

Modélisation numérique de solutions de micro cogénération.

Jean-Baptiste BOUVENOT^{1*}, Benoît ANDLAUER¹, Bernard FLAMENT¹, Pascal STABAT², Dominique MARCHIO², Benjamin LATOUR¹, Monica SIROUX¹

¹INSA de STRASBOURG, 24 Boulevard de la Victoire, F-67 000 Strasbourg

²Ecole des Mines de Paris, Centre d'énergétique, 60, Boulevard Saint Michel, F-75 272 Paris

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

Résumé - Des travaux de recherche ont été menés afin de modéliser numériquement des systèmes de micro cogénération. Un modèle semi physique de type boîte grise a d'abord été créé afin de simuler le comportement dynamique d'un micro cogénérateur gaz à moteur Stirling. Celui-ci a ensuite été calibré à l'aide d'essais effectués en laboratoire ce qui a permis d'identifier les 37 paramètres du modèle. Celui-ci va ensuite être modifié pour tenir compte d'un brûleur auxiliaire d'appoint intégré et être adapté à un micro cogénérateur biomasse à pellets utilisant un moteur à piston à vapeur.

Nomenclature

c	capacité calorifique, $J.K^{-1}.kg^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
C_{load}	coefficient de charge de chauffage, -	<i>air</i>	air comburant
GHV	PCS, $J.(n)m^{-3}$ ou $J.kg^{-1}$	<i>amb</i>	ambiance
E	énergie électrique, kWh	<i>aux</i>	auxiliaires
e	excès d'air, -	<i>cond</i>	condensation/condensats
\dot{H}	flux d'enthalpie, W	<i>cool</i>	refroidissement
k_{cond}	coefficient de condensation, $kg.s^{-1}.K^{-1}$	<i>cw</i>	eau de refroidissement
k_{exh}	coefficient sur les gaz d'échappement, -	<i>elec</i>	électrique
l_{cond}	coefficient sur la condensation, $kg.s^{-1}$	<i>electro</i>	électronique
LHV	PCI, $J.(n)m^{-3}$ ou $J.kg^{-1}$	<i>exh</i>	fumées
Lv	chaleur latente, $J.kg^{-1}$	<i>fuel</i>	combustible
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	<i>gross</i>	part brute du flux
$[MC]$	capacité thermique, $J.K^{-1}$	<i>HX</i>	échangeur de chaleur
M_i	masse molaire du composant i, $kg.mol^{-1}$	<i>i</i>	entrée
P	puissance, W	<i>int</i>	interne
Q	flux thermique, W	<i>latent</i>	latent
t	temps, s	<i>loss</i>	pertes de chaleur par transmission
τ	constante de temps, s	<i>net</i>	part nette du flux
T	température, $^{\circ}C$	<i>nom</i>	nominal
$[UA]$	coefficient d'échange, $W.K^{-1}$	<i>o</i>	sortie
χ_i	fraction volumique du gaz i, -	<i>PH</i>	préchauffage
Y	fraction massique, %	<i>sens</i>	sensible
w	teneur en eau, $kg_{eau}.kg_{bois}^{-1}$	<i>surf</i>	surface du moteur

1. Introduction

Les solutions de micro cogénération sont des solutions émergentes de production d'énergie décentralisée permettant de produire de la chaleur et de l'électricité de manière locale et plus rationnelle par rapport à une production centralisée d'électricité, et leur intérêt va tendre à s'accroître avec l'émergence des réseaux intelligents (Smart Grids) et l'apparition des compteurs intelligents LINKY. En effet, la production décentralisée d'électricité permet de valoriser la chaleur fatale pour le chauffage et pour la production d'eau chaude sanitaire ECS tout en permettant également d'éviter les pertes électriques notamment [1].

L'interaction entre le bâtiment et le réseau induit une forte variabilité des performances énergétiques et économiques en fonction de la stratégie de commande et de l'environnement d'accueil (bâtiment, climat, profils de puisage, etc.) de ces systèmes [2]. Par exemple, la revente d'électricité n'est pas encouragée en France donc l'autoconsommation électrique est à privilégier or il n'y a pas forcément de corrélation entre consommations électriques et production d'eau chaude ce qui peut rendre un stockage de chaleur indispensable, or ce stockage a un coût : déperditions du ballon et coût d'investissement notamment.

Peu de travaux existent sur la modélisation de micro cogénérateurs à moteur Stirling [3] et encore moins sur les micro cogénérateurs biomasse [4], dont les résultats sont trop partiels. En revanche, divers modèles existent sur des chaudières à granulés [5], [6]. Le modèle de cogénération devant être relativement simple, une modélisation thermodynamique a été écartée. L'idée est de conserver un minimum de sens physique, c'est pourquoi il a été choisi d'opter pour un modèle semi physique paramétrique où chaque sortie est modélisée par une loi polynomiale en fonction du débit d'eau de refroidissement, de la température de retour et du taux de charge. Ces modèles s'inscrivent dans un contexte de recherche d'optimisation de l'environnement d'accueil de solutions de micro cogénération.

2. Dispositif expérimental

Les essais ont été réalisés sur la plateforme Climatherm à l'INSA de Strasbourg. La chaudière électrogène testée est une *Hybris Power* de marque **De Dietrich**. Les capteurs utilisés sont des sondes PT 500 pour la température et les débitmètres sont de marque **SONTEX** (*Superstatic 440*) et utilisent la technologie originale d'oscillation fluidique. Ceux-ci sont reliés à un intégrateur calculant l'énergie mise en jeu à chaque pas de temps.

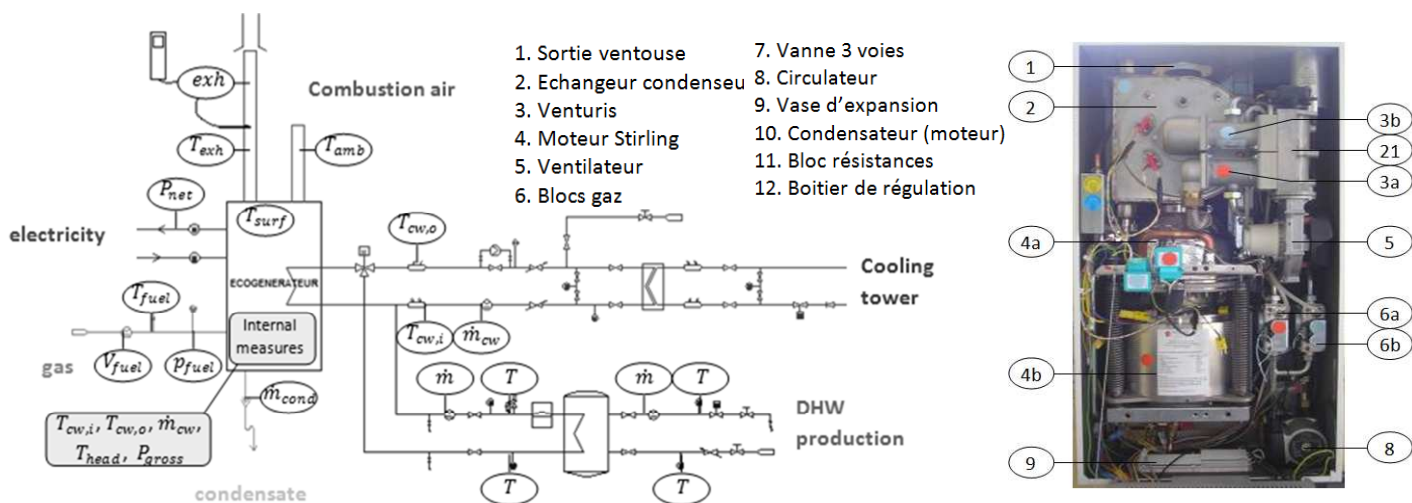


Figure 1: Schéma de principe du micro cogénérateur et du banc d'essais

3. Le modèle

Pour simplifier le modèle, le micro cogénérateur est agrégé en une seule capacité thermique qui englobe l'échangeur thermique et le moteur Stirling. En effet, diverses publications [3], [7] distinguent au moins 2 capacités thermiques : le moteur et l'échangeur de chaleur, cependant, ici la configuration du moteur fait que le moteur, le brûleur et l'échangeur de chaleur forment un bloc : la partie haute du moteur Stirling ce qui rend pertinent l'hypothèse d'une capacité unique. Cette capacité thermique possède donc une température dite fictive T_{int} , une masse thermique $[MC]_{int}$ et un coefficient d'échange $[UA]_{loss}$ avec l'extérieur. Ce volume de contrôle est soumis à divers flux entrant et sortants :

$$[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt} = \dot{H}_{fuel} + \dot{H}_{air} + P_{fuel} - P_{gross} - Q_{loss} - Q_{HX} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent} \quad (1)$$

$$\text{avec } Q_{loss} = [UA]_{loss} \cdot (T_{int} - T_{amb}) [W] \quad (2)$$

Chaque flux est déterminé de manière indépendante en fonction des paramètres physiques caractéristiques, c'est-à-dire :

- le débit d'eau de refroidissement
- la température d'eau de refroidissement de départ (ou retour chauffage)
- le taux de charge
- la température fictive du micro cogénérateur, calculée de manière itérative

Les flux d'enthalpie sont calculés de plusieurs manières :

$$\dot{H}_{air} = \dot{m}_{air} \cdot c_{air} \cdot (T_{air} - T_0) [W] \quad (3)$$

Les flux d'enthalpies du combustible et des fumées sont basés sur les tables de JANAF : à chaque élément chimique contenu dans le combustible correspondront des coefficients α qui permettront de déterminer l'enthalpie spécifique de l'ensemble du combustible à l'aide d'un polynôme d'ordre 5 fonction de la température. Le flux d'enthalpie des fumées pour les pertes sensibles est appliqué sur les fumées humides et uniquement sur la part non condensée de la vapeur d'eau puisque la chaudière est à condensation :

$$\dot{H} = \frac{\dot{m}}{M} \sum_i \{ [H_i(T) - H_i(T_0)] \chi_i \} [W] \quad (6)$$

Les pertes latentes par les fumées sont calculées à l'aide d'une loi linéaire donnant le débit de condensation de la vapeur d'eau des fumées en fonction de la température de départ de l'eau de refroidissement.

$$\dot{H}_{exh}^{latent} = (\dot{m}_{cond}^{maxi} - \dot{m}_{cond}) L_v [W] \quad (7)$$

$$\dot{m}_{cond} = k_{cond} T_{cw,i} + l_{cond} [kg \cdot s^{-1}] \quad (8)$$

Les autres flux sont calculés par des polynômes de 3 variables tronqués à l'ordre 2.

$$Q_{HX} = Q_{HX}^{nom} + c_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + c_2(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + d_1(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + d_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + gC_{load} [W] \quad (9)$$

$$P_{fuel} = P_{fuel}^{nom} + a_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + a_2(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + b_1(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + b_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + jC_{load} [W] \quad (10)$$

$$P_{net} = P_{net}^{nom} + e_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + e_2(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + f_1(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + f_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + hC_{load} [W] \quad (11)$$

Le programme a été codé dans le langage FORTRAN et un type a été créé dans TRNSYS sous le nom de type 253 qui possède en tout 37 paramètres. Voici l'organigramme du modèle numérique détaillant les entrées, les sorties, les liens avec les paramètres et les étapes du modèle :

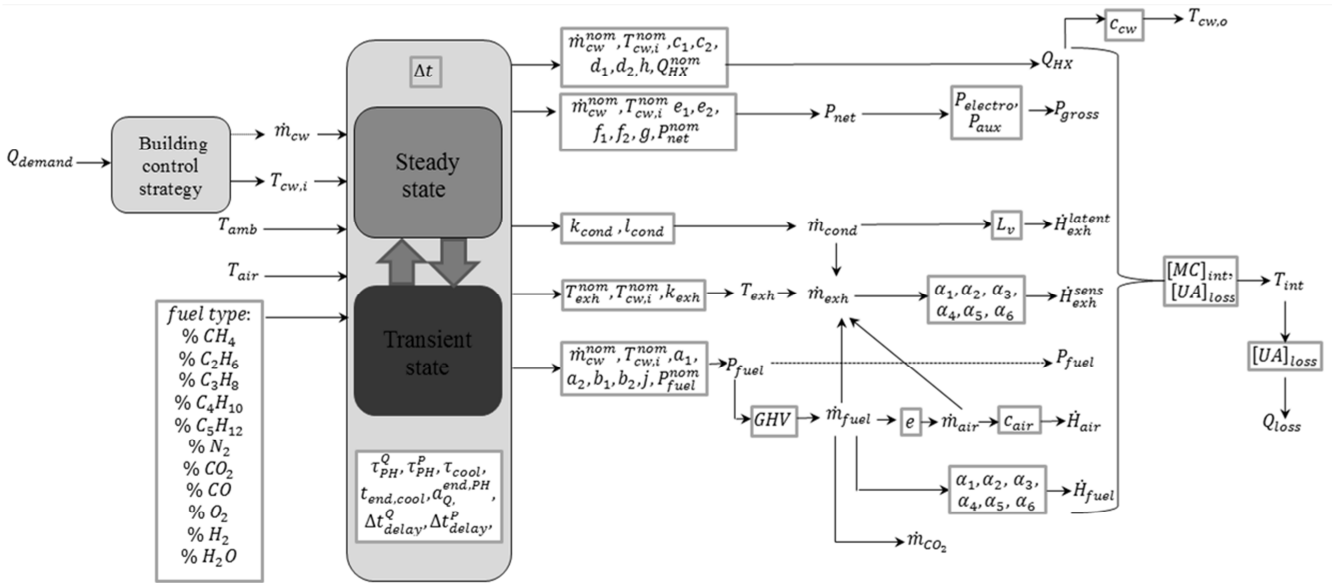


Figure 2 : Organigramme du modèle numérique du type 253

4. Résultats et discussions

Le micro cogénérateur a été testé en faisant varier le débit d'eau de refroidissement, la température de départ, le coefficient de charge étant inchangé finalement ($C_{load} = 100\%$). Les conditions nominales ont été déterminées en réalisant différents essais et en moyennant chaque valeur en régime permanent sur la durée totale de l'essai. Sur chaque graphique les points correspondent aux essais et les traits pleins au modèle retenu.

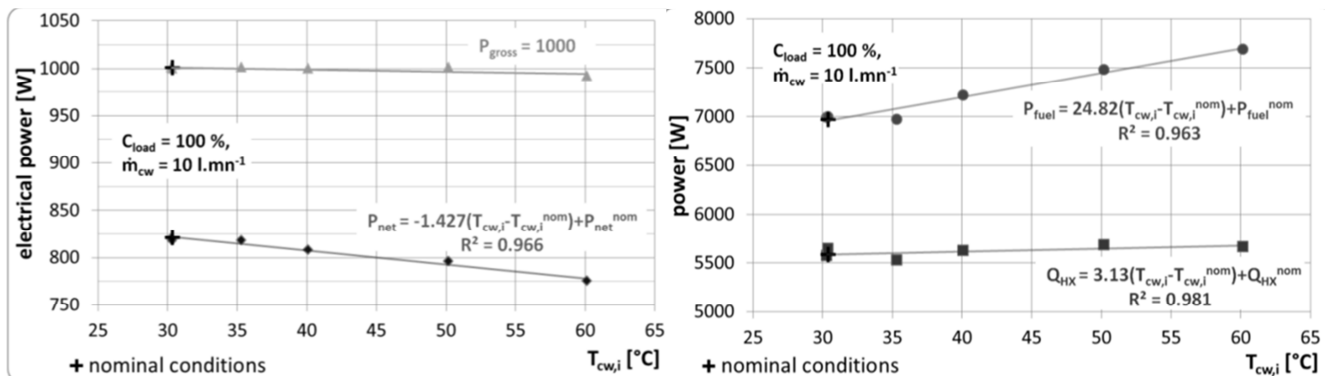


Figure 3: Influence de la température d'eau sur les puissances électriques, thermique et combustible

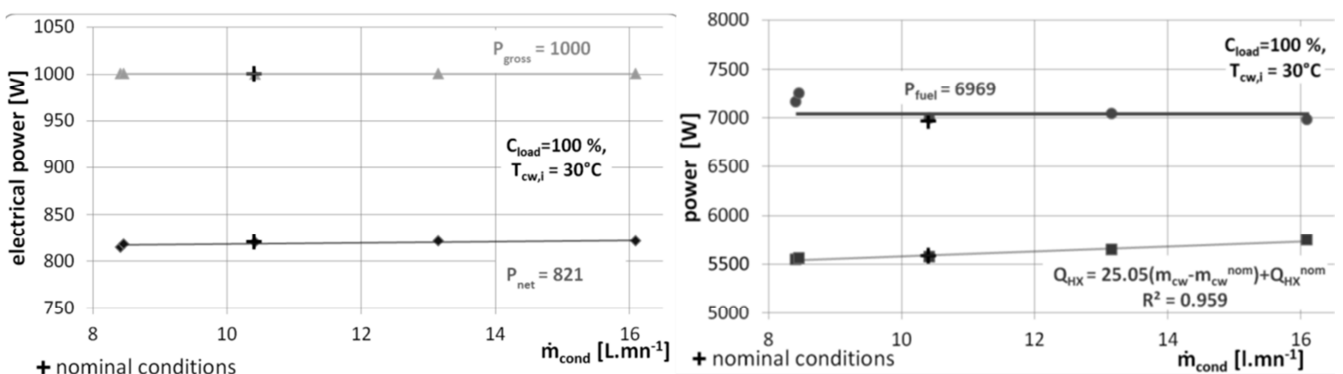


Figure 4: Influence du débit d'eau sur les puissances électriques, thermique et combustible

Les différentes puissances sont finalement peu sensibles à la variation de débit. La puissance électrique brute est constante mais la puissance électrique nette diminue avec l'augmentation de la température de retour de l'eau de chauffage.

La puissance de chauffage augmente légèrement avec l'augmentation du débit ou de la température alors que la puissance combustible appelée par le système augmente fortement avec la température de retour. Ce dernier phénomène permet en fait de maintenir une puissance de chauffage minimum en compensant les pertes plus importantes du système lorsque les retours sont chauds car les gains sur la condensation sont réduits.

La température interne a été modélisée en calculant la moyenne entre la température maximum (température de surface du moteur) et la température de départ de refroidissement, et la figure 7 montre la bonne adéquation entre le modèle et la définition donnée ci-dessous :

$$T_{int} = \frac{T_{surf} + T_{cw,i}}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (12)$$

A partir de cette définition, il est possible d'extraire le coefficient d'échange entre le micro cogénérateur et l'ambiance sachant que ces pertes ont été comparées à des mesures par caméra infrarouge qui ont confirmées l'ordre de grandeur des pertes à l'ambiance :

$$[UA]_{loss} = \frac{\{\dot{H}_{fuel} + \dot{H}_{air} + P_{fuel} - P_{gross} - Q_{HX} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent}\}}{T_{int} - T_{amb}} [W.K^{-1}] \quad (13)$$

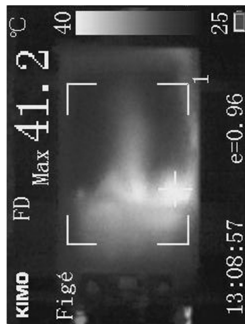


Figure 5 : Image par caméra infrarouge du miro cogénérateur

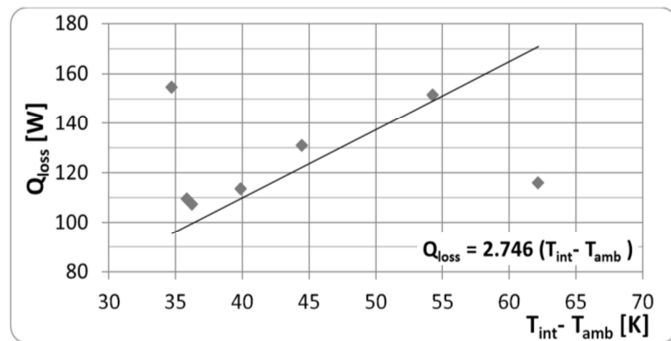


Figure 6 : Détermination du coefficient d'échange $[UA]_{loss}$

Après avoir caractérisé les performances du micro cogénérateur en régime permanent, le régime transitoire a été caractérisé. Chaque évolution a été modélisée à l'aide d'une fonction de transfert du premier ordre associée chacune à une constante de temps.

Le premier paramètre dynamique à identifier a été la capacité calorifique interne, celle-ci l'a été en traçant les températures internes issues des essais et en déterminant la constante de temps de la décroissance pendant le refroidissement :

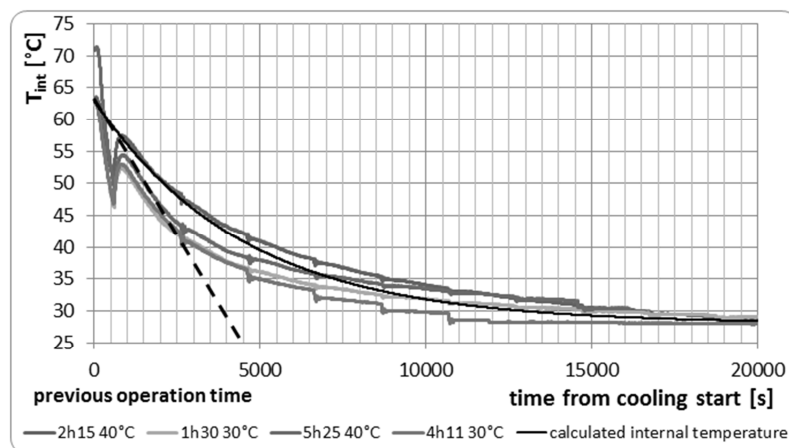


Figure 7 : Détermination de la constante de temps de refroidissement

$$[MC]_{int} = \tau_{cool} \cdot [UA]_{loss} = 4500 \times 2,76 = 12\,350 \text{ [J.K}^{-1}\text{]} \quad (14)$$

La même stratégie est appliquée pour les productions électrique et thermique, et les différentes constantes de temps sont identifiées. Des temps de retard sont définis pour la production électrique car celle-ci est déphasée par rapport à la production thermique.

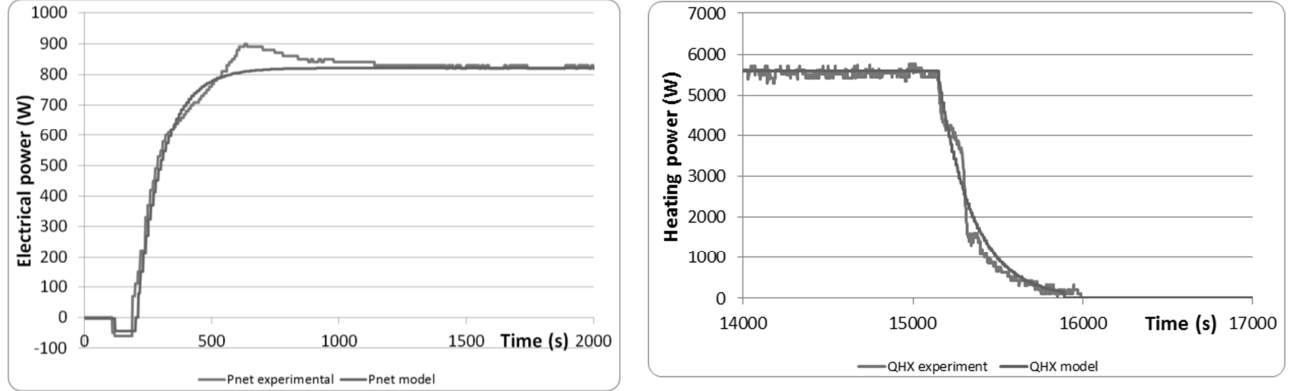


Figure 8 : Modélisation et mesures des puissances électrique et thermique

L'ensemble des paramètres identifiés sur les figures précédentes sont répertoriées dans le tableau qui agrège les 37 paramètres finaux du modèle :

N°	Par.	Value	Unit	13	c_1	3.13	W.K^{-1}	26	τ_{cool}	205	s
1	Q_{HX}^{nom}	5585	W_{th}	14	c_2	0	W.K^{-2}	27	τ_{PH}^Q	158	s
2	P_{net}^{nom}	821	W_{el}	15	d_1	25.05	J.kg^{-1}	28	τ_{PH}^P	100	s
3	P_{fuel}^{nom}	6969	W	16	d_2	0	J.kg^{-2}	29	Δt_{delay}^Q	44	s
4	\dot{m}_{cw}^{nom}	0.165	kg.s^{-1}	17	e_1	-1.427	W.K^{-1}	30	Δt_{delay}^P	75	s
5	$T_{cw,i}^{nom}$	30.4	$^{\circ}\text{C}$	18	e_2	0	W.K^{-2}	31	E_{elec}^{cool}	18.1	Wh_{el}
6	T_{exh}^{nom}	40.4	$^{\circ}\text{C}$	19	f_1	0	J.kg^{-1}	32	e	0.298	-
7	$P_{electro}$	4	W_{el}	20	f_2	0	J.kg^{-2}	33	k_{exh}	0.942	-
8	P_{aux}	40	W_{el}	21	g	0	W.\%^{-1}	34	k_{cond}	$-6.9.E^{-6}$	$\text{kg.s}^{-1}.\text{K}^{-1}$
9	a_1	24.82	W.K^{-1}	22	h	0	W.\%^{-1}	35	l_{cond}	$4.1.10^{-4}$	kg.s^{-1}
10	a_2	0	W.K^{-2}	23	j	0	W.\%^{-1}	36	$a_Q^{end,PH}$	0.9999	-
11	b_1	0	J.kg^{-1}	24	$[UA]_{loss}$	2.746	W.K^{-1}			35	
12	b_2	0	J.kg^{-2}	25	$[MC]_{int}$	12 350	J.K^{-1}	37	$t_{end,cool}$	750	s

Tableau 1 : 37 paramètres du type 253

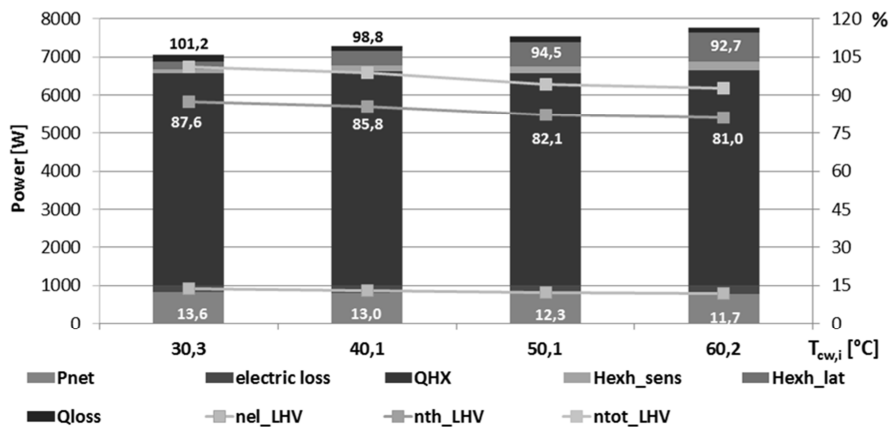
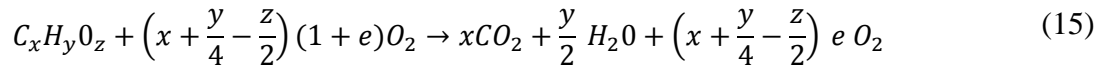


Figure 9 : Bilan énergétique du micro cogénérateur gaz à moteur Stirling (de bas en haut)

Le bilan énergétique issu des essais pour différentes températures de départ est donné sur la figure 9. Il est à noter que les puissances produites électriques et thermiques sont stables mais que les pertes augmentent avec la température, surtout les pertes latentes. Les rendements globaux sur PCI vont respectivement de 101 à 93% avec un rendement électrique plutôt stable et de l'ordre de 12 à 14%.

5. L'adaptation au modèle biomasse

Les travaux de recherche vont maintenant s'orienter sur la micro cogénération biomasse qui se trouve être une technologie intéressante pour la promotion des énergies renouvelables et pour la production décentralisée d'électricité « verte » et non intermittente. Le modèle existant va être adapté à cette technologie. Le choix d'un seul volume de contrôle pour le moteur Stirling est pertinent quant à la disposition de tous les éléments qui sont intimement liés, or pour la micro cogénération biomasse à cycle de Rankine, il s'avère que ce modèle sera moins justifié. En effet, un modèle à 2 volumes de contrôle sera utilisé pour la micro cogénération biomasse car la partie chaudière et le couple moteur-condenseur sont séparés géométriquement sur le modèle qui sera testé à savoir le *BISON* d'**Exoes**. L'isolement du moteur est intéressant car cela permettra d'utiliser uniquement le bloc moteur-condenseur qui pourra être couplé avec n'importe quelle source d'énergie (énergie solaire ou autre) car des modules autonomes commencent à apparaître. Le modèle de combustion doit également être adapté car le modèle existant n'est utilisable que pour des applications gaz. La composition du combustible est différente et le modèle peut intégrer davantage de sorties, notamment la production de CO et de particules. Le modèle laisse la possibilité de rentrer sa propre composition, sachant que le bois contient en majorité du carbone, de l'hydrogène et de l'oxygène. La réaction oxydante s'écrit :



Nous pouvons retenir la formulation chimique suivante du bois : $C_6H_9O_4$ [8] correspondant à une grande majorité des essences occidentales à une précision de 5 % sur la composition massique de chaque élément ($Y_C = 50\%$, $Y_O = 44\%$ et $Y_H = 6\%$).

Pour déterminer le flux enthalpique du combustible, [8] donne une formule empirique de la chaleur spécifique du bois humide :

$$c_{fuel} = [1114 + 4,86(T - 273,15)](1 - w) + 4180w [J.kg^{-1}.K^{-1}] \quad (16)$$

Le flux d'enthalpie du combustible devient ici :

$$\dot{H}_{fuel} = \dot{m}_{fuel}c_{fuel}(T_{fuel} - T_0)[W] \quad (17)$$

Le flux enthalpique de l'air reste inchangé. Les pertes par les fumées se calculent de la même manière que pour le moteur Stirling gaz puisque les produits de combustion seront les mêmes, sachant qu'ici, comme il n'y a pas de condensation, la vapeur d'eau totale non condensée sera prise en compte pour les pertes sensibles et latentes.

Le PCI peut se calculer de diverses manières, la formule suivante a été retenue [8] :

$$LHV = (1 - w)(34\,030 Y_C + 121\,640 Y_H - 12\,540 Y_O) - wL_v [kJ.kg^{-1}] \quad (18)$$

Le modèle comporte également une modélisation de la production de CO qui consistera à distinguer 2 types de production : en régime permanent et en régime transitoire [6] :

$$\dot{m}_{CO} = \dot{m}_{CO}^{ref} C_{load}^n [kg \cdot h^{-1}] \quad (19)$$

$$\dot{m}_{CO} = f(T_{int}) [kg \cdot h^{-1}] \text{ ou } m_{CO} = m_{CO}^{trans} [kg \cdot cycle^{-1}] \quad (20)$$

La production de CO à froid étant plus importante, il sera intéressant de corréler la production en régime transitoire à la température interne fictive de la chaudière. L'ensemble des paramètres liés à la production de CO seront déterminés par des essais.

Conclusion

Le travail présenté porte sur la modélisation numérique des systèmes de micro cogénération. Les modèles numériques sont codés en FORTRAN dans le type 253. Des essais supplémentaires vont être menés afin d'affiner le modèle pour intégrer le comportement dynamique de la chaudière auxiliaire car pour l'instant, un modèle simplifié de chaudière montée en parallèle a été implémenté mais celui-ci est loin d'être aussi complet que le modèle précédemment développé d'autant plus qu'il y a une grande interaction entre le moteur Stirling et la chaudière auxiliaire puisque les 2 échangeurs de chaleur sont montés en série. La chaudière électrogène à cycle Stirling et la micro cogénération biomasse à cycle de Rankine seront testées en laboratoire ce qui permettra de calibrer les modèles et de réaliser le paramétrage. Ces modèles seront ensuite destinés à réaliser des études d'optimisation dans la plateforme TRNSYS afin de trouver l'environnement d'accueil optimal de ces systèmes afin de maximiser les performances du système, sa rentabilité et de minimiser l'impact sur l'environnement. Ces optimisations seront ciblées sur les aspects énergétiques et financiers mais aussi exergetiques et d'énergie grise.

Références

- [1] M. BIANCHI, A. DE PASCALE and P. RUGGERO SPINA, *Guidelines for residential micro-CHP systems design*. Applied Energy, Volume 97, September 2012, Pages 673-685
- [2] M. HOUWING, I. BOUWMANS, *Agent-based modelling of residential energy generation with micro-CHP*. International Conference on Integration of Renewable and Distributed Energy Resources, Napa, CA, USA, 2006.
- [3] 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.
- [4] 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, Volume 42, Issue 6, June 2010, Pages 896-903.
- [5] M.Y. HALLER and al, *A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energy estimating purposes*. Journal of Building Performance Simulation, 2011.
- [6] T. PERSSON, F. FIEDLER, S. NORDLANDER, C. BALES, J. PAAVILAINEN, *Validation of a dynamic model for wood pellet boilers and stoves*, Applied Energy, ,2009.
- [7] A. FERGUSON, N. KELLY, and al, *Modeling residential-scale combustion-based cogeneration in building simulation*. Journal of Building Performance Simulation, 2008.
- [8] C. BERNARD, *Caractérisation et optimisation de la combustion de bois fragmenté en chaufferies automatiques*, thèse de doctorat, 2005.