'électricité. Pourtant, la qualité de production des éléments qui la composent n'est pas satisfaisante. Il n'a donc pas été possible de valider complètement le système.

La solution utilisée pour l'emplacement de l'électrogénérateur, au centre du système entre le compresseur et la turbine, est une bonne idée pour réaliser un système compact. Mais, l'utilisation d'un système baïonnette pour fixer la pièce dans le stator n'est pas efficace. De plus, la possibilité de placer la roue de la turbine sur trois positions est source d'erreur au montage, l'équilibrage ayant été réalisé sur l'ensemble monté.

L'utilisation des paliers à air a été remise en cause à la suite de l'impossibilité de mettre convenablement en rotation le rotor. Néanmoins, cette solution reste pertinente sous réserve de la

qualité d'état des surfaces des pièces (rotor et stator). L'utilisation de paliers magnétiques est proposée pour refaire une turbine, cette solution, toute aussi pertinente, implique néanmoins une bonne qualité de réalisation... La dernière solution concerne les roulements, mais les vitesses de rotation doivent alors être réduites. Un contrôle plus poussé des pièces au cours de la fabrication et de la finition aurait permis de limiter les défauts et ainsi permettre au système de fonctionner convenablement.

4. Conclusion

Les différents dispositifs externes au système de production de chaleur que sont l'échangeur de chaleur HTHE et la micro-turbine ont été décrits et testés expérimentalement. Le calcul du rendement théorique de la turbine affiche des valeurs comprises entre 7 et 9% selon le mode de combustion (respectivement sans et avec recyclage). Le choix du matériau utilisé pour la fabrication des deux dispositifs a été discuté et des tests de tenue en température ont été effectués révélant un début de dégradation pour des températures supérieures à 1100°C (tests réalisés sur une pièce de rebus de la turbine).

L'échangeur de chaleur a été modélisé sous COMSOL et testé expérimentalement pour mesurer les pertes de charge des deux circuits ainsi que son efficacité. Concernant les pertes de charge, le modèle et l'expérience donnent des résultats similaires, en accord avec les contraintes fixées par le constructeur. En revanche, des différences significatives d'efficacité entre les résultats de la simulation ($\approx 0,81$ à 1200°C) et les valeurs fournies par le constructeur (0,9 à 1200°C) sont observées. Elles sont attribuées à deux principaux facteurs que sont la différence d'épaisseur des parois entre canaux (conduisant à une réduction du diamètre de passage) et la mauvaise répartition du flux d'air dans le circuit froid. Le dernier point ayant pu être vérifié par des mesures de températures, par une modélisation de la distribution des vitesses sur les axes transversaux à l'échangeur et par observation de la coloration de l'échangeur à la suite des essais.

Pour conclure sur l'échangeur de chaleur, nous avons atteint les objectifs techniques en réalisant un banc d'essai nous permettant de récupérer les données nécessaires à la caractérisation de l'échangeur sans l'encrasser, ni le détériorer. Le prochain objectif technique serait l'intégration de l'échangeur dans la chaudière avec les mêmes points de mesure pour récolter les données nécessaires à l'observation de l'impact de la combustion bois sur le transfert thermique essentiellement. Au niveau des objectifs scientifiques, le modèle numérique donne des résultats cohérents et proches de l'expérience, ce qui nous permet de valider le modèle sur cet échangeur en particulier. Cependant, la simulation de la partie transfert thermique devrait être améliorée pour prendre en compte l'échange thermique au niveau des entrées et sorties. La simulation des écoulements doit quant à elle prendre en compte la distribution de l'écoulement dans la partie linéaire, même si dans le cas présent la faible longueur de l'échangeur diminue la variabilité des résultats sur les pertes de charge avec l'expérience. La simulation a permis de confirmer la mauvaise répartition du fluide froid dans l'échangeur et ainsi de proposer des améliorations.

Une tentative de mise en route de la micro-turbine a été menée mais sans succès du fait de différents problèmes inhérents à une mauvaise qualité de fabrication, notamment concernant l'équilibrage et l'état de surface des paliers à air. Le système de fixation des différentes pièces du rotor peut aussi être mis en cause. La turbine n'a alors pas pu être caractérisée expérimentalement

et les tests sur le système global (chaudière + échangeur + micro-turbine) n'ont alors pas pu être menés.

Pour conclure sur la micro-turbine, les objectifs techniques fixés ont été atteints car un banc d'essais a été réalisé pour accueillir la turbine et les instruments de mesures adaptés ont été connectés pour suivre la consommation ou la production électrique de la turbine. D'un point de vue scientifique les objectifs initiaux n'ont pas pu être réalisés. Cependant, le travail réalisé sur la turbine a permis de mettre en lumière les défauts qui demandent à être corrigés pour obtenir un prototype fonctionnel.

Chapitre 4 : Intégration du micro-cogénérateur dans l'habitat

Ce chapitre est consacré à la mise en situation du micro-cogénérateur AGATCO dans l'habitat individuel. L'objectif est de quantifier l'intérêt de la micro-cogénération dans ce type d'habitat. Il sera évalué selon deux critères : économique et environnemental. Pour juger de l'importance de ces critères, ceux-ci sont comparés avec les données obtenues en faisant usage d'une chaudière à granulés dans les mêmes conditions d'exploitation. Cette étude, si elle est réalisée en détails peut faire l'objet d'une thèse à elle seule, ce qui a été le cas pour la thèse de Benoît Andlauer qui a mis au point un modèle de calcul de l'impact d'un micro-cogénérateur intégré aux bâtiments [152]. C'est pourquoi, une étude simplifiée est présentée ici à partir des données issues de notre travail.

L'objectif est de simuler par trois scénarii le micro-cogénérateur dans les conditions d'utilisation d'une maison individuelle située dans les Vosges (Epinal) ayant un besoin maximal de chauffage de 10kW, la période de chauffe allant du 1^{er} octobre au 30 avril. Le besoin en eau chaude sanitaire (ECS) est calculé en fonction du nombre de personnes occupant le logement. Le besoin électrique de la maison est déterminé en prenant en considération un ménage composé de quatre personnes vivant dans une maison de 120 m².

Les données utilisées permettent de réaliser plusieurs scénarii. Dans un premier scénario, une chaudière à granulés est utilisée pour répondre aux besoins thermiques, le besoin en électricité est comblé en achetant l'énergie au réseau. Dans un deuxième temps, la chaleur est produite par le micro-cogénérateur et l'électricité ainsi produite est entièrement vendue au réseau, ce dernier fournissant les besoins en électricité. Enfin, le micro-cogénérateur répond aux besoins thermiques et l'électricité produite est auto-consommée. En fonction de la part d'autoconsommation une part d'électricité sera soit vendue soit achetée au réseau. De ses différents scénarii sont tirés le budget annuel nécessaire pour répondre à l'ensemble des besoins, l'efficacité énergétique et l'impact environnemental de chaque scénario.

1. Présentation des calculs

Dans un premier temps, l'obtention des différentes données sur la partie thermique est expliquée. Le calcul du besoin thermique, couplage du besoin en chauffage et en eau chaude sanitaire, permet d'obtenir la quantité de combustible et donc le budget nécessaire à l'année.

Dans un second temps, les données concernant la consommation électrique sont expliquées. La détermination du besoin électrique, les conditions d'achat et de vente de l'électricité par le particulier sont autant de facteurs influençant la comparaison des systèmes, et cela en fonction des scénarii d'utilisation de l'électricité produite par le micro-cogénérateur.

Enfin, la dernière partie présente les différents calculs permettant de réaliser le bilan économique, le bilan thermique et le bilan environnemental pour l'ensemble des cas.

1.1. Détermination des données thermiques

Le besoin en énergie thermique (B_t) est la somme du besoin en chauffage (B_c) et du besoin en eau chaude sanitaire (B_{ECS}). A partir du besoin thermique le volume du ballon tampon ainsi que la consommation de combustible (C_t) sont calculés.

1.1.1. Estimation du besoin en chauffage

La puissance optimale nécessaire pour répondre au besoin maximum de chaleur a été fixée à 10kW, celle du dispositif étudié dans le cadre de ce travail de thèse. Cette puissance est nécessaire lorsque l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment est maximal. La température intérieure est fixée à 19°C dans cette étude. La température extérieure dépend de la localisation, elle est appelée *température de base extérieure*, elle est calculée selon la norme EN ISO 15927-5. Elle désigne soit une température moyenne de l'air sur une période de n jours (n pouvant prendre comme valeur 1, 2, 3 ou 4) qui se répète à une fréquence de 1 fois par an, soit une température moyenne horaire de l'air qui est dépassée en moyenne sur 99 % des heures pendant le mois le plus froid de l'année. Dans les Vosges cette température est de -9°C pour les calculs simplifiés de la réglementation thermique de 2012 [153]. La puissance thermique nécessaire par degré d'écart avec l'extérieur est donc :

$$P_{\Delta T} = \frac{\text{Puissance nominale}}{(T_i - T_{eb})} \quad (\text{en kW}/^{\circ}\text{C}) \quad (76)$$

Avec :

T_i : Température intérieur souhaité (°C)

T_{eb} : Température extérieur de base (°C)

L'équation (76) permet de calculer le besoin en énergie dès lors que l'écart entre la température intérieure et extérieure est connu. Les Degrés Jour Unifié (DJU) représentent le cumul des écarts de température entre la température de référence choisie (19°C) et la température extérieure sur la période hivernale. Dans notre cas, la période de chauffe choisie débute le 1^{er} octobre et se termine le 30 avril, soit 212 jours, les données concernant Epinal sont rassemblées dans le Tableau 23.

Tableau 23 : DJU sur la période hivernale pour Epinal, statistiques établies sur la période 1986–2010 avec une température de référence de 19°C [154].

Période hivernale du 1er octobre au 30 Avril	
	DJU Epinal
Octobre	257,3
Novembre	408
Décembre	514,6
Janvier	539,4
Février	458,85
Mars	403
Avril	297
Total :	2878,15

Le besoin d'énergie thermique pour chauffer la maison sur une année est donc de :

$$B_{\text{chauffe}} = P_{\Delta T} \times 24 \times \frac{DJU}{212} \quad (\text{en kWh/jour}) \quad (77)$$

1.1.2. Estimation du besoin en eau chaude sanitaire (ECS)

En moyenne les besoins journaliers d'ECS par personne sur une année s'élèvent à 56 ± 23 litres à 40°C . Pour un ménage composé de 4 personnes les besoins journaliers sur une année sont de 170 ± 70 litres à 40°C [155]. La température de l'eau froide qui entre dans le ballon d'ECS varie au cours de l'année, le Tableau 24 regroupe les valeurs moyennes au cours de l'année et les moyennes sur les périodes prises en compte dans l'étude. Les températures moyennes mensuelle d'eau froide ont été déterminées à partir d'un échantillon de 100 logements (32 immeubles, 65 maisons individuelles et 3 appartements) répartis en France. Les Vosges est un département froid de France, pour les calculs la température d'eau froide prise en compte est la valeur moyenne moins l'écart type.

Tableau 24 : Variation de la température moyenne d'eau froide au cours de l'année et température moyenne sur la période hivernale et l'été en France [155].

	Températures moyennes mensuelles d'eau froide ($^\circ\text{C}$)	Températures mensuelles prises en compte ($^\circ\text{C}$)	Températures moyenne sur période hivernale et été ($^\circ\text{C}$)
Octobre	$17 \pm 2^\circ\text{C}$	15	11
Novembre	$15 \pm 2^\circ\text{C}$	13	
Décembre	$12 \pm 2^\circ\text{C}$	10	
Janvier	$11 \pm 2^\circ\text{C}$	9	
Février	$11 \pm 2^\circ\text{C}$	9	
Mars	$12 \pm 2^\circ\text{C}$	10	
Avril	$15 \pm 2^\circ\text{C}$	13	
Mai	$17 \pm 3^\circ\text{C}$	14	17
Juin	$19 \pm 3^\circ\text{C}$	16	
Juillet	$21 \pm 3^\circ\text{C}$	18	
Août	$21 \pm 3^\circ\text{C}$	18	
Septembre	$20 \pm 3^\circ\text{C}$	17	

Le besoin en énergie pour la production d'ECS est calculé selon l'équation suivante, la température d'eau froide étant prise pour la période concernée :

$$B_{ECS} = 170 \times \frac{4185}{3600} \times \frac{40 - T_{\text{eau froide}}}{1000} \quad (\text{en kWh/jour}) \quad (78)$$

1.1.3. Estimation du temps de chauffe et du volume du ballon tampon

L'ajout d'un ballon tampon permet de réaliser une chauffe par jour. Le ballon vient emmagasiner le surplus d'énergie produite lors du fonctionnement en régime nominal de production de chaleur. Le temps de fonctionnement représente donc le besoin réel en énergie divisé par la puissance nominale de la production de chaleur :

$$t = \frac{B_t}{P_{nominale}} \quad (\text{en h/jour}) \quad (79)$$

Durant cette période de chauffe, une partie de la chaleur est utilisée pour chauffer la maison et le reste permet de chauffer l'eau du ballon tampon. Le volume du ballon tampon devra donc contenir l'énergie nécessaire au chauffage et aux besoins en eau chaude sanitaire pour le temps restant après la chauffe.

$$V = \frac{B_t}{24} \times (24 - t) \times \frac{3600}{4185 \times \Delta T} \quad (\text{en m}^3) \quad (80)$$

Avec :

B_t : Le besoin thermique (kWh) ;

t : Le temps de fonctionnement de la chaudière par jours (h) ;

ΔT : La différence de température entre l'entrée et la sortie du ballon.

La variation de température entre l'entrée et la sortie du ballon est dépendante du système de production d'eau chaude sanitaire et du type de chauffage mis en place. Dans notre cas d'étude, la différence de température de 45°C est prise, le choix a été réalisé en prenant en compte que la température de sortie d'eau de la chaudière serait d'environ 85°C et la température minimale du ballon 40°C (température de l'eau chaude sanitaire). Le volume du ballon tampon est donné à titre indicatif, il ne rentre pas dans les bilans réalisés.

1.1.4. Estimation de la quantité de combustible

L'énergie thermique qui a été réellement consommée (C_t) prend en compte le rendement des appareils de production. Dans notre étude simplifiée, seul le rendement de la production de chaleur (rendement de la chaudière ou rendement thermique de la micro-cogénération) est pris en compte. Les pertes durant la distribution de la chaleur sont considérées comme nulles.

Les rendements utilisés sont ceux présentés dans le chapitre 1, paragraphe 3.3, la chaudière classique possède un rendement thermique de 90% et le micro-cogénérateur un rendement thermique de 79%.

L'énergie réellement consommée est donc fonction du système étudié :

$$C_t = \frac{B_t}{\eta_t} \quad (\text{en kWh/jour}) \quad (81)$$

Avec :

C_t : Energie réellement consommée ;

η_t : Rendement thermique de l'appareil de chauffage.

1.1.5. Prix de l'énergie thermique

Dans une maison, le besoin en énergie thermique peut être fourni par différentes sources d'énergie. La Figure 126 détaille l'évolution de leurs prix d'achat en €/MWh.

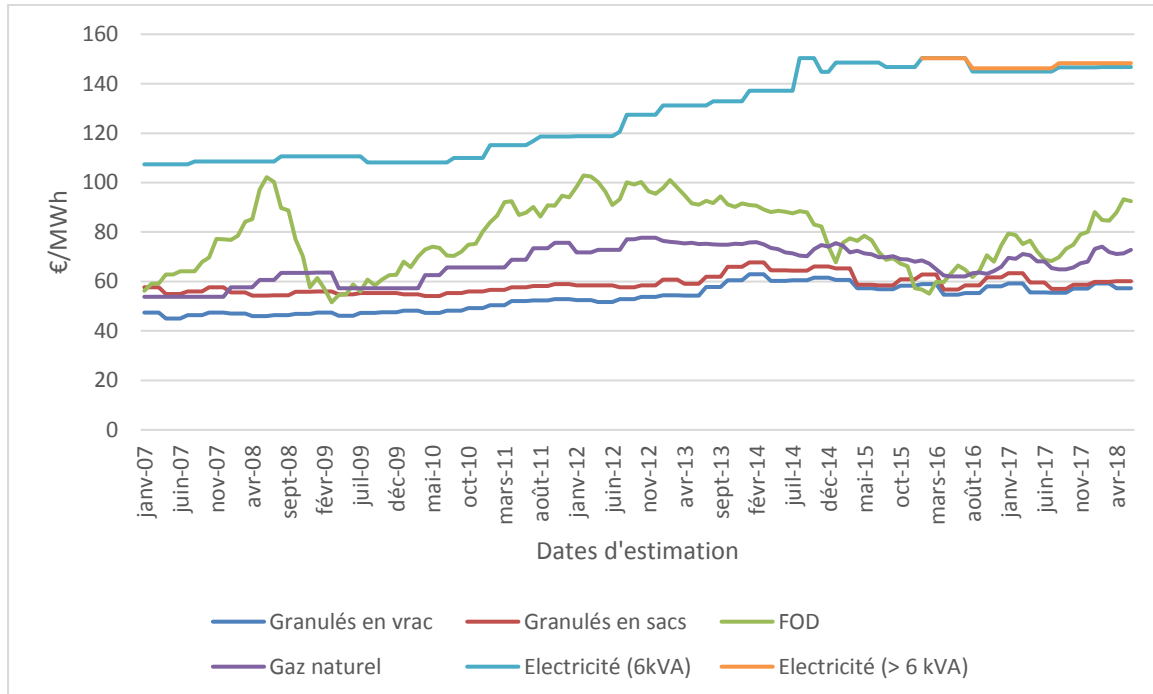


Figure 126 : Variation des tarifs d'achat de différentes énergies [55].

L'électricité est l'énergie la plus coûteuse à l'achat, mais c'est aussi la plus simple à mettre en œuvre dans l'habitat. Son prix est continuellement en augmentation depuis 2007, le tarif affiché prenant est celui de l'électricité pour un tarif bleu option base. Pour un contrat de fourniture d'électricité supérieur à 6kVA, les données existent à partir de décembre 2015. Le tarif est légèrement supérieur à celui donné pour un contrat à 6kVA. Le fioul domestique subit de grandes variations depuis ces dernières années. Le prix du gaz naturel est indexé sur celui du fioul. Il reste néanmoins assez proche de celui des granulés, même si ces derniers sont aujourd'hui plus compétitifs, avec un prix beaucoup plus stable de 60€/MWh.

1.2. Détermination des données électriques

1.2.1. Besoin d'énergie électrique (hors chaleur, ECS et cuisson)

Pour le calcul des besoins en énergie électrique, nous avons repris la quantité d'électricité moyenne consommée dans les maisons individuelles qui est de 3246kWh/an pour 2,45 personnes et une surface habitable de 115m² [156]. Puis nous avons réparti ce besoin selon la répartition des consommations décrite dans la Figure 127.

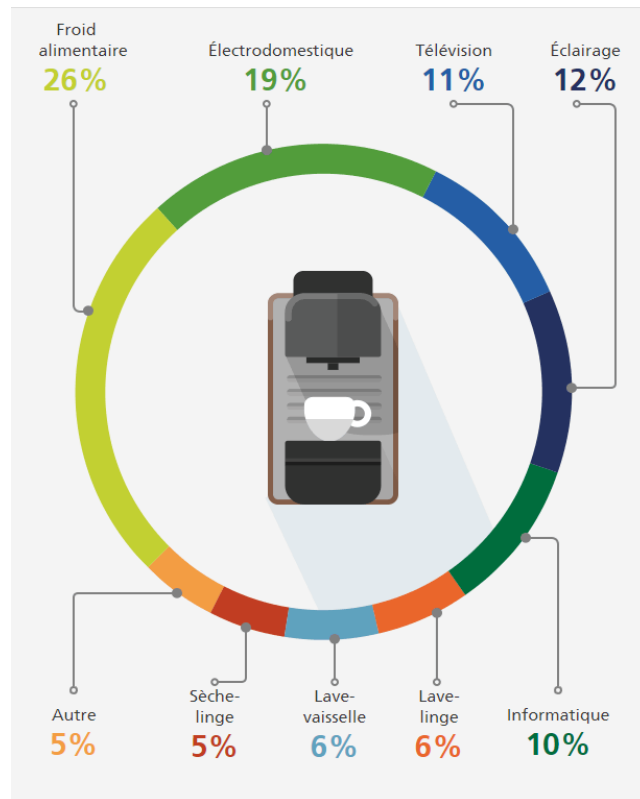


Figure 127 : Répartition de la consommation d'électricité d'un ménage français (hors chauffage, eau chaude et cuisson) [157].

Les différentes consommations internes peuvent être calibrées en fonction de trois méthodes : *la puissance installée / unité de surface* ; *le nombre de lancements / personne* et *la puissance installée / personne* [156]. Le Tableau 25 est réalisé en répartissant la consommation moyenne et en la pondérant selon le nombre de personnes vivant dans la maison ou selon la surface de l'habitat.

Tableau 25 : Consommations d'électricité moyennes (hors chaleur, ECS et cuisson) par secteur.

Usages	Désignation	Valeurs	Unités
Froid Alimentaire	FA	344,4	kWh/personne/an
Informatique	I	132,5	
Lave-linge	LL	79,5	
Lave-vaisselle	LV	79,5	
Sèche-linge	SL	66,2	
Electrodomestique	Ed	251,7	
Télévision	T	145,7	
Autre	A	1,4	kWh/m ² /an
Eclairage	Eg	3,4	

La quantité d'énergie consommée par le ménage constitué de X_p personnes dans une maison individuelle d'une surface S , sera donc calculée de la façon suivante :

$$B_e = (FA + I + LL + LV + SL + Ed + T) \times Xp + (A + Eg) \times S \quad (\text{en kWh/an}) \quad (82)$$

La quantité d'énergie électrique consommée obtenue est une valeur moyenne, elle varie en fonction de chaque ménage, du matériel installé et de l'utilisation qui en est faite.

1.2.2. Scénarii de production d'électricité

Plusieurs scénarii en corrélation avec les possibilités qu'offre la législation actuelle sont disponibles pour satisfaire le besoin en énergie électrique. Ces scénarii dépendent de l'utilisation ou non du micro-cogénérateur. Si la chaudière classique est employée (cas 1), alors le scénario est celui d'une production d'électricité par le réseau électrique. Si le micro-cogénérateur est utilisé (cas 2), alors il y a trois possibilités :

- L'électricité produite est dans son intégralité vendue au réseau et l'électricité nécessaire pour répondre au besoin est achetée au réseau (cas 2-a) ;
- L'électricité produite est dans son intégralité autoconsommée et la quantité manquante est achetée sur le réseau (cas 2-b) ;
- L'électricité produite subvient intégralement au besoin et l'excédent est vendu au réseau (cas 2-c).

Les deux dernières possibilités ne peuvent pas coexister, ce sera soit l'un soit l'autre en fonction des résultats obtenus, ceux-ci pouvant dépendre de la saison envisagée.

La production d'électricité est calculée à partir de la consommation en combustible et du rendement électrique du micro-cogénérateur (12%).

1.2.3. Prix d'achat et de vente d'électricité par le consommateur

1.2.3.1. Prix d'achat

Le consommateur achète son électricité au réseau au prix de 148,3 €/MWh. Il correspond au tarif bleu option Base d'EDF de 2018 pour un contrat à 9 kVA. A ce tarif, il faut ajouter l'abonnement payé annuellement. En 2018 l'abonnement pour un contrat de 9 kVA s'élève à 125,08 € [55].

1.2.3.2. Prix de vente

Pour le prix de vente de l'électricité au réseau, nous considérons que le tarif C16, normalement utilisé pour toutes les tailles de cogénérateur au gaz, est applicable au bois. Il n'existe pas de législation disponible à ce jour pour la cogénération au bois dans une gamme de puissance inférieure à 300kW électrique [158]. Le tarif C16 est différent en fonction des saisons. La saison hiver commence le 1^{er} novembre et se termine le 31 mars. Le tarif d'été est d'environ 30 €/MWh. Le tarif hiver est calculé à partir de trois composantes [109] :

- Une part fixe de 54 €/MWh ;

- Une compensation du prix du gaz en €/MWh : $1,26 \times \text{Tarif B1}$;
- Une prime à la performance en €/MWh : $130 \times (Ep - 0,1)$, Ep étant l'économie réalisée sur l'énergie primaire.

Dans notre étude, la compensation du prix du gaz est remplacée par une compensation du prix des granulés. Le Tarif B1 est remplacé par le prix des granulés. Le choix réalisé ici est pessimiste, il considère qu'aucune aide supplémentaire n'est mise en place pour aider aux développements des micro-cogénérateurs utilisant une ressource renouvelable et non fossile. Le calcul de l'économie d'énergie primaire est chiffré de la manière suivante :

$$Ep = \left(1 - \frac{1}{\frac{\eta_{CHP.t}}{\eta_{ref.t}} + \frac{\eta_{CHP.e}}{\eta_{ref.e}}} \right) \times 100\% \quad (83)$$

Avec :

$\eta_{CHP.t}$: Le rendement thermique du micro-cogénérateur ;

$\eta_{ref.t}$: Le rendement thermique de référence ;

$\eta_{CHP.e}$: Le rendement électrique du micro-cogénérateur ;

$\eta_{ref.e}$: Le rendement électrique de référence.

Dans le calcul, le rendement thermique de référence est de 92%. Le rendement électrique de référence est fonction de la part autoconsommée ($\%_{ac}$) et du rendement de production d'électricité séparée utilisant le même combustible (η_{pse}). Le calcul est exprimé dans le « *Règlement délégué (UE) 2015/2402 du 12/10/15* ».

$$\eta_{ref.e} = \left((0,851 \times \frac{\%_{ac}}{100}) + (0,888 * (1 - \frac{\%_{ac}}{100})) \right) * \eta_{pse} \quad (84)$$

Avec :

0,851 : Le facteur correctif sur site pour un raccordement <0,45kVA

0,888 : Le facteur correctif hors site pour un raccordement <0,45kVA

η_{pse} : Le rendement de production séparé d'électricité avec le même combustible (pour le bois et après 2016 : 37% [159])

$\%_{ac}$: Part de l'électricité produite par cogénération autoconsommée

La période de vente de l'électricité est inférieure à la saison hivernale mais elle est comprise dedans. Le calcul du budget hivernal prend donc en compte cette variation.

1.3. Bilan énergétique et environnemental

La comparaison des différents systèmes et cas étudiés passe par la détermination d'indicateurs. Dans les parties précédentes le prix d'achat et de vente des énergies a été expliqué, ce qui permet une comparaison sur l'impact économique. La partie développée ici concerne les impacts énergétiques et environnementaux.

Plusieurs indicateurs sont utilisés pour discuter du bilan énergétique : la consommation d'énergie primaire, le bilan bâtiment à énergie positive (BEPOS) et le recours aux énergies renouvelables et de récupération (RER).

Pour comparer l'impact sur l'environnement, l'étude s'appuie sur l'analyse de cycle de vie pour prendre en compte la totalité des impacts environnementaux. Dans l'étude, seule la contribution des consommations d'énergie sur le cycle de vie des appareils est déterminée et comparée.

1.3.1. Calcul de la performance énergétique

1.3.1.1. Calcul de la consommation en énergie primaire C_{EP}

L'énergie primaire est l'énergie directement disponible dans l'environnement et directement exploitable sans transformation. Les facteurs d'énergie primaire, qui permettent de passer de l'énergie finale à l'énergie primaire, sont présentés dans le Tableau 26.

Tableau 26 : Facteurs d'énergie primaire ni renouvelable, ni de récupération.

Vecteur énergétique	Coefficient de conversion de l'énergie finale vers l'énergie primaire (f_p)
Electricité du réseau national	2,58
Gaz, charbon, produits pétroliers	1
Biomasse	1

Le calcul prend en compte l'ensemble des consommations du bâtiment en énergie et déduit la part d'électricité exportée.

$$C_{EP} = \sum C_{EF} \times f_p - P_{e,e} \quad (85)$$

Avec :

C_{EP} : La consommation d'énergie primaire (kWh_{EP}) ;

C_{EF} : La consommation d'énergie finale (kWh_{EF}) ;

f_p : Le coefficient de conversion de l'énergie finale vers l'énergie primaire ;

$P_{e,e}$: La production électrique exportée (kWh).

La valeur de C_{EF} comprend une composante thermique C_t et une composante électrique C_e . La valeur de C_t est déterminée dans l'équation (81). La valeur de C_e dépend du scénario envisagé, C_e correspondant à la quantité d'électricité achetée sur le réseau. P_e est la production électrique du micro-cogénérateur et $P_{e,e}$, la part exportée de l'électricité produite par la micro-cogénérateur. Dans le cas 1, $C_e = B_e$ et $P_{e,e} = P_e = 0$. Dans le cas 2-a, $C_e = B_e$ car la totalité du besoin est acheté et $P_e = P_{e,e}$ car la totalité de la production est vendue. Dans le cas 2-b, le déficit en électricité après autoconsommation est comblé par un achat d'électricité sur le réseau ainsi $C_e = B_e - P_e$ et $P_{e,e} = 0$. Dans le cas 2-c, le besoin étant totalement comblé par l'autoconsommation, $C_e = 0$ et $P_{e,e} = P_e - B_e$.

1.3.1.2. Bilan énergétique BEPOS

Le bilan énergétique dit BEPOS pour bâtiment « à énergie positive » distingue l'usage d'énergie non renouvelable de l'usage d'énergie renouvelable et favorise l'exportation d'énergie (électricité ou/et chaleur), comme indiqué en Figure 128. Il a été introduit avec la RT2012 [160].

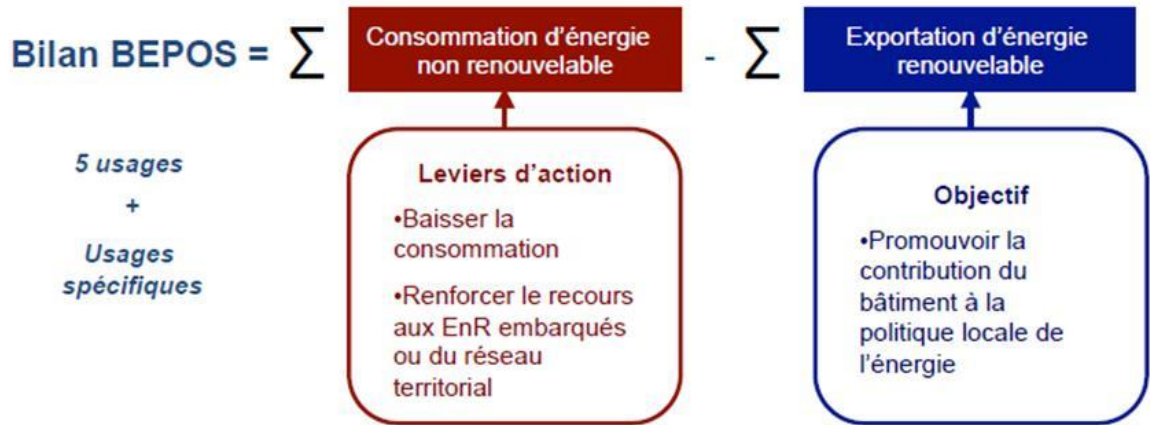


Figure 128 : Intérêt du bilan BEPOS.

1.3.1.3. Indicateur de recours aux énergies renouvelables et de récupération (ENRetR)

Enfin, un dernier indicateur est utilisé ici, c'est le recours aux énergies renouvelables et de récupération (RER) [160]. Celui-ci détermine la part d'ENRetR utilisée pour répondre aux besoins du bâtiment.

$$RER = \frac{E_{EP,r}}{C_{EP,nr} + E_{EP,r}} \quad (86)$$

Avec :

$E_{EP,r}$: Consommation d'énergie renouvelable et de récupération ;

$C_{EP,nr}$: Consommation d'énergie primaire ni renouvelable, ni de récupération.

Ce bilan permet de mesurer la capacité à augmenter l'utilisation d'ENRetR dans la consommation énergétique pour répondre aux besoins d'énergie.

1.3.2. Calcul des indicateurs de performances environnementales liés aux consommations d'énergies

La performance environnementale se traduit par l'impact du mode de consommation d'énergie sur l'environnement dans la durée, de l'extraction jusqu'à la consommation finale de l'énergie. La production locale d'énergie électrique permet d'éviter une partie de ces impacts, elle est donc prise en compte lors de l'étude d'un système de cogénération. Les impacts sur différents critères environnementaux des combustibles sur le cycle de vie sont présentés dans le Tableau 27.

Tableau 27 : Impact de l'utilisation d'un kWh d'énergies sur le cycle de vie. [160].

	Impact de la combustion d'un kWh de bois granulés en chaudière	Impact de l'utilisation d'un kWh d'électricité du réseau (éclairage)	Impact de l'utilisation d'un kWh d'électricité du réseau (Autre)	Impacts évités pour un kWh de l'électricité exportée
Réchauffement climatique (kg CO2 eq)	0,027	0,121	0,065	0,082
Épuisement des ressources abiotiques (éléments) (kg Sb eq)	1,20E-07	6,30E-07	5,70E-07	5,90E-07
Épuisement des ressources abiotiques (fossiles) (MJ)	3,70E-01	1,90E+00	9,90E-01	1,30E+00
Appauvrissement de la couche d'ozone (kg CFC-11 eq)	2,90E-09	9,10E-08	9,70E-08	9,50E-08
Formation d'ozone photochimique (kg Ethylène eq)	1,20E-05	2,60E-05	1,60E-05	1,90E-05
Acidification des sols et de l'eau (kg SO2 eq)	2,40E-04	5,40E-04	3,40E-04	4,10E-04
Eutrophisation (kg (PO4)3 eq)	7,10E-05	6,90E-05	5,40E-05	5,90E-05
Pollution de l'air (m ³ air)	1,40E+01	4,70E+01	5,00E+01	4,90E+01
Pollution de l'eau (m ³ eau)	3,00E-02	3,00E-02	2,30E-02	2,50E-02

Les données du tableau proviennent du référentiel « énergie-carbone » pour les bâtiments neufs [160]. Ils peuvent être retrouvés sur la base de données INIES [161] qui recense et met à jour les données environnementales et sanitaires de référence pour le bâtiment. Ces données ont été déterminées par analyse du cycle de vie (ACV) des énergies. L'ACV est utilisée pour faire le détail des effets sur l'environnement d'un produit, procédé ou service du berceau à la tombe. Cette analyse contient un grand nombre d'hypothèses. Les données présentées ne comportent pas la variabilité de chacun des impacts en fonction des incertitudes inhérentes à l'analyse du cycle de vie.

2. Résultats et discussion

Les résultats de la mise en situation du micro-cogénérateur fonctionnant avec une turbine à air chaud et aux granulés de bois sont présentés et discutés dans cette partie.

La première partie est consacrée à la présentation des résultats des différents besoins énergétiques (chauffage et électricité), de la consommation en combustible et de la production d'électricité lorsque le micro-cogénérateur est utilisé. Dans la partie suivante est exposé le budget annuel nécessaire pour répondre aux besoins énergétiques de la maison pour une année et pour chaque cas d'étude. Puis en troisième partie, les résultats des différents indicateurs du bilan thermique sont exprimés pour chaque situation. Enfin, la dernière partie est consacrée au bilan environnemental.

2.1. Résultats des besoins, consommation et production d'énergies

Les résultats des besoins énergétiques ont été répartis selon les saisons, dans le Tableau 28.

Tableau 28 : Besoins énergétiques pour une maison à Epinal utilisant une production de chaleur de 10kW en régime maximal.

Besoins en énergies thermiques :		
	Hiver	Été
Besoin d'énergie pour le chauffage (kWh/jour)	116,37	0,00
Besoin d'énergie pour l'ECS (kWh/jour) L	5,67	4,62
Besoin total en énergie (kWh/jour)	122,04	4,62
Temps de fonctionnement journalier de la production de chaleur (h) :	12,20	0,46
Volume du ballon tampon (m ³) :	1,15	
Besoin en énergie électrique annuel :		
Besoin électrique de la maison (hors chauffage, ECS et Cuisson) (kWh/jour)	13,63	

Ces résultats sont indépendants des différents scénarii, car il s'agit des propriétés de la maison et des besoins électriques d'un ménage de 4 personnes. Le temps de chauffe de 0,46 h soit 28 min pour la production de l'eau chaude sanitaire est assez faible. Il est donc possible de réaliser une chauffe tous les trois jours, pour optimiser le temps de combustion et ainsi la production d'électricité.

Dans le Tableau 29, la consommation et la production d'électricité sont présentées en fonction des saisons mais aussi des différents cas étudiés. La consommation de combustible dans le cas 2 est logiquement supérieure du fait de la production d'électricité.

Tableau 29 : Consommation, production et besoins énergétiques par saison en fonction du cas pris en compte.

Consommation et production d'énergie				
	Hiver		Été	
	Chaudière classique	Micro-cogénérateur	Chaudière classique	Micro-cogénérateur
Energie réellement consommée en hiver (kWh/jour)	135,60	154,48	5,13	5,85
Consommation de combustible (kWh)	28747,20	32749,97	785,4	895,57
Production d'électricité (kWh)	0	3930,00	0	107,37
Besoin électrique (kWh)	2889,56		2085,39	

Dans le cas 2, la production d'électricité en hiver est largement supérieure au besoin. S'il y a autoconsommation alors le cas qui se présente est le cas 2-c où la production d'électricité permet de répondre à la totalité du besoin et la quantité d'énergie restante est vendue au réseau. En été c'est le cas 2-b qui prévaut car la quantité d'électricité produite est inférieure au besoin, il sera donc nécessaire d'acheter le complément d'électricité.

2.2. Bilan économique

Le bilan économique prend en compte la variation du tarif de reprise de l'électricité en fonction du taux d'autoconsommation. Pour rappel, le tarif C16 est normalement utilisé pour la micro-cogénération gaz, il a été adapté au bois.

Tableau 30 : Tarification de vente et d'achat d'électricité.

Condition tarifaire de vente de l'électricité en hiver (période du 1 novembre au 31 mars)	
Pourcentage d'autoconsommation	73,5%
Tarification de reprise C16 modifié pour le bois (vente de toute la production électrique) (€/MWh)	140,38
Tarification de reprise C16 modifié pour le bois (autoconsommation) (€/MWh)	141,38
Condition tarifaire de reprise de l'électricité en été	
Tarification de reprise C16 modifié pour le bois (€/MWh)	30
Achat de l'électricité	
Tarif "Base" de vente de l'électricité par EDF en 2018 (9 kVA) en €/MWh	148,3
Abonnement 2018 (9 kVA) en €/an	125,1
Achat des granulés de bois	
Prix d'achat des granulés (€/MWh)	60

A partir des différentes consommations et en fonction des tarifs de rachat, le budget annuel du foyer pour répondre à ses besoins en énergie est calculé, les résultats sont donnés dans le Tableau 31.

Tableau 31 : Budget global pour l'énergie du foyer sur une année moyenne.

Budget énergie	
Utilisation de la chaudière classique (€)	2634,7
Utilisation du micro-cogénérateur avec revente totale de la production (€)	2488,5
Utilisation du micro-cogénérateur avec autoconsommation de l'électricité (€)	2322,2

La micro-cogénération permet une réduction de la facture énergétique du foyer. Si le système d'exploitation choisi est la revente totale de l'électricité produite alors l'économie annuelle est de 146 €/an, et dans le cas d'une autoconsommation elle est de 312 €/an. Une chaudière à granulés de 10 kW coûte environ 7000 € (appareil seul), si l'on considère que la cogénération augmente le prix d'achat de 5000 € (prix cible du module de cogénération), le micro-cogénérateur a un coût total de 12000 €. L'investissement supplémentaire de 5000 € sera donc rentable après 34 ans dans le premier cas et 16 ans dans le deuxième.

D'un point de vue purement financier, l'acquisition d'un micro-cogénérateur demande un lourd investissement avec un retour sur investissement très long. Ce point est surtout dû au faible coût de revente de l'électricité pris en compte dans nos calculs. La période « hivernale » prise en compte par le tarif de revente, 151 jours au lieu de 212 en tenant compte de la saison de chauffe vis-à-vis de la situation géographique de l'habitat, s'avère fortement désavantageuse. Il y a 61 jours où la production d'électricité par le micro-cogénérateur est importante et non valorisée. Si ce tarif est utilisé pour la micro-cogénération aux bois, alors l'autoconsommation est à privilégier. La mise en place d'un tarif attractif, comme celui mis en œuvre avec le photovoltaïque en 2010 avec un tarif de revente 3 fois supérieur à celui d'achat [162], permettrait de réduire le temps de retour sur investissement et de rendre attractif la micro-cogénération aux granulés de bois d'un point de vue économique.

2.3. Bilan thermique

Le bilan thermique repose sur trois indicateurs : le bilan d'énergie primaire, le bilan BEPOS et l'utilisation d'énergie renouvelable. Les résultats sont regroupés dans le Tableau 32.

Tableau 32 : Indicateurs du bilan thermique pour les différents cas étudiés.

	Utilisation de la chaudière classique	Utilisation du micro-cogénérateur avec revente totale de la production	Utilisation du micro-cogénérateur avec autoconsommation de l'électricité
Bilan énergétique d'énergie primaire (kWhEP/m ² /an)	353	354	314
Bilan énergétique BEPOS (kWhEP/m ² /an)	107	73	34
Indicateur d'utilisation d'énergies renouvelables	70%	72%	87%

Au niveau de la consommation d'énergie primaire, utiliser un micro-cogénérateur dans le but de vendre la totalité de la production n'apporte pas de bénéfice vis-à-vis de l'utilisation d'une chaudière classique, l'autoconsommation permet quant à elle une réduction de 39 kWhEP/m²/an.

La cogénération agit positivement sur le bilan BEPOS, ce qui signifie qu'il permet une réduction de l'utilisation des énergies non renouvelable en partageant sa propre production et mieux encore en autoconsommant la part nécessaire à ses besoins.

Enfin, le ratio d'utilisation des ENRetR montre encore une fois que la possibilité d'autoconsommer la production interne d'électricité a un impact positif, cela permet de limiter l'utilisation d'énergies fossiles en favorisant les énergies locales et renouvelables.

Au niveau thermique, l'autoconsommation de l'électricité présente le meilleur bilan.

2.4. Bilan environnemental

Les résultats des calculs des impacts sur l'environnement des trois cas étudiés sont présentés dans le Tableau 33.

Tableau 33 : Résultats des calculs des impacts sur l'environnement sur une année

	Utilisation de la chaudière classique	Utilisation du micro-cogénérateur avec revente totale de la production	Utilisation du micro-cogénérateur avec autoconsommation de l'électricité
Réchauffement climatique (kg CO2 eq)	1,14E+03	9,24E+02	9,61E+02
Epuisement des ressources abiotiques (éléments) (kg Sb eq)	6,40E-03	4,52E-03	4,56E-03
Epuisement des ressources abiotiques (fossiles) (MJ)	1,62E+04	1,25E+04	1,32E+04
Appauvrissement de la couche d'ozone (kg CFC-11 eq)	5,66E-04	1,94E-04	1,90E-04
Formation d'ozone photochimique (kg Ethylene eq)	4,38E-01	4,11E-01	4,17E-01
Acidification des sols et de l'eau (kg SO2 eq)	8,86E+00	8,19E+00	8,35E+00
Eutrophisation (kg (PO4)3 eq)	2,37E+00	2,43E+00	2,44E+00
Pollution de l'air (m ³ air)	6,61E+05	5,21E+05	5,18E+05
Pollution de l'eau (m ³ eau)	1,00E+03	1,03E+03	1,03E+03

L'ensemble des indicateurs utilisés sont expliqués ci-dessous.

Le réchauffement climatique est mesuré en kilogramme équivalent CO₂. Cette unité permet de regrouper l'ensemble des molécules intervenant dans le réchauffement climatique, par exemple un kilogramme de méthane équivaut à 25 kg CO₂ eq car il est 25 fois plus nocif pour l'effet de serre que le CO₂ pour un potentiel de réchauffement global (PRG) à 100 ans.

L'épuisement des ressources naturelles est divisé en deux sous parties, l'épuisement des ressources abiotiques non renouvelables et non énergétiques (cuivre, zinc, aluminium, ...) et l'épuisement des ressources abiotiques non renouvelables énergétiques (gaz, lignite, pétrole, charbon, ...). Dans le premier indice, l'antimoine est utilisé comme indice, c'est une ressource considérée comme épuisable à l'échelle humaine et a une valeur de 1 par convention. Dans le second, l'épuisement des ressources est évalué en MJ, unité de l'énergie.

L'indicateur d'appauvrissement de la couche d'ozone évalue les émissions dans l'air de composés susceptibles de dégrader les molécules d'ozone de la stratosphère qui filtrent les rayons ultraviolets dangereux pour l'homme (UV-B). L'unité de mesure est le kilogramme équivalent trichlorofluorométhane (CFC 11).

La formation d'ozone photochimique évalue les émissions dans l'air de composés susceptibles de participer à la formation d'ozone troposphérique, zone de l'atmosphère où nous vivons. L'ozone est un gaz dangereux et irritant pour les voies respiratoires. Les composés organiques volatils (COV) font partie des composés à risques. L'unité de mesure est le kilogramme équivalent éthène (C₂H₄).

L'acidification des sols et de l'eau permet d'évaluer l'importance des émissions pouvant se transformer en acide pour se retrouver dans l'eau et le sol après lessivage. Ceci a pour conséquence la dégradation des milieux et conduit à des impacts sur la faune et la flore. Les principaux contributeurs sont le dioxyde de soufre (SO₂), l'oxyde d'azote (NO_x) et l'ammoniac (NH₃). L'unité utilisée est le kilogramme équivalent SO₂.

L'eutrophisation de l'eau est la diminution de la quantité d'oxygène contenu dans l'eau, la conséquence la plus radicale est la disparition de l'écosystème. L'impact est évalué en prenant en compte les substances qui augmentent le risque de prolifération d'algues et d'espèces aquatiques dans l'eau qui vont par leur respiration et leur dégradation entraîner l'eutrophisation de l'eau. Le phosphate ((PO₄)³⁻) est utilisé comme référence.

Enfin, l'évaluation des impacts des émissions sur la pollution de l'eau et de l'air est évaluée par le nombre de m³ nécessaire pour diluer la pollution générée afin que celle-ci soit sans risque pour l'environnement.

Il existe des variations très faibles (<5%) entre les scénarii d'utilisation du micro-cogénérateur. Elles ne permettent pas de conclure sur l'apport de la méthode de gestion de l'électricité sur l'environnement. La chaudière classique à granulés sert de point de référence pour la comparaison. Les résultats montrent que l'utilisation du micro-cogénérateur semble bénéfique pour l'environnement, notamment au niveau de l'appauvrissement de la couche d'ozone avec une diminution de 66%. Il peut être noté des améliorations au niveau de l'épuisement des ressources abiotiques (- 29% et - 20%), au niveau de la pollution de l'air (- 21%) et du réchauffement

climatique (~ -18%). Il n'est pas possible de faire des conclusions pour les autres indicateurs environnementaux compte tenu du faible écart entre les résultats obtenus.

Quel que soit le cas (revente ou autoconsommation), l'utilisation du micro-cogénérateur allège les besoins en production d'électricité centralisée par les fournisseurs d'énergie. C'est surtout ce point qui explique les effets positifs de l'utilisation du micro-cogénérateur par rapport à celle d'une chaudière classique. L'électricité demande principalement l'utilisation de ressources fossiles (uranium, charbon, fioul). Lorsque de l'électricité renouvelable est produite, elle permet d'éviter toute la chaîne de production de l'électricité. Elle débute par l'extraction de l'énergie fossile, son transport, puis par sa transformation en électricité qui est ensuite transportée jusqu'au consommateur final. Ici l'énergie est produite à partir d'une ressource renouvelable (diminution des impacts sur le réchauffement climatique et sur l'épuisement des ressources) et locale (diminution des transports donc de la consommation de ressources fossiles et des émissions qui sont générés).

Globalement, la micro-cogénération est positive pour l'environnement d'autant plus que le critère de réchauffement climatique est primordial dans le contexte actuel.

3. Conclusion

L'intégration du micro-cogénérateur dans l'habitat en remplacement d'une chaudière classique à bois a un impact positif sur l'ensemble des critères étudiés. Même si l'étude réalisée ici est très simplifiée, les écarts mesurés permettent de constater une amélioration significative avec la micro-cogénération.

D'un point de vue environnemental, la micro-cogénération à granulés de bois est un outil supplémentaire pour réduire les émissions de gaz à effet de serre et ainsi limiter le phénomène de réchauffement climatique. Il permet aussi de limiter l'usage de ressources et d'énergies non renouvelables et donc joue un rôle de ralentisseur de la réduction des stocks de ressource finie.

L'acquisition d'un micro-cogénérateur est rendu très difficile par l'investissement qu'il est nécessaire de réaliser. Pour le retour sur investissement, il faut compter au mieux 16 ans de plus que pour une chaudière à bois classique lorsque l'électricité produite est autoconsommée. De plus, l'étude suppose que l'électricité produite est stockée pour être consommée après production. Le stockage de l'électricité est actuellement difficile, l'électricité produite par le micro-cogénérateur permet de répondre aux besoins immédiats et l'excédent est vendu au réseau lorsqu'il n'y a pas de possibilité de stockage. Le bilan environnemental est donc lui aussi faussé, car le stockage de l'électricité se fait actuellement par le biais de batteries dont le cycle de vie doit être ajouté à celui des énergies entrantes.

L'avenir des systèmes de cogénération au bois est donc très dépendant du support financier que les institutions seront à même d'apporter, et de la capacité des fabricants à développer des systèmes simples et robustes dans une gamme de prix raisonnable. Le choix de ce type d'appareil reposera plus sur des critères environnementaux que financiers. Ce dernier est fortement dépendant du tarif de rachat de l'électricité. Par exemple, ce tarif est encore de 185,9€/MWh toute l'année pour une installation photovoltaïque fournissant moins de 3kWc en vente en totalité. Avec ce tarif l'option de revente en totalité l'électricité produit par micro-cogénération devient rentable économiquement au bout de 19 ans au lieu de 34 ans. L'option proposée pour l'autoconsommation partielle dans le

photovoltaïque propose une prime d'investissement (390€/kWc pour une production inférieure à 3kWc) et le tarif de rachat à l'année est de 100€/MWh. Dans cette configuration, le micro-cogénérateur devient rentable économiquement en 15 ans au lieu de 16 ans.

Conclusion générale

Le travail réalisé au cours de cette thèse a eu pour objectif de mettre en place tous les moyens pour concrétiser la conception d'un micro-cogénérateur aux granulés de bois. Les défis étaient nombreux et les résultats obtenus ont permis de s'approcher de l'objectif final et de mettre en valeur certains résultats.

La combustion à haute température de granulés avec un très fort excès d'air a été rendue possible en créant un système de recyclage des fumées chaudes et en utilisant l'air chaud du retour turbine. Une température de 1070°C en sortie de la chambre de combustion a été obtenue. L'utilisation d'air chaud à 900°C a posé des problèmes pour la réalisation des mesures, ainsi la répartition de l'air en entrée n'a pas pu être mesurée avec précision. La température d'injection de l'air dans la chaudière obtenue expérimentalement est inférieure à la valeur initialement prévue de 900°C du fait des pertes thermiques sur le prototype. L'objectif des 1200°C pour la température des fumées en sortie du foyer de combustion n'a donc pas pu être atteint expérimentalement. Néanmoins, dans la version finale du prototype, les conduites d'amenage de l'air aux différents points d'injection seront mieux intégrées au dispositif (plus besoin de réaliser des mesures de débits) impliquant une réduction de leur longueur et donc des pertes thermiques. Dans ces conditions, l'objectif des 1200°C devraient être atteint sans difficultés. Les expériences menées sur la combustion haute température ont montré des faiblesses quant à la conception du foyer et à la conception de la chambre de combustion. Des travaux supplémentaires peuvent être menés en s'aidant de la simulation numérique pour optimiser la conception de ces zones. Le matériau utilisé pour la conception du brûleur et de la chambre de combustion (inox 310S) a bien tenu, certainement grâce à la double enveloppe mise en place dans ce but. Il n'est peut-être pas nécessaire que la partie extérieure de la double enveloppe soit aussi en inox réfractaire car la température sur cette zone est moins importante.

L'ensemble de la micro-turbine à air chaud avec combustion externe a pu partiellement être validé. Pour l'échangeur de chaleur, les essais ont été menés jusqu'à une température de 900°C pour des raisons pratiques. Les pertes de charge sur les deux circuits sont faibles (<1% sur le circuit chaud, et <3% sur le circuit froid), donc l'impact de l'échangeur de chaleur sur la pression dans la chambre de combustion ainsi que sur la pression en entrée de la turbine est minimisé. La répartition de l'air dans le circuit froid est mise en cause dans la difficulté pour atteindre les performances thermiques exigées. L'échangeur aurait pu être testé à la température cible de 1200°C pour l'entrée des fumées et 120°C à 2,4 bar pour l'entrée de l'air comprimé. Le test du matériau a montré une dégradation à partir de 1100°C, il n'était donc pas pertinent d'augmenter la température jusqu'à celle prescrite. Des améliorations peuvent être apportées en homogénéisant la répartition de l'air froid dans l'échangeur. Cela est réalisable en modifiant l'injection de l'air froid en ajoutant plusieurs entrées sur le contour de l'échangeur. La fabrication de l'échangeur par frittage laser de Nickel Alloy Hx© a permis d'obtenir un produit parfaitement étanche contrairement à ce qui avait été observé dans le projet TURMIQUE, cela étant dû au progrès techniques réalisés dans la technologie du frittage laser. Ce résultat est particulièrement intéressant car les fuites aux jonctions sont l'une des principales préoccupations dans les échangeurs fabriqués par soudage.

La micro-turbine n'a pas pu être testée en fonctionnement nominal mais l'ensemble des objectifs techniques ont été accomplis par la mise en place du banc d'essai et du matériel de mesure de la production électrique. Les roues (compresseur et turbine) ont été dimensionnées avec la

technologie des canaux qui a déjà été éprouvée par le concepteur. Donc sur le principe, nous avons une turbine prête à être mise en fonction. Les pièces produites n'ont pas donné satisfaction du fait de leur finition, cependant la technologie n'est pas remise en compte. Grâce aux essais, plusieurs points d'amélioration ont été notés : l'état des surfaces, le système de fixation et l'équilibrage. Pour l'utilisation de paliers à air comme roulements, il est nécessaire d'obtenir une finition parfaitement lisse du côté rotor comme du côté stator. Le système de fixation de type baïonnette ne s'est pas révélé efficace, un système plus robuste est recommandé. La micro-turbine est conçue avec une technologie prometteuse et son fonctionnement doit pouvoir être rapidement démontré. Notons que des travaux se poursuivent dans ce domaine en partenariat avec nos collègues russes.

Pour reprendre le commentaire de l'ANR sur le projet : « *Dès le départ, le projet s'attaquait à un trop grand nombre de défis à réussir en parallèle pour atteindre l'objectif final.* ». L'intégration de l'ensemble des éléments n'a aussi pas pu être réalisée, car la validation de la turbine n'a pas pu être réalisée dans le temps imparti au projet. Cependant les différents éléments ont pu être validés de façon indépendante. L'ensemble des verrous pour fabriquer un micro-cogénérateur à granulés de bois ont pu être identifiés et la plupart d'entre eux ont été levés :

- La combustion haute température de granulés de bois, une température de 1070°C a été atteinte, la température de 1200°C est parfaitement atteignable avec les bonnes températures d'entrée ;
- Débit de fumées important, cette contrainte est résolue grâce au recyclage d'une partie des fumées ayant déjà traversé l'échangeur de la turbine, cette solution prometteuse nécessite un travail d'approfondissement afin d'optimiser son fonctionnement ;
- Aucun problème de fusion de cendres n'a été observé ;
- Fabrication d'un échangeur de chaleur hautes performance par frittage laser, ce mode de fabrication permet d'avoir une étanchéité parfaite et un produit robuste ;
- Echangeur de chaleur avec de très faibles pertes de charge, il s'adapte donc facilement à la combustion dans des conditions de pression atmosphérique ;
- Développement d'une micro-turbine compacte, sa faible dimension lui confère des possibilités d'implantation très large ;
- Dimensionnement d'une micro-turbine avec un nouveau compresseur et une nouvelle turbine à canaux.

L'étude économique a montré la forte dépendance du projet vis-à-vis du tarif de rachat de l'électricité. Le bilan environnemental a montré un vrai intérêt de cette solution.

Les résultats obtenus ont montré la pertinence de cette solution. Il reste néanmoins de nombreux verrous principalement techniques à lever pour qu'un système complet puisse être proposé sur le marché. Pour répondre à ces enjeux, nous proposons de travailler principalement sur les points suivants :

- Dimensionner l'ensemble du système en réduisant le débit de fumées nécessaire pour l'échange de chaleur : cela permettra d'augmenter plus facilement la température de combustion afin d'améliorer le rendement électrique.
- La recirculation des fumées a montré un réel intérêt et devra être étudiée de façon plus précise, notamment en s'appuyant sur la modélisation de la chambre de combustion afin de mieux maîtriser les flux et les pressions dans l'ensemble du système. L'utilisation d'un forçage mécanique de la recirculation est envisagée.

- L'échangeur de chaleur développé dans ce travail semble tout à fait adéquat pour ce type d'installations. Il est cependant nécessaire d'améliorer les zones d'entrée et de sortie coté froid afin de rendre le flux plus homogène, ce qui permettra très certainement d'obtenir les niveaux d'échanges souhaités avec de très faibles pertes de charge.
- Un point de vigilance qui n'a pas pu être validé durant nos travaux concerne l'encrassement de l'échangeur. Plusieurs dispositifs sont imaginés pour limiter cet encrassement, soit en mettant en place un système de filtration amont soit par nettoyage régulier de l'ensemble.
- L'ensemble de la zone dans laquelle la combustion se déroule à haute température devra également faire l'objet d'une étude au niveau des matériaux. Les niveaux de température souhaités restent cohérents avec des matériaux de type aciers spécifiques, mais il apparaît cependant nécessaire de valider cette partie.
- La chambre de combustion demande aussi un travail d'amélioration pour réduire au maximum les pertes de charge, ceci est possible en diminuant le rétrécissement au niveau de la zone de combustion secondaire et en réalisant un échangeur de chaleur avec un diamètre plus important pour restreindre les pertes en sortie de chambre.
- Concernant la micro-turbine, nos tests n'ont pas permis réellement de valider son fonctionnement en mode production électrique. Cependant, la conception des roues avec des canaux hélicoïdaux semble être une voie pertinente pour limiter les pertes. Le travail à effectuer dans un premier temps concernera l'amélioration de la fabrication de l'ensemble afin de permettre une vitesse de rotation plus élevée.

Plusieurs fabricants d'appareils sont intéressés par la technologie et des projets sont en cours de dépôt pour poursuivre ce travail.

Bibliographie

- [1] Ministère de la Transition Ecologique et Solidaire, Bilan Energétique de la France Métropolitaine en 2017, Datalab. (2018) 4.
- [2] D. Cavaud, Z. Coléou, F. Guggemos, D. Reynaud, Chiffres clés des énergies renouvelables - Édition 2016, 2017.
- [3] Le parlement Européen et le conseil de l'Union Européenne, Directive 2012/27/UE du parlement Européen et du conseil, J. Off. l'Union Eur. (2012) 1–56.
- [4] B. Brandelet, C. Rose, C. Rogaume, Y. Rogaume, Investigation of the organic carbon ratio analysis on particles from biomass combustion and its evolution in three generations of firewood stoves, *Biomass and Bioenergy*. 99 (2017) 106–115. doi:10.1016/j.biombioe.2017.03.002.
- [5] B. Brandelet, Caractérisation physico-chimique des particules issues du chauffage domestique au bois, Université de Lorraine, 2016.
- [6] Schmid energy solutions, Production autonome de chaleur et l'électricité, (n.d.). http://heissluftturbine.gmgnet.li/files/attachments/Heissluftturbine_Schmid_FR.pdf (accessed October 22, 2018).
- [7] FAO, Évaluation des ressources forestières mondiales 2015: Répertoire de données de FRA 2015, 2015. doi:978-92-5-208826-4.
- [8] A. Colin, A. Thivolle, Disponibilités Forestières Pour l'Énergie Et Les Matériaux à l'Horizon 2035, Ademe. (2016) 1–91.
- [9] FCBA, Mémento 2014, in: 5th For. Eng. Conf., 2014.
- [10] Crittbois, GIPEBLOR, Approche de la valorisation actuelle des produits connexes de la filière bois forêt en Lorraine. Situation actuelle et perspectives, 2006.
- [11] B. Robert, G. Remond, R. Grovel, V. Naudy, I. Zdanevitch, S. Collet, H. Partaix, Référentiels combustibles bois énergie de l'ADEME définition et exigences, 2017.
- [12] Forest Products Laboratory - USDA, Wood Handbook: Wood as an Engineering Material, USDA - Gen. Tech. Rep. General Te (2010) 508. doi:General Technical Report FPL-GTR-190.
- [13] M.-C. Trouy-Triboulot, P. Triboulot, Matériau bois Structure et caractéristiques, *Tech. l'Ingénieur*. 33 (2001) 0–26.
- [14] R.J. Thomas, Wood: Structure and Chemical Composition, in: *Abstr. Pap. Am. Chem. Soc.*, 1977: pp. 1–23. doi:10.1021/bk-1977-0043.ch001.
- [15] A. Payen, Mémoire sur la composition du tissu propre des plantes et du ligneux, *Comptes Rendus*. 7 (1838) 1052–1056.
- [16] J.-B. Dumas, Rapport sur un mémoire de M. Payen relatif à la composition de la matière ligneuse, *Comptes Rendus*. 8 (1839) 51–53.
- [17] T. Stevanovic Janezic, D. Perrin, *Chimie du bois*, 2009.

- [18] J. Reguant, M. Rinaudo, Etude bibliographique sur les matériaux issus de la biomasse végétale, (1999) 1–151.
- [19] Z.M. Ali, L.J. Gibson, The structure and mechanics of nanofibrillar cellulose foams, *Soft Matter*. 9 (2013) 1580–1588. doi:10.1039/C2SM27197D.
- [20] R.C. Pettersen, The Chemical Composition of Wood, (1984) 57–126. doi:10.1021/ba-1984-0207.ch002.
- [21] S. Döring, *Power from Pellets*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013. doi:10.1007/978-3-642-19962-2.
- [22] F. Dietrich, G. Wegener, *Wood: chemistry, ultrstructure, reactions*, Walter de Gruyter, 1983.
- [23] A. Murty Kanury, Thermal decomposition kinetics of wood pyrolysis, *Combust. Flame*. 18 (1972) 75–83. doi:10.1016/S0010-2180(72)80228-1.
- [24] K.W. Ragland, D.J. Aerts, A.J. Baker, Properties of Wood for Combustion Analysis, *Bioresour. Technol.* 37 (1991) 161–168. doi:10.1016/0960-8524(91)90205-X.
- [25] B. Cutter, E. McGinnes, Inorganic concentrations in selected woods and charcoals measured using NAA, *Wood Fiber Sci.* 12 (1980) 72–79. <http://swst.metapress.com/index/5102624300075602.pdf>.
- [26] J. Francois, L. Abdelouahed, G. Mauviel, F. Patisson, O. Mirgaux, C. Rogaume, Y. Rogaume, M. Feidt, A. Dufour, Detailed process modeling of a wood gasification combined heat and power plant, *Biomass and Bioenergy*. 51 (2013) 68–82. doi:10.1016/j.biombioe.2013.01.004.
- [27] Y. Rogaume, Production de chaleur à partir du bois: Combustible et appareillage, *Tech. l'ingénieur. Génie Énergétique*. 33 (2005) 0–15. <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=21801306>.
- [28] T.R. Miles, L.L. Baxter, R.W. Bryers, B.M. Jenkins, L.L. Oden, *Alkali Deposits*, 1995.
- [29] P. Thy, B.M. Jenkins, S. Grundvig, R. Shiraki, C.E. Lesher, High temperature elemental losses and mineralogical changes in common biomass ashes, *Fuel*. 85 (2006) 783–795. doi:10.1016/j.fuel.2005.08.020.
- [30] M. Paneru, S. Babat, J. Maier, G. Scheffknecht, Role of potassium in deposit formation during wood pellets combustion, *Fuel Process. Technol.* 141 (2015) 266–275. doi:10.1016/j.fuproc.2015.10.008.
- [31] Y. Niu, H. Tan, S. Hui, Ash-related issues during biomass combustion: Alkali-induced slagging, silicate melt-induced slagging (ash fusion), agglomeration, corrosion, ash utilization, and related countermeasures, *Prog. Energy Combust. Sci.* 52 (2016) 1–61. doi:10.1016/j.peccs.2015.09.003.
- [32] L.J.R. Nunes, J.C.O. Matias, J.P.S. Catalão, Biomass combustion systems: A review on the physical and chemical properties of the ashes, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 53 (2016) 235–242. doi:10.1016/j.rser.2015.08.053.
- [33] R. Altobelli, M. Cristina, L. De Oliveira, Corrosion in biomass combustion: A materials selection analysis and its interaction with corrosion mechanisms and mitigation strategies, *Corros. Sci.* 76 (2013) 6–26. doi:10.1016/j.corsci.2013.07.013.
- [34] D.L. Wu, K. V Dahl, T.L. Christiansen, M. Montgomery, J. Hald, K. V Dahl, T.L. Christiansen,

- C. Technology, Corrosion behaviour of Ni and nickel aluminide coatings exposed in a biomass fired power plant for two years, *Surf. Coat. Technol.* (2018). doi:10.1016/j.surfcoat.2018.12.129.
- [35] M.K. Misra, K.W. Ragland, A.J. Baker, Wood ash composition as a function of furnace temperature, *Biomass and Bioenergy*. 4 (1993) 103–116. doi:10.1016/0961-9534(93)90032-Y.
- [36] X. Déglise, Les conversions thermochimiques du bois, *Rev. For. Française*. (1982) 249. doi:10.4267/2042/21577.
- [37] B. Boucher, L. Frédérick, B. Willmann, Validation des méthodes de mesures des caractéristiques des combustibles bois déchiquetés, 2002.
- [38] S. Channiwala, P.P. Parikh, A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels, *Fuel*. 81 (2002) 1051–1063. file://c:/Documents and Settings/Administrador/Escritorio/Rogelio/2842-1-s2.0-S0016236101001314-main.pdf.
- [39] J.M. Vargas-Moreno, A.J. Callejón-Ferre, J. Pérez-Alonso, B. Velázquez-Martí, A review of the mathematical models for predicting the heating value of biomass materials, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (2012) 3065–3083. doi:10.1016/j.rser.2012.02.054.
- [40] D.R. Nhuchhen, P. Abdul Salam, Estimation of higher heating value of biomass from proximate analysis: A new approach, *Fuel*. 99 (2012) 55–63. doi:10.1016/j.fuel.2012.04.015.
- [41] C.-Y. Yin, Prediction of higher heating values of biomass from proximate and ultimate analyses, *Fuel*. 90 (2011) 1128–1132. doi:10.1016/j.fuel.2010.11.031.
- [42] E. Peduzzi, G. Boissonnet, F. Maréchal, Biomass modelling: Estimating thermodynamic properties from the elemental composition, *Fuel*. 181 (2016) 207–217. doi:10.1016/j.fuel.2016.04.111.
- [43] FNB, Actus CEEB, (n.d.). http://www.fnbois.com/fr/actus_ceeb (accessed January 5, 2018).
- [44] J.-C. Pouet, A. Gauthier, Etude Sur Le Chauffage Domestique Au Bois: Marchés Et Approvisionnement Annexes, 2013.
- [45] N. Lecoœur, L'AFFOUAGE, n.d.
- [46] CODA Stratégies, Enquête sur le prix des combustibles bois en 2015, 2015.
- [47] P. Martin, Bois-énergie - Les Combustibles Bois, ValBiom. (2015) 20. http://www.valbiom.be/files/library/Docs/Bois-Energie/150716_ValBiom_Combustibles_bois.pdf.
- [48] ADEME, Choisir son chauffage au bois, (2017) 11.
- [49] INRS, Incendie et explosion dans l'industrie du bois, (2008) 67. <http://www.inrs.fr/dms/inrs/CataloguePapier/ED/TI-ED-6021/ed6021.pdf>.
- [50] I. Obernberger, G. Thek, Physical characterisation and chemical composition of densified biomass fuels with regard to their combustion behaviour, *Biomass and Bioenergy*. 27 (2004) 653–669. doi:10.1016/j.biombioe.2003.07.006.
- [51] D. Duca, G. Riva, E. Foppa Pedretti, G. Toscano, Wood pellet quality with respect to EN 14961-2 standard and certifications, *Fuel*. 135 (2014) 9–14. doi:10.1016/j.fuel.2014.06.042.

- [52] AFNOR Certification, Referentiel de certification BIOCOMBUSTIBLE SOLIDES, 2013.
- [53] DIN CERTO, Référentiel de certification, Granulés de bois pour usage dans des petits équipements de chauffage, 2015.
- [54] European Pellet Council (EPC) : Conseil Européen du Granulé, Référentiel EN plus, 1 e partie : Généralités, 2015.
- [55] Ministère de la Transition Écologique et durable, Base de données Pégase, (n.d.). <http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/donnees-ligne/r/pegase.html> (accessed January 8, 2018).
- [56] P. McKendry, Energy production from biomass (Part 1): Overview of biomass, *Bioresour Technol.* 83 (2002) 37–46. doi:10.1016/S0960-8524(01)00118-3.
- [57] C. Ryu, Y. Bin Yang, A. Khor, N.E. Yates, V.N. Sharifi, J. Swithenbank, Effect of fuel properties on biomass combustion: Part I. Experiments - Fuel type, equivalence ratio and particle size, *Fuel.* 85 (2006) 1039–1046. doi:10.1016/j.fuel.2005.09.019.
- [58] FAOSTAT, Forestry Production and Trade, (n.d.). <http://www.fao.org/faostat/en/#data/FO>.
- [59] Ministère de l'environnement de l'énergie et de la mer, Chiffres clés de l'énergie - Édition 2016, 2017.
- [60] ADEME, Étude sur le chauffage domestique au bois : marchés et approvisionnement - Rapport final définitif, (2013) 87 p.
- [61] Observ'ER, Suivi du marché 2016 des appareils domestiques de chauffage au bois, 2017.
- [62] Observ'ER, Suivi du marché 2017 des appareils domestiques de chauffage au bois, (2018) 61.
- [63] Observ'ER, Suivi du marché 2017 des appareils domestiques de chauffage au bois, (2018) 61. http://www.energies-renouvelables.org/observ-er/etudes/Observ%27ER-Marche-2016-chauffage_bois.pdf.
- [64] R. Lieberherr, Le feu domestiqué : usages et pratiques dans l'architecture mondiale, Organisation des Nations Unies pour l'éducation, la science et la culture, 2006.
- [65] P. Naegel, Bien avant la COP21 : le charbon devint combustible universel, (2016).
- [66] S. Van Loo, J. Koppejan, The handbook of biomass combustion and co-firing, 2008. doi:10.1017/CBO9781107415324.004.
- [67] A. Bridgwater, Renewable fuels and chemicals by thermal processing of biomass, *Chem. Eng. J.* 91 (2003) 87–102. doi:10.1016/S1385-8947(02)00142-0.
- [68] X. Deglise, A. Donnot, Bois Energie - Propriétés et voies de valorisation, *Tech. l'ingénieur.* 33 (2017).
- [69] F.X. Collard, J. Blin, A review on pyrolysis of biomass constituents: Mechanisms and composition of the products obtained from the conversion of cellulose, hemicelluloses and lignin, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 38 (2014) 594–608. doi:10.1016/j.rser.2014.06.013.
- [70] S. Papari, K. Hawboldt, A review on the pyrolysis of woody biomass to bio-oil: Focus on kinetic models, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 52 (2015) 1580–1595. doi:10.1016/j.rser.2015.07.191.

- [71] M. Balat, M. Balat, E. Kirtay, H. Balat, Main routes for the thermo-conversion of biomass into fuels and chemicals. Part 1: Pyrolysis systems, *Energy Convers. Manag.* 50 (2009) 3147–3157. doi:10.1016/j.enconman.2009.08.014.
- [72] F. Browne, *Theories of the combustion of wood and its control*, 1958. <http://scholarsarchive.library.oregonstate.edu/xmlui/handle/1957/2668>.
- [73] A. Demirbaş, G. Arin, An overview of biomass pyrolysis, *Energy Sources*. 24 (2002) 471–482. doi:10.1080/00908310252889979.
- [74] B. Boufeldja, *Guide Biomasse-Energie*, 1er Editio, 1993.
- [75] C. Di Blasi, Modeling and simulation of combustion processes of charring and non-charring solid fuels, *Prog. Energy Combust. Sci.* 19 (1993) 71–104. doi:10.1016/0360-1285(93)90022-7.
- [76] S.C. Hill, L.D. Smoot, Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems, *Prog. Energy Combust. Sci.* 26 (2000) 417–458. doi:10.1016/S0360-1285(00)00011-3.
- [77] J. Koppejan, S. Sokhansanj, S. Melin, S. Madrali, Status overview of torrefaction technologies, IEA Bioenergy Task 32. (2012) 1–54.
- [78] P.C. a. Bergman, J.H. a. Kiel, Torrefaction for biomass upgrading, *Proc. 14th Eur. Biomass Conf. Paris, Fr.* (2005) 17–21. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Torrefaction+for+biomass+upgrading#0>.
- [79] M.J.C. van der Stelt, H. Gerhauser, J.H.A. Kiel, K.J. Ptasinski, Biomass upgrading by torrefaction for the production of biofuels: A review, *Biomass and Bioenergy*. 35 (2011) 3748–3762. doi:10.1016/j.biombioe.2011.06.023.
- [80] M. Mobini, J.C. Meyer, F. Trippe, T. Sowlati, M. Fröhling, F. Schultmann, Assessing the integration of torrefaction into wood pellet production, *J. Clean. Prod.* 78 (2014) 216–225. doi:10.1016/j.jclepro.2014.04.071.
- [81] P. Basu, *Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction: Practical Design and Theory*, 2013. doi:10.1016/C2011-0-07564-6.
- [82] P. Mckendry, P. Mckendry, Energy production from biomass (part 3): gasification technologies, *Bioresour. Technol.* 83 (2002) 55–63.
- [83] A. Kumar, D.D. Jones, M.A. Hanna, Thermochemical biomass gasification: A review of the current status of the technology, *Energies*. 2 (2009) 556–581. doi:10.3390/en20300556.
- [84] M. Balat, M. Balat, E. Kirtay, H. Balat, Main routes for the thermo-conversion of biomass into fuels and chemicals. Part 2: Gasification systems, *Energy Convers. Manag.* 50 (2009) 3158–3168. doi:10.1016/j.enconman.2009.08.013.
- [85] T. Nussbaumer, *Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction, Energy and Fuels*. 17 (2003) 1510–1521. doi:10.1021/ef030031q.
- [86] T. Nussbaumer, J.E. Hustad, Overview of Biomass Combustion, *Dev. Thermochem. Biomass Convers.* (1997) 1229–1243. doi:10.1007/978-94-009-1559-6_98.
- [87] Y. Rogaume, E. Autret, Production de chaleur à partir de bois Émissions atmosphériques. Bilan,

- impact et évolution, Tech. l'Ingénieur. 33 (2006) 1–13. see_the_document_in_the_desktop_folder_Techniques_de_lingenieur.
- [88] R. Salzmann, T. Nussbaumer, Fuel staging for NO_x reduction in biomass combustion: Experiments and modelling, *Energy and Fuels*. 15 (2001) 575–582. doi:10.1021/ef0001383.
- [89] J.L. Peel, R. Haeuber, V. Garcia, A.G. Russell, L. Neas, Impact of nitrogen and climate change interactions on ambient air pollution and human health, *Biogeochemistry*. 114 (2013) 121–134. doi:10.1007/s10533-012-9782-4.
- [90] T. Boningari, P.G. Smirniotis, Impact of nitrogen oxides on the environment and human health : Mn-based materials for the NO_x abatement, *Curr. Opin. Chem. Eng.* 13 (2016) 133–141. doi:10.1016/j.coche.2016.09.004.
- [91] Y. Zeldovich, The oxydation of nitrogen in combustion and explosions, *Acta Physicochim. URSS*. 21 (1946) 577–628.
- [92] M.. Gomez-garcia, V. Pitchon, A. Kiennemann, Pollution by nitrogen oxides : an approach to NO_x abatement by using sorbing catalytic materials, *Environ. Int.* 31 (2005) 445–467. doi:10.1016/j.envint.2004.09.006.
- [93] P. Glarborg, A.D. Jensen, J.E. Johnsson, Fuel nitrogen conversion in solid fuel fired systems, *Prog. Energy Combust. Sci.* 29 (2003) 89–113. doi:10.1016/S0360-1285(02)00031-X.
- [94] E. Autret, Y. Rogaume, Production de chaleur à partir de bois Émissions atmosphériques. Notions de base, Tech. l'Ingénieur. 33 (2006) 1–13. see_the_document_in_the_desktop_folder_Techniques_de_lingenieur.
- [95] E. Pettersson, F. Lindmark, M. Öhman, A. Nordin, R. Westerholm, C. Boman, Design changes in a fixed-bed pellet combustion device: Effects of temperature and residence time on emission performance, *Energy and Fuels*. 24 (2010) 1333–1340. doi:10.1021/ef901023f.
- [96] T. Nussbaumer, Overview on technologies for biomass combustion and emission levels of particulate matter, 2010. http://citepaax.alias.domicile.fr/forums/egtei/Nussbaumer_EGTEI-Report_final.pdf.
- [97] A. Ryfa, R. Buczynski, M. Chabinski, A. Szlek, R.A. Bialecki, Decoupled numerical simulation of a solid fuel fired retort boiler, *Appl. Therm. Eng.* 73 (2014) 792–802. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.08.029.
- [98] R. Buczyński, R. Weber, A. Szlek, Innovative design solutions for small-scale domestic boilers: Combustion improvements using a CFD-based mathematical model, *J. Energy Inst.* 88 (2015) 53–63. doi:10.1016/j.joei.2014.04.006.
- [99] M. Buchmayr, J. Gruber, M. Hargassner, C. Hochenauer, A computationally inexpensive CFD approach for small-scale biomass burners equipped with enhanced air staging, *Energy Convers. Manag.* 115 (2016) 32–42. doi:10.1016/j.enconman.2016.02.038.
- [100] J. Chaney, H. Liu, J. Li, An overview of CFD modelling of small-scale fixed-bed biomass pellet boilers with preliminary results from a simplified approach, *Energy Convers. Manag.* 63 (2012) 149–156. doi:10.1016/j.enconman.2012.01.036.
- [101] M.A. Gómez, J. Porteiro, D. Patiño, J.L. Míguez, Eulerian CFD modelling for biomass combustion. Transient simulation of an underfeed pellet boiler, *Energy Convers. Manag.* 101

- (2015) 666–680. doi:10.1016/j.enconman.2015.06.003.
- [102] J. Collazo, J. Porteiro, J.L. Míguez, E. Granada, M.A. Gómez, Numerical simulation of a small-scale biomass boiler, *Energy Convers. Manag.* 64 (2012) 87–96. doi:10.1016/j.enconman.2012.05.020.
- [103] N. Athanasios, N. Nikolaos, M. Nikolaos, G. Panagiotis, E. Kakaras, Optimization of a log wood boiler through CFD simulation methods, *Fuel Process. Technol.* 137 (2015) 75–92. doi:10.1016/j.fuproc.2015.04.010.
- [104] La chaudière murale à granulés de bois therm, (n.d.). <https://www.guntamatic.com/fr/produits/chaudiere-aux-granules-de-bois/therm-5710/> (accessed February 15, 2018).
- [105] Pellematic Maxi Condensation, (n.d.). http://www.okofen.fr/fr/pellematic_maxi_condensation/ (accessed February 15, 2018).
- [106] S. Longatte, Bruleur pour chaudière à combustibles solides du type biomasse, pneu ainsi qu'une chaudière comportant un tel bruleur, 2907881, 2006.
- [107] Self CLimat MORVAN, Chaudière à granulés MORVAN GM EASY 18 - Dpt Ain, (n.d.). http://www.chaudieres-morvan.com/fr/chaudiere-a-granules-morvan-gm-easy-18-dpt-ain_p289.htm (accessed October 24, 2018).
- [108] CEGIBAT, Module de mini/micro-cogénération, (2018). <https://cegibat.grdf.fr/produit/mini-et-micro-cogeneration> (accessed February 21, 2018).
- [109] CEGIBAT, Cogénération: Tarif d'achat de l'électricité (contrat C16), (2017). <https://cegibat.grdf.fr/dossier-techniques/marche-energie/tarif-electricite-cogeneration-c16> (accessed February 21, 2018).
- [110] Parlement européen, Directive 2012/27/UE du parlement européen et du conseil, 2012.
- [111] M. Boudellal, Cogénération et micro-cogénération - Solutions pour améliorer l'efficacité énergétique, 2ème Editi, 2013.
- [112] JORF n°0265 du 15 novembre 2016; Texte n°11, (n.d.). <https://www.legifrance.gouv.fr/affichTexte.do?cidTexte=JORFTEXT000033385467&fastPos=1&fastReqId=269178149&categorieLien=id&oldAc>.
- [113] M. Kautz, U. Hansen, The externally-fired gas-turbine (EFGT-Cycle) for decentralized use of biomass, *Appl. Energy.* 84 (2007) 795–805. doi:10.1016/j.apenergy.2007.01.010.
- [114] E. Labouze, Bilan environnemental du chauffage Note de synthèse, 2005.
- [115] C. Pelletier, Analyse environnementale et économique des filières bois-énergie, Université de Lorraine, 2017.
- [116] EnerTwin, EnerTwin Technology, 2017.
- [117] Capstone Turbine, C30 MicroTurbine, (2014) 3–4. http://www.capstoneturbine.com/_docs/datasheets/C30 NatGas_331031E_lowres.pdf.
- [118] SCHMID energy solutions, Strategie energetique 2050, 2015. https://www.schmid-energy.ch/files/pageflip/2015_1_FOCUS_FRA_/Download/2015_1_FOCUS_FRA.pdf.

- [119] M.L. Rabot-Querci, Etude d'un Dispositif de Traitement des Imbrûlés des Appareils de Chauffage Indépendants au Bois, Université Henri Poincaré Nancy 1, 2006.
- [120] Boyko Center LTD, Stage 5. Study over air heater (T04 Through T08), 2012.
- [121] A. Tewarson, Generation of Heat and Chemical Compounds in Fires, in: SFPE Handb. Fire Prot. Eng. Third Ed., 2002: pp. 616–695.
- [122] G. Ritoux, Evaluation numérique des facteurs de forme, Rev. Phys. Appliquée. 17 (1982) 503–515. doi:10.1051/rphysap:01982001708050300.
- [123] A. Lallemand, Energétique de la combustion - Aspects fondamentaux, Tech. l'ingénieur. 33 (2013) 0–20.
- [124] J.G. Quintiere, Fundamental of Fire Phenomena, 2006. doi:10.1002/0470091150.
- [125] R.H. Perry, D.W. Green, J.O. Maloney, Perry's Chemical Engineers' Handbook Seventh, 1997. doi:10.1021/ed027p533.1.
- [126] H. Tsuji, A. Gupta, T. Hasegawa, High temperature air combustion, 2003. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:High+temperature+Air+Combustion#1>.
- [127] J.-P. Klein, Génie de la réaction chimique, in: Introd. Au Génie Des Procédés, 2008: pp. 517–626.
- [128] Th Industrie, Transmetteurs vitesse d'air TSI, (n.d.). <http://www.th-industrie.com/vitesse-air-gaz-biogaz/84-transmetteurs-vitesse-d-air-tsi.html> (accessed April 16, 2018).
- [129] M. Le Guen, La boîte à moustaches pour sensibiliser à la statistique, Bull. Méthodologie Sociol. / Bull. Sociol. Methodol. (2002) 43–64.
- [130] EOS, EOS NickelAlloy HX, Material data sheet, (n.d.). https://cdn0.scrvt.com/eos/ff2fe7fc83afe675/fd457bd16965/NiAll-HX-M290-400W_Material_data_sheet_10-15_en.pdf.
- [131] R. Bhargava, M. Bianchi, a De Pascale, G. Negri di Montenegro, a Peretto, Gas Turbine Based Power Cycles - A State-of-the-Art Review, Power Eng. Conf. (2007) 11. doi:10.1007/978-3-540-76694-0_56.
- [132] E. Goncalves da Silva, J.-P. Thibault, Cycles Thermodynamiques Des Machines Thermiques, Eng. Sch. Inst. Polytech. Grenoble. (2008) 153.
- [133] M.P. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook, Second Edi, 2002.
- [134] P. Bauwens, Gas path analysis for the MTT micro turbine, 2015.
- [135] K.A. Al-attab, Z.A. Zainal, Externally fired gas turbine technology: A review, Appl. Energy. 138 (2015) 474–487. doi:10.1016/j.apenergy.2014.10.049.
- [136] S.B. Ferreira, P. Pilidis, Comparison of Externally Fired and Internal Combustion Gas Turbines Using Biomass Fuel, J. Energy Resour. Technol. 123 (2001) 291. doi:10.1115/1.1413468.
- [137] K.A. Al-attab, Z.A. Zainal, Performance of high-temperature heat exchangers in biomass fuel powered externally fired gas turbine systems, Renew. Energy. 35 (2010) 913–920.

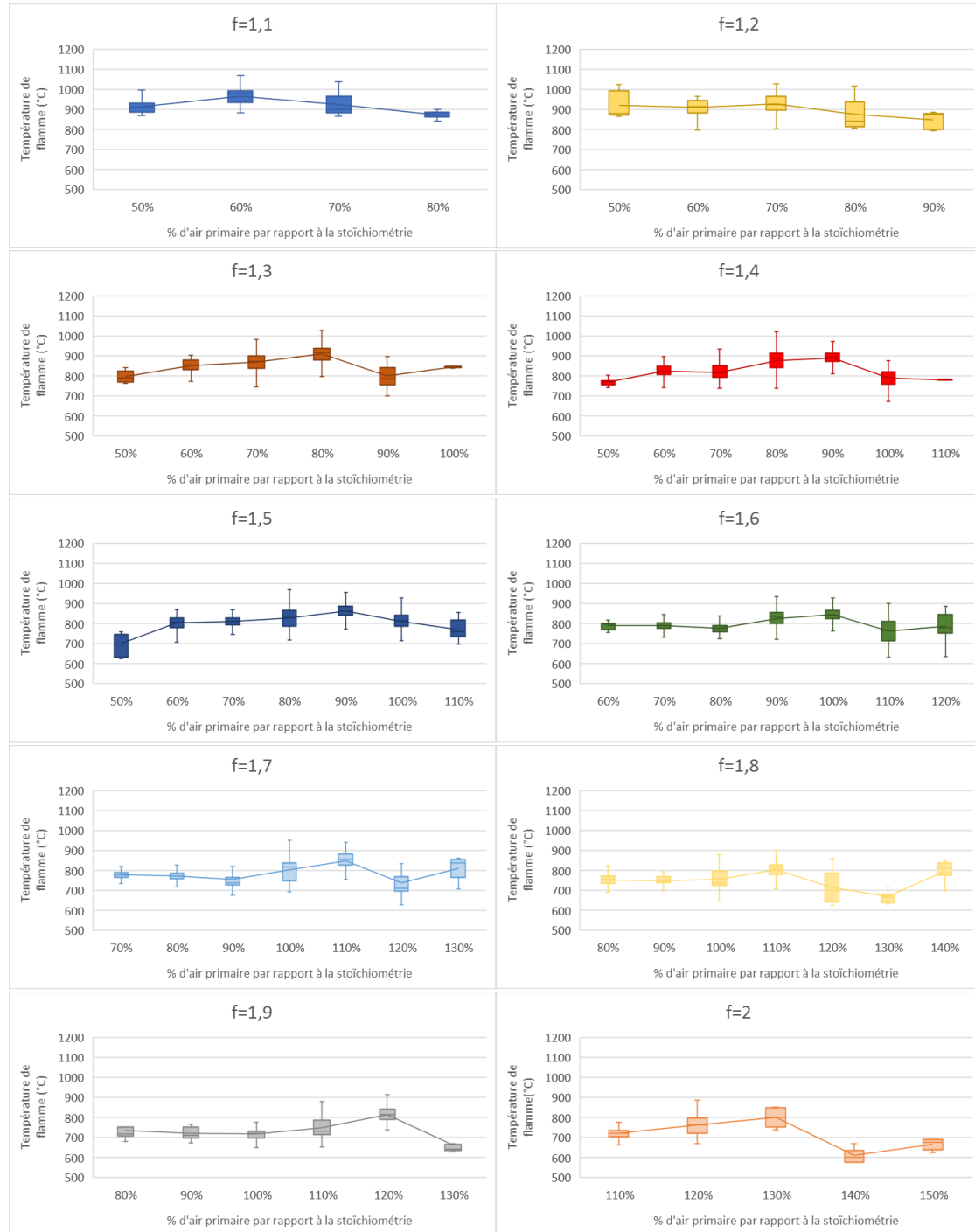
doi:10.1016/j.renene.2009.11.038.

- [138] Y. Jannot, C. Moyne, *Transferts thermiques*, 2016.
- [139] P.E.B. De Mello, S. Scuotto, F. Dos Santos Ortega, G.H.B. Donato, Influence of turbine inlet temperature on the efficiency of externally fired gas turbines, in: *Prog. Sustain. Energy Technol. Vol II Creat. Sustain. Dev.*, 2014: pp. 79–95. doi:10.1007/978-3-319-07977-6_6.
- [140] F. Baina, A. Malmquist, L. Alejo, T.H. Fransson, Effect of the fuel type on the performance of an externally fired micro gas turbine cycle, *Appl. Therm. Eng.* 87 (2015) 150–160. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.04.042.
- [141] P. Ganesan, G.D. Smith, Oxide scale formation on selected candidate combustor alloys in simulated gas turbine environments, *J. Mater. Eng.* 9 (1988) 337–343. doi:10.1007/BF02834044.
- [142] S. Dewson, X. Li, Selection criteria for the high temperature reactor intermediate heat exchanger, *Proc. ICAPP.* (2005) 1–8. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Selection+Criteria+for+the+High+Temperature+Reactor+Intermediate+Heat+Exchanger#0>.
- [143] Metal Specials, INCONEL® alloy HX, (n.d.). [http://www.specialmetalswiggins.co.uk/pdfs/products/INCONEL alloy HX.pdf](http://www.specialmetalswiggins.co.uk/pdfs/products/INCONEL%20alloy%20HX.pdf), (accessed November 30, 2017).
- [144] W.M. Kays, Loss Coefficients for Abrupt Changes in Flow Cross Section With Low Reynolds Number Flow in Single and Multiple Tube Systems, *Trans. ASME.* (1950) 1067–1074.
- [145] C.C. Wang, K.S. Yang, J.S. Tsai, I.Y. Chen, Characteristics of flow distribution in compact parallel flow heat exchangers, part I: Typical inlet header, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3226–3234. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.06.004.
- [146] C.C. Wang, K.S. Yang, J.S. Tsai, I.Y. Chen, Characteristics of flow distribution in compact parallel flow heat exchangers, part II: Modified inlet header, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3235–3242. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.06.003.
- [147] W. xiao Chu, T. Ma, M. Zeng, T. Qu, L. bi Wang, Q. wang Wang, Improvements on maldistribution of a high temperature multi-channel compact heat exchanger by different inlet baffles, *Energy.* 75 (2014) 104–115. doi:10.1016/j.energy.2014.05.021.
- [148] O.K. Siddiqui, S.M. Zubair, Efficient energy utilization through proper design of microchannel heat exchanger manifolds: A comprehensive review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 74 (2017) 969–1002. doi:10.1016/j.rser.2017.01.074.
- [149] Boyko Center LTD, Demonstration of ceramic gas turbine microengine with electric generator of 1,5kW power in combination with woods chip burning boiler for cogeneration application applications (Heat plus Electricity). FINAL REPORT, 2016.
- [150] Boyko Center LTD, Demonstration of ceramic gas turbine micro engine with electric generator of 2kW power in combination with wood firing boiler for cogeneration (Heat + Electricity) plant application, 2013.
- [151] Datatechnic, 2018. (n.d.). <http://www.datatechnic.fr/> (accessed September 4, 2018).
- [152] B. Andlauer, *Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment*, École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014.

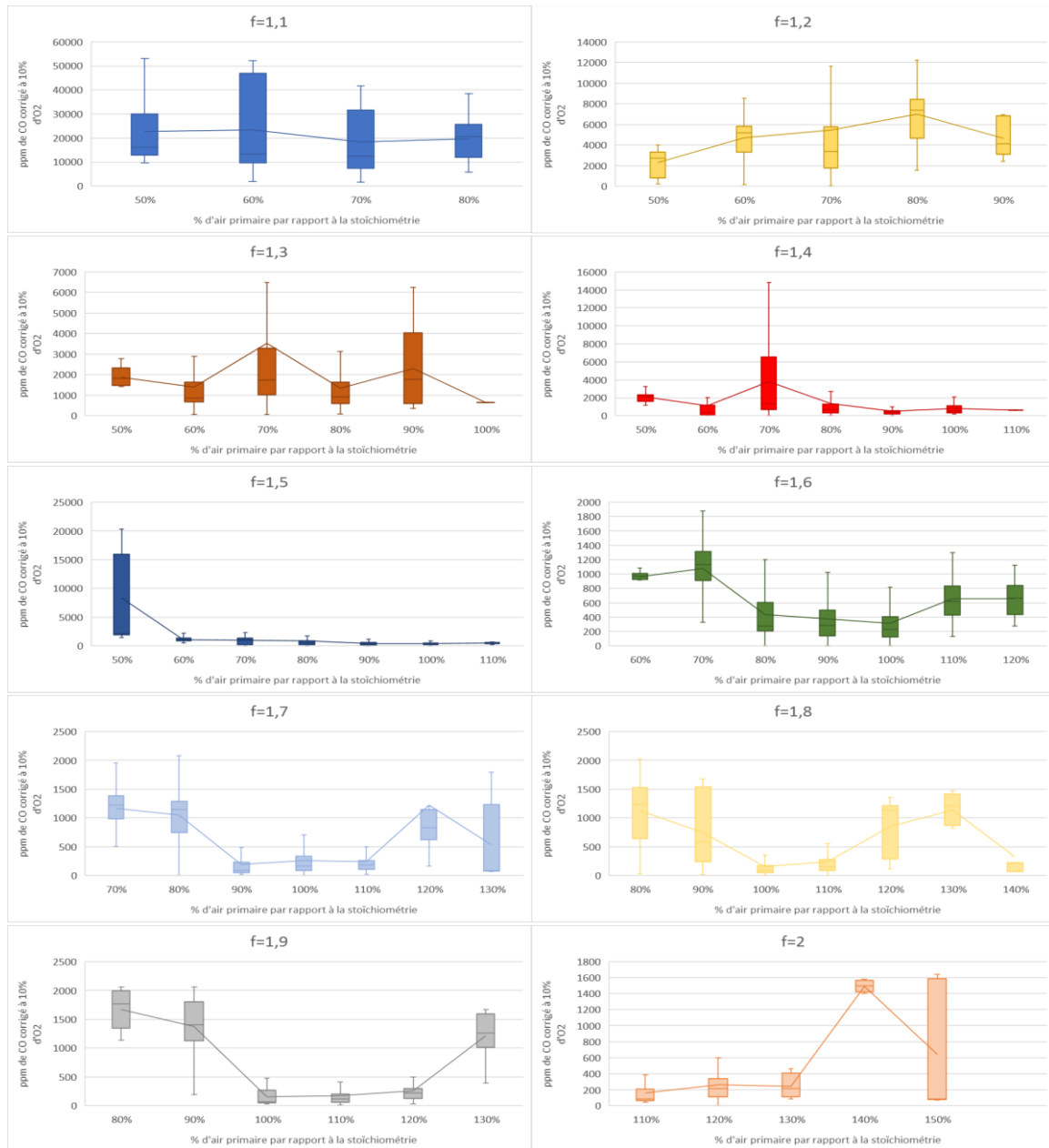
- [153] CSTB, Méthode de calcul Th-BCE 2012, 2012.
- [154] Météo France, Fiche climatologique Epinal (88), 2018.
- [155] COSTIC, ADEME, Guide technique Les besoins d'eau chaude sanitaire en habitat individuel et collectif, (2016) 1–6.
- [156] T. Barbier, Modélisation de la consommation électrique à partir de grandes masses de données pour la simulation des alternatives énergétiques du futur, Université de recherche Paris Sciences et Lettres, 2018. <https://pastel.archives-ouvertes.fr/tel-01774316>.
- [157] EDF, Répartition de la consommation électrique au sein d'un foyer français, (2017). <https://travaux.edf.fr/electricite/raccordement/repartition-de-la-consommation-d-electricite-au-sein-d-un-foyer-francais> (accessed October 9, 2018).
- [158] Amorce, Evolution des dispositifs de soutien à l'électricité renouvelable, 2017.
- [159] La Commission européenne, Règlement délégué (UE) 2015 / 2402 du 12 / 10 / 15 révisant les valeurs harmonisées de rendement de référence pour la production séparée d ' électricité et de chaleur en application de la directive 2012 / 27 / UE et abrogeant la décision d ' exécution 2, JOUE n° L 333 du 19 décembre 2015, 2015.
- [160] Ministère de la Transition Écologie et solidaire, Ministère de la cohésion des territoires, Référentiel «Energie – Carbone» pour les bâtiments neufs – Méthode d'évaluation de la performance énergétique et environnementale des bâtiments neufs, 2017. <http://www.batiment-energiecarbone.fr/wp-content/uploads/2017/06/referentiel-energie-carbone-methode-evaluation-2017-07-01.pdf>.
- [161] Inies, Les données environnementales et sanitaires de référence pour le bâtiment, (n.d.). <http://www.base-inies.fr/iniesV4/dist/infos-produit> (accessed November 8, 2018).
- [162] Ministère de l'économie des finances et de l'industrie, Arrêté du 31 août 2010 fixant les conditions d'achat de l'électricité produite par les installations utilisant l'énergie radiative du soleil telles que visées au 3° de l'article 2 du décret n° 2000-1196 du 6 décembre 2000, J. Off. La République Française. (2007) 5. <https://www.legifrance.gouv.fr/eli/arrete/2010/8/31/DEVE1022317A/jo/texte%0ALe>.

ANNEXES

Annexe 1 : Données de variation de la température de flamme en fonction du pourcentage d'air primaire vis-à-vis de la stœchiométrie par facteur d'air



Annexe 2 : Données variation de la teneur en CO corrigée à 10% d'O₂ en fonction du pourcentage d'air primaire vis-à-vis de la stœchiométrie par facteur d'air



Annexe 3 : Résultats des essais de tenu en température montrant la variation de la température du distributeur pendant la montée en température et le refroidissement, ainsi que les résultats sur la variation dimensionnelle

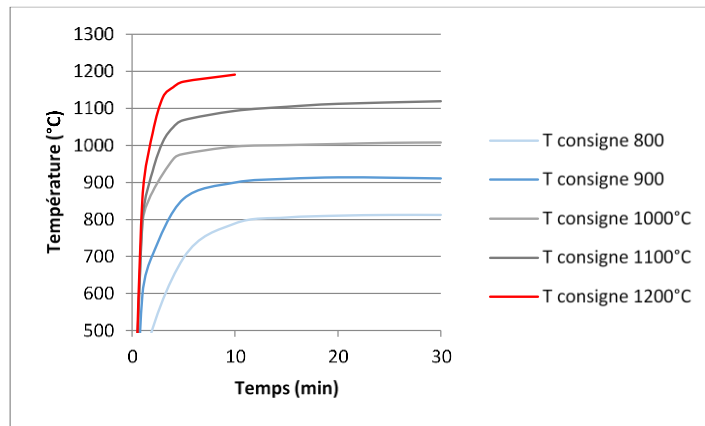


Figure 1 Evolution de la température du distributeur en fonction du temps pour les différents tests.

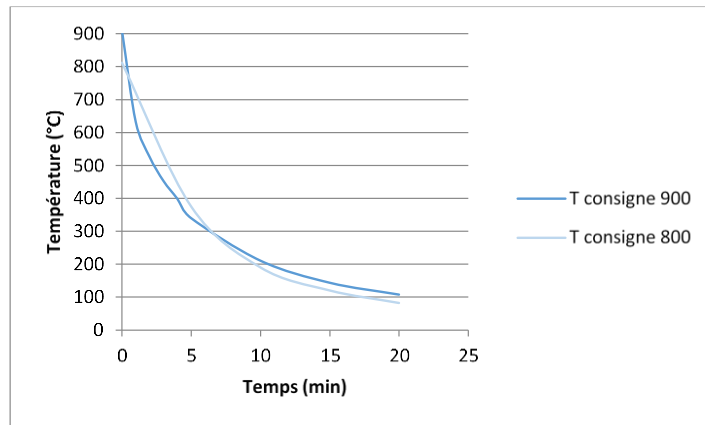


Figure 2 Graphique de l'évolution de la température du distributeur lors du refroidissement.

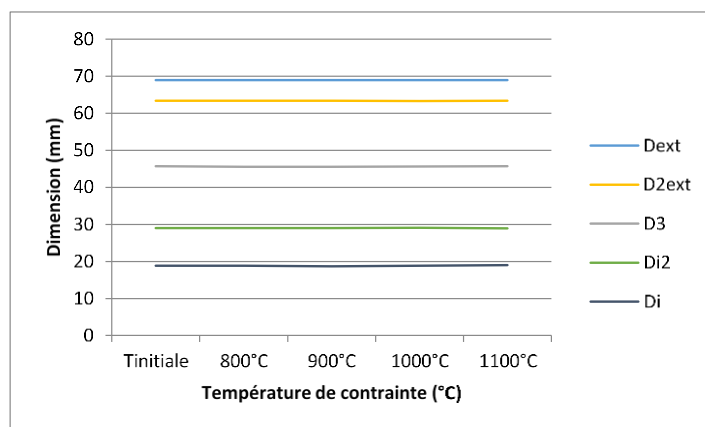


Figure 3 Graphique regroupant les dimensions géométriques du distributeur après contraintes

Conception d'un micro-cogénérateur aux granulés de bois

Résumé

Dans le cadre du projet ANR AGATCO (Advance GAZ Turbine for COgeneration) qui a débuté fin 2012, la conception d'un micro-cogénérateur aux granulés de bois permettant de produire 1,5 kW électrique et 10 kW thermique a été entreprise et est présentée dans ce manuscrit. Basé sur la technologie d'une turbine à air chaud à combustion externe, ce micro-cogénérateur utilise la combustion des granulés couplés à un échangeur de chaleur et une micro-turbine. La technologie demande la conception d'un nouveau foyer (brûleur et chambre de combustion) adapté pour la production de fumées à haute température (1200°C). Le défi est grand car le débit de fumées souhaité est important (27g/s) et la puissance de combustible est faible (15kW). Deux solutions sont proposées pour répondre à la problématique, la première utilise de l'air frais à température ambiante et la deuxième utilise le recyclage des fumées chaudes. La haute température des fumées permet d'obtenir une température d'entrée turbine de 1100°C après le transfert de chaleur dans l'échangeur. La caractérisation expérimentale et par simulation numérique de l'échangeur permet de vérifier ses performances. La micro-turbine utilise une technologie nouvelle de canaux hélicoïdaux à la place d'aubes qui lui permettent d'avoir des dimensions faibles pour les performances souhaitées. Les travaux effectués ont permis de mettre en valeur plusieurs résultats : la réalisation de la combustion haute température dans des conditions fortement défavorables, les performances très intéressantes de l'échangeur de chaleur tous en proposant des améliorations pour optimiser les échanges et les améliorations à apporter à la turbine.

Mots clefs : bois énergie ; combustion ; micro-cogénération ; micro-turbine ; échangeur de chaleur

Design of a micro-cogenerator with wood pellets

Summary:

As part of the AGATCO ANR project (Turbine Advance GAZ for cogeneration), which began at the end of 2012, the design of a micro-cogeneration generating 1.5 kW of electricity and 10 kW of heat was started and presented in this manuscript. Based on the technology of an externally fired gas turbine, this micro-CHP uses the combustion of pellets coupled to a heat exchanger and a micro-turbine. This technology requires the design of a new fireplace (burner and combustion chamber) suitable to produce fumes at high temperatures (1200°C). The challenge is significant because the desired smoke flow is important (27 g/s) and the fuel power is low (15 kW). Two solutions are proposed to solve the problem, the first uses fresh air at ambient temperature and the second uses recycled hot fumes. The high temperature of the fumes makes it possible to obtain a turbine inlet temperature of 1100°C after the transfer of heat into the exchanger. Experimental and numerical simulation characterization of the exchanger makes it possible to verify its performances. The micro-turbine uses a new technology using channel instead of blades allowing it to have small dimensions for the desired performance. The work carried out made it possible to highlight several results: the realization of the high temperature combustion in very unfavorable conditions, the very interesting performances of the heat exchanger while proposing improvements to optimize the exchanges and the improvements to be brought to the turbine.

Key words: Wood energy; combustion; micro-cogeneration; micro-turbine; heat exchanger