

Modélisation numérique d'une solution de micro cogénération biomasse.

Jean-Baptiste BOUVENOT^{1*}, Benjamin LATOUR¹, Pascal STABAT², Bernard FLAMENT¹, Monica SIROUX¹, Dominique MARCHIO², Yannick MERMOND³

¹ ICube UMR 7357, INSA de STRASBOURG, 24 Boulevard de la Victoire, 67 000 Strasbourg

² CES, Mines ParisTech, 60, Boulevard Saint Michel, 75 272 Paris

³ EIFER, Emmy-Noether-Strasse 11, D-76131 Karlsruhe, Allemagne

*(auteur correspondant : jean-baptiste.bouvenot@insa-strasbourg.fr)

Résumé - Des travaux de recherche ont été menés afin de tester et modéliser un système de micro cogénération biomasse. Un modèle semi physique de type boîte grise a été créé afin de simuler le comportement dynamique d'un micro cogénérateur biomasse à moteur à vapeur. Celui-ci a été calibré à l'aide d'essais effectués en laboratoire. Ces essais ont permis également d'établir les performances de ce système en régimes permanent et transitoire aux niveaux énergétique et des émissions de polluants.

Nomenclature

C_{load} coefficient de charge, %	x, y, z fractions molaires, -
C_p chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	Y fraction massique, -
e_{air} excès d'air, -	<i>Indices et Exposants</i>
e/c ratio électricité sur chaleur, -	<i>air</i> air
H enthalpie spécifique, $J.mol^{-1}$	<i>amb</i> ambiant
\dot{H} flux d'enthalpie, W	<i>ash</i> cendres
L_v chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$	<i>aux</i> consommation des auxiliaires
m masse, g	<i>cw</i> eau de refroidissement
\dot{m} débit massique, $kg.s^{-1}$	<i>dry</i> sec
M masse molaire, $kg.mol^{-1}$	<i>el</i> électrique
η rendement, %	<i>exh</i> fumées
P puissance, W	<i>fuel</i> combustible
P_{O_2} taux d'oxygène, -	<i>g</i> global
PCI pouvoir calorifique inférieur, $kWh.kg^{-1}$	<i>gross</i> production brute
\dot{Q} puissance thermique, W	<i>HX</i> échangeur de chaleur
ρ masse volumique, $kg.m^{-3}$	<i>i</i> entrée
T température, $^{\circ}C$	<i>loss</i> pertes de chaleur
V volume, m^3	<i>nom</i> nominal
\dot{V} débit volumique, $m^3.s^{-1}$	<i>o</i> sortie
V_m volume molaire, $m^3.mol^{-1}$	<i>tank</i> ballon
w humidité absolue, $kg_{eau}.kg^{-1}_{fuel}$	<i>th</i> thermique

1. Introduction

La cogénération est la production simultanée de chaleur et d'électricité (ou d'énergie mécanique). Cette technologie récupère la chaleur résiduelle dite « fatale » vue comme un « déchet thermique » produite dans les cycles thermodynamiques pour la production d'énergie mécanique. Cette chaleur peut être récupérée pour le chauffage de bâtiments ou la production d'eau chaude sanitaire (ECS). Comparée à une production classique d'électricité seule, centralisée, la cogénération améliore l'efficacité énergétique globale et diminue l'impact environnemental en utilisant notamment moins d'énergie primaire [1]. La cogénération est déjà bien répandue pour des applications industrielles ou pour des réseaux de chaleur urbains. La micro cogénération correspond à des faibles puissances de cogénération, compatibles avec un usage direct à l'intérieur d'un bâtiment. On parle de micro cogénération en dessous de puissances électriques de 20 kW [1]. A ces faibles puissances, les micro cogénérateurs utilisent des technologies différentes quant à la génération d'électricité et l'effet d'échelle diminue l'efficacité électrique par rapport aux productions centralisées [2]. Cependant

l'implémentation de ces systèmes au sein même des lieux de puisage d'énergie permet d'éviter l'usage des réseaux et les pertes électriques et thermiques associées. Les principales technologies utilisées pour la micro cogénération sont les micro turbines, les moteurs Stirling, les moteurs Ericsson (à l'étude mais pas encore utilisés), les moteurs à combustion internes, les moteurs à vapeur et les piles à combustible. Les moteurs à vapeur présentent l'avantage d'être simple, répandus et d'être compatibles avec n'importe quelle source d'énergie (gaz, fioul, biomasse, soleil). Le comportement et les performances de ces systèmes sont encore peu connus, notamment sur les micro cogénérateurs biomasse. Thiers et al ont réalisé des essais et un modèle numérique d'un micro cogénérateur biomasse, à moteur Stirling [3], mais ce travail reste très isolé. Cependant, ces systèmes sont assez proches de chaudières classiques biomasse, notamment au niveau du comportement thermique et de la combustion [4-5]. Parmi les micro cogénérateurs existants, seulement quelques-uns fonctionnent avec une énergie renouvelable. L'objectif ici est de fournir des résultats expérimentaux d'un système réel de micro cogénération biomasse et de fournir un modèle numérique sur la base de ces essais.

2. Banc d'essai expérimental

2.1. Description du micro cogénérateur biomasse

Ce travail porte sur le micro cogénérateur BISON d'Exoès. Celui-ci intègre un moteur à vapeur dit à piston libre où l'évaporateur génère de la vapeur surchauffée jusqu'à 20 bars et jusqu'à 400 °C. Le banc d'essai a été conçu de manière à réaliser des essais en chauffage direct ou en stockage total via un ballon tampon de grande capacité (figures 1 et 2).

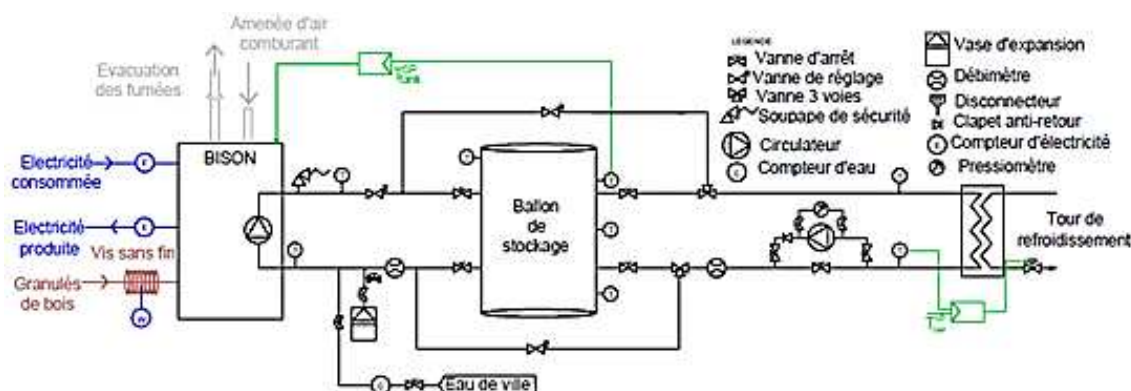


Figure 1 : Schéma hydraulique du banc d'essais.



Figure 2 : Banc d'essais du micro cogénérateur BISON sur la plateforme énergétique de l'INSA de Strasbourg (1: cheminée, 2: vis sans fin d'alimentation en pellets, 3: réservoir de pellets, 4 : support de la vis sans fin, 5: ballon tampon de 1500 l, 6 : micro cogénérateur).

Le micro cogénérateur est constitué de 4 niveaux (voir figure 3). Le premier en haut se compose de l'évaporateur où la combustion se passe. Il s'y trouve également un compresseur et une bouteille d'air à haute pression afin de nettoyer les serpentins de l'évaporateur toutes

les 1000 s. Le second niveau, en dessous, est constitué du moteur à vapeur qui reçoit la vapeur surchauffée par des tubes hautement isolés. Sous la chambre de combustion, se trouve un démarreur qui sert à préchauffer le combustible avant l’embrasement. Le troisième niveau en dessous est composé d’un réservoir qui récupère la vapeur condensée provenant de la détente de la vapeur dans le moteur. Il y a également une pompe dite haute pression (HP) qui est utilisée durant les phases de démarrage et d’arrêt pour faire circuler la vapeur condensée en sortie de l’échangeur de chaleur de la basse pression (BP) vers l’évaporateur (HP). Ces condensats chauds sont stockés dans ce réservoir avant d’être pompés vers l’échangeur de chaleur qui est le dernier niveau. Il y a également 3 pompes : une pour le circuit primaire, une pour le circuit secondaire (réseau de chauffage) et une dernière pompe à vide pour contrôler la pression dans le réservoir de la vapeur condensée.

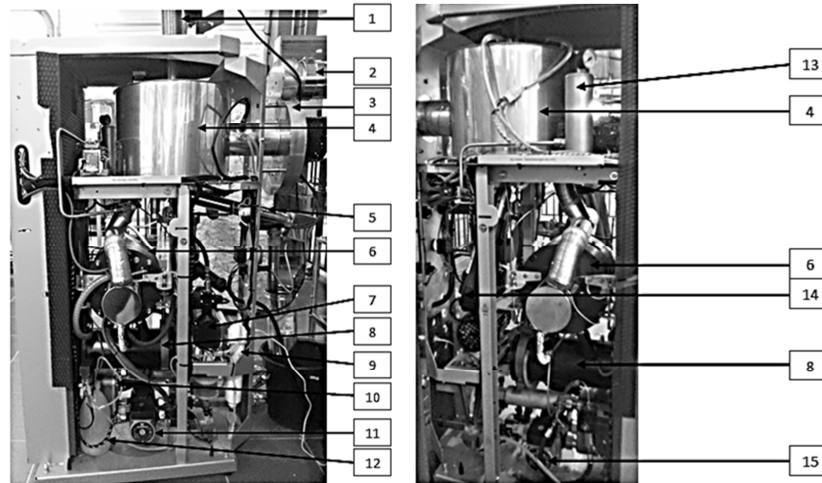


Figure 3 : Description du micro cogénérateur (1: alimentation en pellets, 2: conduit de cheminée, 3: ventilateur, 4: évaporateur, 5: extracteur de cendres, 6: moteur à vapeur, 7: pompe HP, 8: réservoir à condensats, 9: filtre, 10: échangeur de chaleur, 11: pompe du circuit primaire, 12: réservoir d'eau distillée, 13: réservoir d'air HP, 14: démarreur, 15: pompe du circuit de chauffage).

2.2. Métrologie

Type	Paramètre	Notation	Capteur	Incertitude
Puissance combustible	Masse de combustible	m_{fuel}	Balance (Mettler Toledo ICS425)	$\pm 10 g$
	PCI	PCI_{fuel}	DIN EN 14774-2	$\pm 0,1 kWh. kg^{-1}$
	Température d'air et du combustible	T_{amb}, T_{fuel}	Pt100 4 fils	$\pm 0,2K + 0,05\%$
	Puissance combustible	P_{fuel}	Calculée	$\pm 3\%$
Puissance thermique	Température départ et retour	$T_{cw,i}, T_{cw,o}$	Pt100 4 fils	$\pm 0,2K + 0,05\%$
	Débit volumique	\dot{V}_{cw}	Débitmètre à ailette (Bürkert M12)	$\pm 0,15l. mn^{-1} + 2,5\%$
	Puissance thermique	\dot{Q}_{HX}	Calculée (selon C_{load})	$\pm 4,5 \text{ to } 7,3 \%$
Production électrique	Production brute	P_{gross}	Energie-mètre (Socomec DIRIS A 20)	1 %
Consommation électrique	Consommation des auxiliaires	P_{aux}	Energie-mètre (Socomec DIRIS A 20)	1 %
Ballon tampon	Températures	$T_{tank} (x4)$	Pt100 4 fils	$\pm 0,2K + 0,05\%$
Combustion	Température		Analyseur ECOM	-
	O ₂ , NO _x , CO, CO ₂		J2KN	-

Tableau 1 : Moyens métrologiques et incertitudes associées.

La production électrique brute du moteur et la consommation des auxiliaires (démarrateur, pompes, ventilateur, vis d'alimentation, compresseur, extracteur de cendres) sont mesurées par 2 énergie-mètres différents. La production thermique est évaluée en mesurant à la fois le débit volumique de l'eau du circuit primaire et les températures de départ et de sortie directement aux bornes du micro cogénérateur. Un analyseur de gaz permet de réaliser des mesures sur les produits de combustion. Le débit massique du combustible est évalué par une balance numérique. Un support a été spécialement conçu afin de suspendre la vis sans fin. Celle-ci n'appuie pas sur le réservoir de pellets et permet de limiter le bruit sur les mesures lié aux vibrations et à la rotation de la vis en fonctionnement. Le tableau 1 récapitule la métrologie mise en place sur le banc d'essai où un effort a été réalisé afin de réduire au maximum les incertitudes sur la puissance combustible et sur la puissance thermique. Les incertitudes ont été déterminées en se basant sur la méthode de la loi de propagation des incertitudes [6-7]. La puissance thermique est calculée en utilisant la formule de transport de l'énergie thermique (1). Les propriétés thermiques de l'eau de chauffage sont tirées de tables avec une dépendance à la température [8]. La masse volumique est déterminée selon la température de retour car le débitmètre est placé juste en aval de la sonde de température. La chaleur spécifique est calculée en utilisant la température moyenne entre le départ et le retour.

$$\dot{Q}_{HX} = \rho(T_{cw,i}) \cdot Cp \left(\frac{T_{cw,o} + T_{cw,i}}{2} \right) \cdot \dot{V}_{cw} \cdot (T_{cw,o} - T_{cw,i}) \quad (1)$$

La puissance combustible qui est délivrée au système est calculée en utilisant l'équation (2) basée sur le débit massique de granulés de bois et sur son PCI. Ce dernier provient de tests en laboratoire réalisés par l'institut EIFER.

$$P_{fuel} = \dot{m}_{fuel} PCI \quad (2)$$

3. Résultats expérimentaux

3.1. Régime permanent

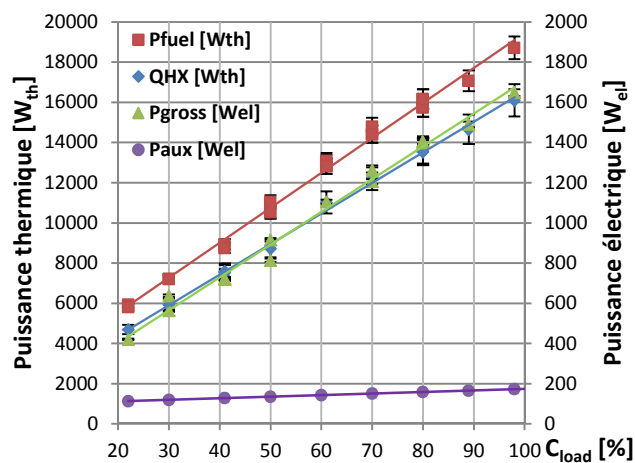


Figure 4 : Puissances combustible, thermique et électriques en régime permanent.

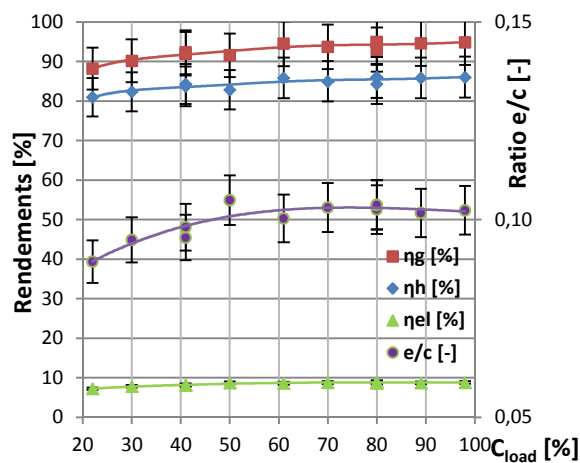


Figure 5 : Résultats en régime permanent sur les rendements et sur le ratio e/c .

La campagne d'essais a montré que la température de retour et le débit d'eau n'ont pas d'influence notable sur les résultats. S'il y en a une, cette influence est contenue dans la plage d'incertitude des essais. Ceci s'explique notamment par le fait qu'il n'y pas de récupération de la chaleur latente de la vapeur d'eau contenue dans les fumées et que le couple production de vapeur/génération d'électricité est dissocié de la production de chauffage, ce qui n'est pas le cas pour un moteur Stirling par exemple [9]. Le soutirage de chaleur du réservoir de la vapeur condensée fonctionne de manière indépendante à la production de vapeur. Les essais ont également montré que la température des fumées variait linéairement en fonction de la

charge de 120 à 170 °C , que le taux d’oxygène dans les fumées humides était régulé à 6 % et que la température en partie basse du foyer (cendres) était constante à environ 230 °C.

3.2. Phase de démarrage

Les micro cogénérateurs biomasse, comme les chaudières biomasse, ont une assez grande inertie de démarrage liée à la nature du combustible [4-5]. C’est pourquoi il est important de bien caractériser ces phases et de ne pas considérer uniquement le régime permanent. Une fois en marche, le micro cogénérateur enclenche le démarreur après environ 20 s. Celui-ci va fonctionner environ 300 s à raison d’une puissance appelée d’en moyenne 1250 W jusqu’à ce que la combustion démarre. Ensuite, la pompe HP se met en route jusqu’à ce que le moteur à vapeur démarre après 650 s en moyenne (depuis le début du cycle). En moyenne le cycle de démarrage consomme 142 Wh d’énergie électrique supplémentaire par rapport à un fonctionnement normal avant le démarrage du moteur. En régime permanent, une partie de l’énergie mécanique du moteur à vapeur est utilisée afin de faire circuler l’eau condensée de l’échangeur (BP) vers l’évaporateur (HP).

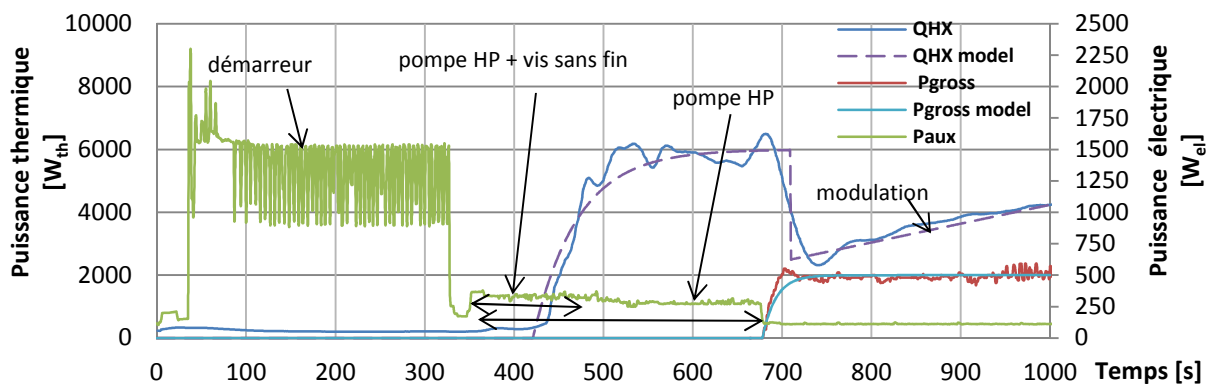


Figure 6 : Consommation électrique des auxiliaires, productions thermique et électriques.

3.3. Phase d’arrêt

Durant la phase d’arrêt, l’approvisionnement en pellets s’arrête et les puissances électrique et thermique décroissent de manière exponentielle en moyenne avec de grosses oscillations dues à la régulation, notamment pour la puissance électrique. La puissance électrique décroît de manière exponentielle jusqu’à la puissance minimum de 400 W à partir de laquelle le moteur s’arrête net. Dès que le moteur s’arrête, la pompe HP se met en route de manière saccadée pendant tout le cycle de refroidissement qui dure en moyenne 1800 s. La surconsommation électrique due à cette pompe HP est de 38 Wh pendant le cycle d’arrêt.

3.4. Phase de modulation

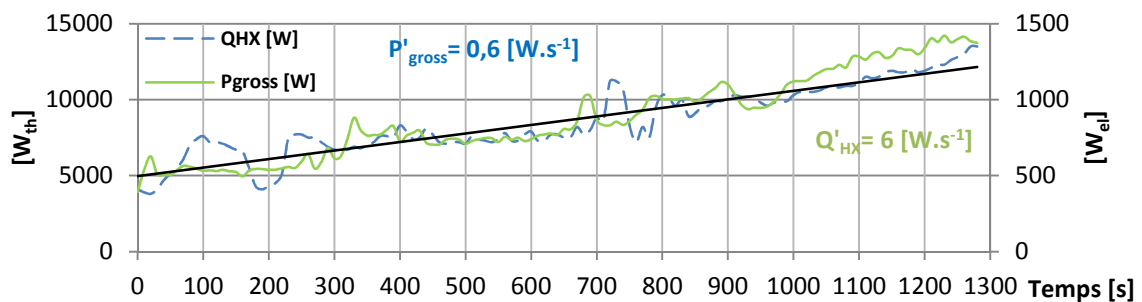


Figure 7 : Vitesse de variation de la charge en réponse à un échelon de consigne de 22 à 80%.

Durant un changement de consigne sur la charge (un échelon de consigne), le système répond avec une certaine vitesse. Les essais ont montré que cette vitesse évoluait de 6 $W.s^{-1}$ pour la puissance thermique et de 0,6 $W.s^{-1}$ pour la puissance électrique. La figure 7 illustre cette vitesse pour la puissance thermique lorsque le moteur électrique se met en route.

3.5. Fumées

Les fumées ont été analysées, en particulier les concentrations en CO et NO ainsi que la température des fumées que ce soit en régime permanent ou en régime transitoire. La température des fumées permet de calculer les pertes par les fumées afin de réaliser un bilan global. La concentration de NO augmente avec la charge alors que la concentration de CO est relativement stable autour de 30 ppm pour un taux d'oxygène constant de 6%.

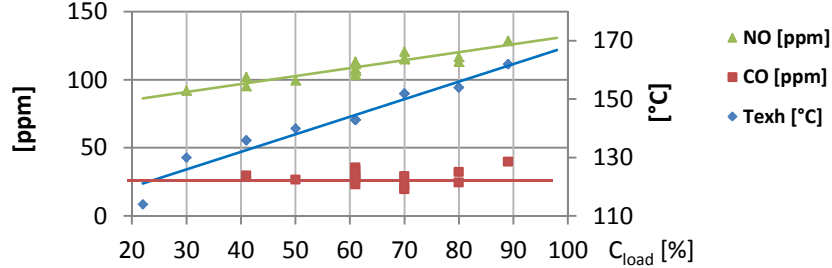


Figure 8 : Concentrations de CO et NO dans les fumées en régime permanent.

4. Modèle numérique de micro cogénérateur biomasse

Plusieurs stratégies existent pour simuler le comportement d'un micro cogénérateur. Celles-ci vont de modèles complètement physiques basés sur les cycles thermodynamiques jusqu'à des modèles totalement empiriques [3]. Ici, le modèle doit être compatible avec des simulations thermiques dynamiques annuelles et des études d'optimisation. Beausoleil-Morrison, Kelly et al donnent une base de modèles semi physiques de micro cogénérateurs en décomposant les cycles en 4 parties (démarrage, régime permanent, refroidissement, arrêt) en utilisant les paramètres majeurs que sont la température de retour, le débit d'eau de chauffage et la charge comme variables pour calculer les entrées et sorties importantes du modèle de l'équation (3) (voir figure 9) [10-11]. Cette méthode a déjà été utilisée pour le développement d'un modèle de micro cogénération gaz à moteur Stirling [9]. Le modèle a été implémenté dans l'environnement numérique TRNSYS sous le nom de type 254.

$$\dot{H}_{fuel} + \dot{H}_{air} + P_{fuel} + P_{aux} = P_{gross} + \dot{Q}_{HX} + \dot{H}_{exh} + \dot{H}_{lat} + \dot{Q}_{loss} \quad (3)$$

4.1. Régime permanent

En régime permanent, des régressions linéaires sur les essais ont permis d'identifier des corrélations dépendantes de la charge. La puissance électrique nette est définie comme la puissance effectivement fournie au réseau.

$$\dot{Q}_{HX} = 152,18(C_{load} - C_{load}^{nom}) + 16\,559 \quad (4)$$

$$P_{fuel} = 1000 \cdot (0,03483(C_{load} - C_{load}^{nom}) + 3,894)PCI \quad (5)$$

$$P_{gross} = 16,31(C_{load} - C_{load}^{nom}) + 1707 \quad (6)$$

$$P_{net} = P_{gross} - P_{aux} \quad (7)$$

$$P_{aux} = 0,784(C_{load} - C_{load}^{nom}) + 174 \quad (8)$$

$$T_{exh} = 168 + 0,605(C_{load} - C_{load}^{nom}) \quad (9)$$

4.2. Modèle de combustion

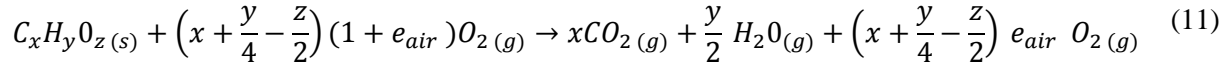
Le modèle de combustion requiert la connaissance de la composition chimique des granulés. Ces tests peuvent être réalisés en laboratoire, ils ont été réalisés par l'institut EIFER ici. A défaut, des valeurs courantes de composition chimique du bois sont utilisées. Il s'avère que celle-ci est relativement stable selon les essences [12]. Le PCI provient également de tests réalisés en laboratoire. A défaut, il peut être calculé sur la base de l'équation (10) [12] :

$$PCI = (1 - w)(34\,030 Y_{C\,dry} + 121\,640 Y_{H\,dry} - 12\,540 Y_{O\,dry}) - w L_v \quad (10)$$

	w [%]	Y_{ash} [%]	$Y_{C\ dry}$ [%]	$Y_{H\ dry}$ [%]	$Y_{O\ dry}$ [%]	PCI_{dry} [kWh.kg ⁻¹]	PCI [kWh.kg ⁻¹]
expérimental	6,6	0,34	51,3	6,2	42	5,29	4,9
théorique	8	0,4	50	6	44	5,34	4,9

Tableau 2 : Valeurs expérimentales et théoriques des caractéristiques des granulés de bois.

La réaction chimique du combustible biomasse sec donne:



A partir de cette réaction sont calculés les différents produits de combustion : CO₂, O₂, N₂ ainsi que les différents flux de matières entrant et sortant : air comburant, CO₂, excès d'air. L'excès d'air requis est bien souvent inconnu. L'équation (12) permet de le calculer en utilisant le taux d'oxygène dans les fumées humides donné par l'analyseur de combustion. Ici, un excès d'air constant à 57% a été déterminé.

$$e_{air} = \frac{P_{O_2} \left[(1-w) \left[\left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \frac{Y_{N_2}}{Y_{O_2}} + x + \frac{y}{2} \right] + w \frac{M_{C_x H_y O_z}}{M_{H_2 O}} \right]}{(1-w) \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \left[1 - P_{O_2} \left(1 + \frac{Y_{N_2}}{Y_{O_2}}\right) \right]} \quad (12)$$

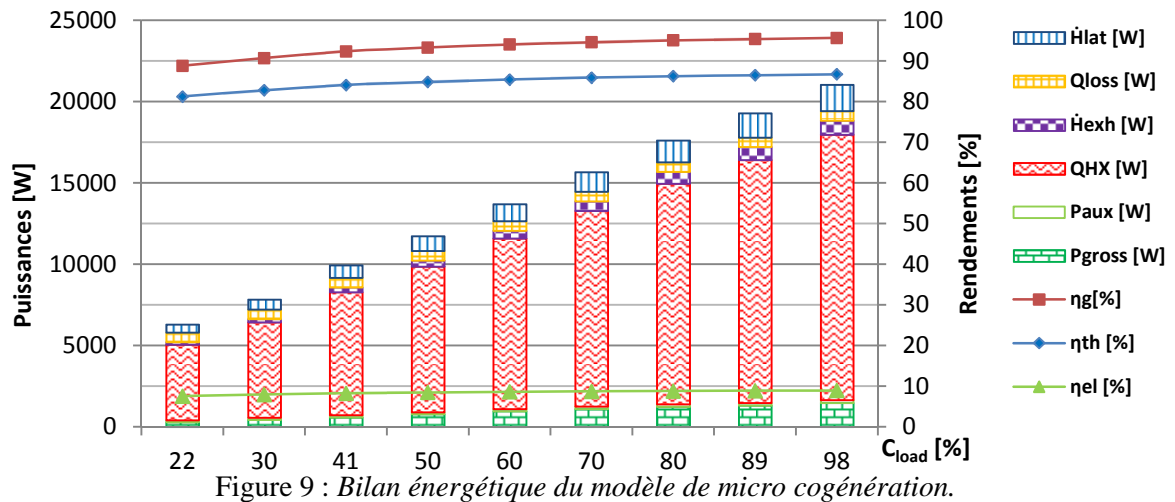
Pour le modèle, différentes températures sont requises : les températures du combustible et de l'air comburant sont déterminées par mesures directes, celle des fumées est déterminée à l'aide de l'équation (9) et la température des cendres est prise constante à 230 °C. Ces températures permettent de déterminer les flux d'enthalpies des flux entrants et sortants du système. Ces flux d'enthalpies sont calculés en utilisant soit une chaleur spécifique dépendant de la température (équation (13)) soit en utilisant les tables de JANAF [13] qui donnent directement l'enthalpie $H_i(T_i)$ par un polynôme fonction de la température. Chaque débit massique est calculé à partir du débit massique de combustible.

$$c_{fuel} = (1114 + 4,86 T_{fuel})(1-w) + 4180 w \quad (13)$$

Les flux d'enthalpie deviennent:

$$\dot{H}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} C_{p_{fuel}} T_{fuel} \quad (14)$$

$$\dot{H}_i = \frac{\dot{m}_i}{M_i} H_i(T_i) \quad (15)$$



La figure 9 résume le bilan énergétique obtenu par le modèle mis en place pour différentes charges. Celui-ci qui montre notamment de meilleures performances à pleine charge.

4.3. Phases transitoires

Les phases transitoires sont modélisées simplement par des comportements exponentiels caractérisés par des constantes de temps et des temps de retard (voir figure 6). La modification de consigne de la charge n'est pas instantanée. La variation de puissance thermique et électrique est linéaire et ne pourra excéder les vitesses déterminées en § 3.4. .

5. Conclusion

Un modèle numérique d'un micro cogénérateur biomasse a été développé sur la base d'essais en laboratoire. Il a été ensuite implémenté dans l'environnement numérique TRNSYS. Les régimes permanent et transitoire ont été modélisés selon le coefficient de charge. Les études expérimentales ont conclu à un rendement électrique maximum de 9% et à un rendement global maximum de 95% sur PCI. Ce modèle ainsi que le modèle développé sur une micro cogénération gaz à moteur Stirling (type 253) [9] vont ensuite servir pour des études d'optimisation sur le couplage de ces systèmes avec les bâtiments. Un régulateur à base de réseaux de neurones artificiels sera testé dans le but d'optimiser les performances de ces systèmes et d'améliorer l'auto consommation de la production électrique.

Références

- [1] Andlauer, B., Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments, thèse de doctorat, Mines ParisTech (2011).
- [2] M. Bianchi, A. De Pascale and P. Ruggero Spina, Guidelines for residential micro-CHP systems design. *Applied Energy*, 97 (2012) 673-685.
- [3] S. Thiers, "Experimental characterization, modeling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building". *Energy and Buildings*, 42 (2010) 896-903.
- [4] M.Y. Haller et al, A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energy estimating purposes. *Journal of Building Performance Simulation*, 4 (2011) 1-18.
- [5] T. Persson et al, Validation of a dynamic model for wood pellet boilers and stoves, *Applied Energy*, 86 (2009) 645-656.
- [6] AFNOR, Norme NF ENV 13005 (X07-020), Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure, (1999).
- [7] Priel, M., Incertitudes de mesure et tolérances, Techniques de l'ingénieur R 285, (1999).
- [8] Holman, J.-P., Heat transfer. Mac Graw Hill, (1986).
- [9] Bouvenot, J.B. et al, Modélisation numérique de solutions de micro cogénération. *Congrès Français de la Société Française de Thermique*, Gérardmer (2013).
- [10] I. Beausoleil-Morrison, N. Kelly, Specifications for modeling fuel cell and combustion-based residential cogeneration device within whole-building simulation programs. *IEA/ECBCS Annex 42 Subtask B Report. Ottawa: Natural Resources Canada*, (2006).
- [11] A. Fergusson, N. Kelly, Modeling residential-scale combustion-based cogeneration in building simulation. *Journal of Building Performance Simulation*, (2008).
- [12] Bernard, C., Caractérisation et Optimisation de la Combustion de Bois Fragmenté en Chaufferies Automatiques, Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré of Nancy I, (2005).
- [13] Chase, M.-W., NIST Janaf Thermochemical Tables, American Institute of Physic, (1998).

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier la **Région ALSACE** pour son soutien financier, **De Dietrich Thermique** pour son soutien logistique et l'institut **EIFER** pour sa collaboration.