

Modèle de simulation des performances d'une chaudière fioul à condensation de chauffage domestique

Danielle MAKAIRE^{1*}, Philippe NGENDAKUMANA¹

¹Laboratoire de Thermodynamique – Secteur Thermotechnique, Université de Liège
7, Chemin des Chevreuils, Sart-Tilman, B-4000 Liège, Belgique

* (auteur correspondant : Danielle.Makaire@ulg.ac.be)

Résumé - Le modèle développé dans ce travail est similaire à un modèle de chaudière conventionnelle (combinaison d'une chambre de combustion et d'un échangeur de chaleur fumées-eau) auquel on ajoute un modèle d'un échangeur à condensation. Celui-ci est simulé par une batterie froide discrétisée en plusieurs éléments. Le modèle a été appliqué à une chaudière fioul à condensation d'une puissance de 24,6kW. Après la détermination des paramètres nominaux, des essais ont été réalisés pour valider le modèle dans diverses conditions de fonctionnement (variation de la température de retour d'eau et de l'excès d'air).

Nomenclature

AU	Coefficient de transfert global, $W.K^{-1}$	a	Air
c	Chaleur massique, $J.kg^{-1}.°C^{-1}$	amb	Ambiant
M	Masse, kg	adiab	Adiabatique
\dot{M}	Débit massique, $kg.s^{-1}$	cd	vapeur condensée
NTU	Nombre d'unité de transfert	f	fioul
P	Pression, Pa	g	gaz de combustion
\dot{Q}	Puissance, $m^2.s^{-1}$	HX1	Echangeur principal
RH	Humidité relative, %	HX2	Echangeur de condensation
T	température, $°C$	in	conditions d'entrée
w	Humidité spécifique, $kg.kg^{-1}$	N	Nominal
<i>Symboles grecs</i>		out	conditions de sortie
ε	Efficacité de l'échangeur	v	vapeur d'eau
<i>Indices</i>		w	eau

1. Introduction

Dans le contexte actuel de réduction des émissions de gaz à effet de serre (GES), dont le CO₂ issu de la combustion des hydrocarbures fossiles, l'installation de chaudières à condensation devient indispensable parce que leur rendement est supérieur au rendement des chaudières conventionnelles (sans condensation). En effet, si on condense la vapeur d'eau contenue dans les gaz de combustion, on récupère une partie de la chaleur sensible contenue dans ces derniers et surtout la chaleur latente de vaporisation de l'eau. Celle-ci représente environ 6% du pouvoir calorifique inférieur pour le mazout.

Mais pour assurer une bonne condensation, la température de l'eau au retour du circuit de chauffage doit être en dessous de la température de rosée. Cela signifie que le système de chauffage doit être conçu en conséquence (surface d'échange des émetteurs suffisamment grande pour abaisser la température d'eau de départ - chauffage par le sol par exemple). Pour le mazout, cette température de rosée est d'environ 47°C pour un excès d'air global de 20%.

Un modèle de simulation capable de prédire les performances thermiques de telles chaudières ainsi que le taux de condensation dans l'échangeur de condensation est très utile pour les programmes de simulation des bâtiments. Il n'existe en effet dans la littérature que peu de modèles de chaudières fonctionnant en "mode condensation" validés expérimentalement. La plupart de ces modèles sont basés sur des équations de courbes de rendements fournies par les constructeurs de chaudières. Plusieurs études établissent des corrélations expérimentales pour déterminer le coefficient d'échange des gaz de combustion en convection forcée en fonction de nombres adimensionnels. Ces corrélations sont difficilement applicables lorsque la géométrie exacte de l'échangeur de condensation est inconnue [1-4]. Le but de ce travail est donc de développer un modèle simplifié de chaudières à condensation utilisant un minimum de paramètres facilement identifiables expérimentalement.

2. Description du modèle

Le modèle présenté dans ce travail est similaire à un modèle de chaudière conventionnelle auquel on ajoute un modèle d'échangeur à condensation [5]. La structure du modèle est représentée à la Figure 1. Les différents éléments représentés sur cette figure sont décrits dans les paragraphes suivants. L'implémentation du modèle a été réalisée dans l'environnement du logiciel EES (Engineering Equation Solver) [6].

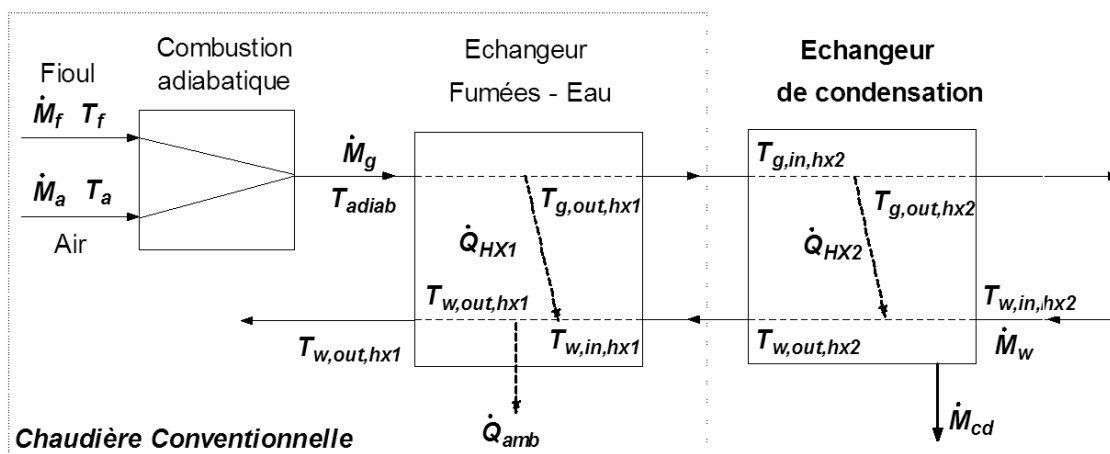


Figure 1: Schéma du modèle

2.1. Combustion adiabatique

La réaction de combustion est traitée dans cette zone. La combustion est considérée comme complète et sans dissociation pour les produits de combustion. Les réactifs sont amenés fictivement à la température de référence (à laquelle est défini le pouvoir calorifique du fioul) et entrent dans le réacteur isotherme. La température adiabatique des produits de combustion est calculée grâce au bilan thermique sur le réacteur.

2.2. Echangeur principal fumées-eau

Cet échangeur modélise la partie de la chaleur échangée dans une chaudière conventionnelle (sans condensation). Les gaz y entrant sont supposés être à la température adiabatique. On assimile cet échangeur à un échangeur de chaleur à contre-courants et l'échange thermique entre les fumées et l'eau est calculé par la méthode ϵ -NTU. Les relations traditionnelles des échanges de chaleur en convection et rayonnement ne peuvent être utilisées

car la géométrie exacte de l'échangeur n'est pas connue. Un coefficient de transfert global, AU_{HX1} , est défini. Celui-ci est fonction de la puissance et de l'excès d'air [7] et peut être évalué à partir d'un point de fonctionnement nominal suivant l'équation (1):

$$AU_{HX1} = AU_{HX1,N} \left(\frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_{g,N}} \right)^{0,67} \quad (1)$$

Dans une chaudière de chauffage domestique, une jaquette d'eau entoure généralement le foyer. Bourdouxhe et al. [5] définissent un échangeur de chaleur secondaire côté eau pour tenir compte des pertes de chaleur de la chaudière vers l'ambiance. Les chaudières modernes étant très bien isolées, cette perte est négligée en comparaison des erreurs de mesure.

2.3. Echangeur à condensation

La température des gaz de combustion à la sortie d'une chaudière conventionnelle est typiquement de l'ordre de 180°C. La technologie de condensation permet de récupérer une partie de la chaleur sensible présente dans ces gaz ainsi que la chaleur latente. Cette récupération est simulée par l'échangeur HX2. Pour ce faire, les gaz de combustion sont substitués par de l'air humide en utilisant les relations (2) et (3).

$$\dot{M}_g c_{g,hx2} = \dot{M}_{a,hx2} c_{a,hx2} \quad (2)$$

$$\dot{M}_{a,hx2} w_{a,in,hx2} = \dot{M}_{v,g} + \dot{M}_a w_{amb} \quad (3)$$

L'échangeur à condensation est ensuite considéré comme une batterie froide. Pour déterminer la puissance transférée et les conditions de sortie de cet échangeur, le modèle de Morisot est utilisé [8]. Ce modèle comprend un premier module permettant d'identifier les caractéristiques de la batterie à partir d'un point de fonctionnement nominal. Ce point de fonctionnement est caractérisé par 4 paramètres: débit d'eau (\dot{M}_w), coefficient de transfert de chaleur côté eau ($AU_{w,N}$), débit d'air ($\dot{M}_{a,N}$), coefficient de transfert côté air ($AU_{a,N}$). Le second module permet de calculer les conditions de sorties de la batterie. Dans le cas d'un régime partiellement humide, deux calculs sont réalisés: un premier calcul en supposant que l'échangeur travaille dans un régime complètement sec et un deuxième calcul en supposant que l'échangeur travaille dans un régime complètement humide. Dans ce modèle, la puissance réellement transférée est alors considérée comme étant la plus grande des deux. Selon l'auteur [8], cette hypothèse introduit une erreur de moins de 5%. Pour minimiser cette erreur, la batterie froide a été discrétisée dans cette étude en 5 éléments en série. En effet, au delà de ce nombre, l'erreur commise sur la détermination du rendement n'augmente plus.

3. Partie expérimentale

3.1. Description du banc d'essai

Le banc d'essais est représenté sur la Figure 2. La chaudière installée est une chaudière fioul à condensation Viessmann Vitoladens 300 d'une puissance nominale de 24,6 kW. La chaudière est composée d'un bloc principal, similaire à une chaudière conventionnelle, couplé à un échangeur de chaleur dédié à la condensation, de sorte que la combustion et la condensation se produisent dans des zones bien distinctes. Cette configuration permet la mesure des conditions d'entrée-sortie des fluides du bloc principal ainsi que de l'échangeur à condensation. Un échangeur de chaleur à plaques est installé sur la boucle de chauffage dans

le but de simuler la charge d'un bâtiment et ainsi, faire varier la température de l'eau de retour à la chaudière. Le débit massique de fioul est mesuré par pesée (capteur de force) de la masse de fioul dans le réservoir tout au long de l'essai. Le débit massique d'eau condensée est mesuré de la même manière. La température du réservoir de mazout est contrôlée pour éviter l'échauffement de celui-ci. La composition pondérale en hydrogène et carbone du mazout de chauffage est respectivement de 13,1% et 86,9%. Son pouvoir calorifique inférieur à 25°C est de 42855kJ/kg. La composition des fumées en O₂, CO₂, CO et NO est analysée à la cheminée.

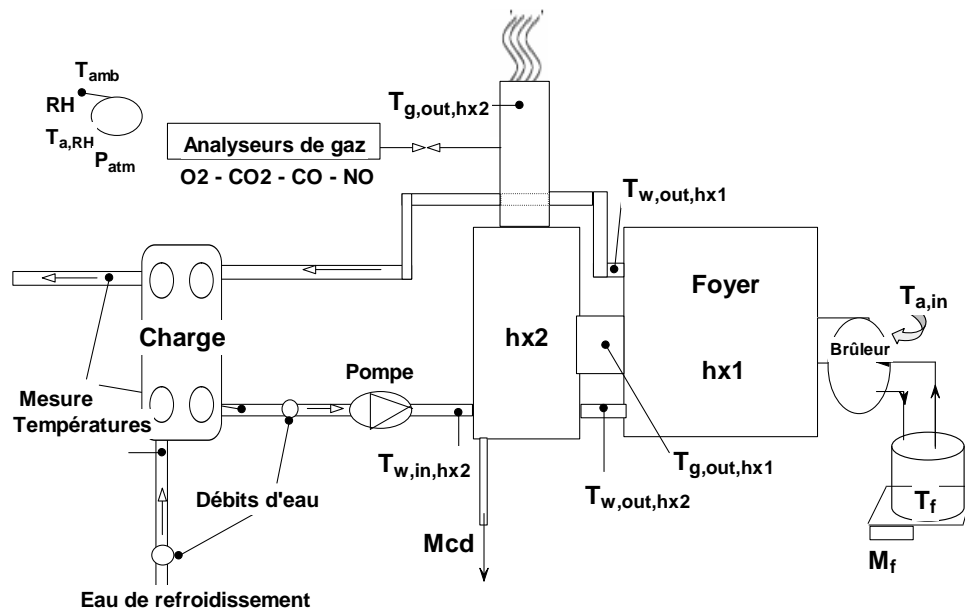


Figure 2: Schéma du banc d'essai

3.2. Détermination des paramètres du modèle

Il y a six paramètres à déterminer. La configuration de la chaudière permet la mesure des conditions d'entrée-sortie des fluides du bloc principal ainsi que de l'échangeur à condensation. Pour déterminer les paramètres du modèle, un seul essai est nécessaire. Les conditions de celui-ci sont les suivantes: la puissance utile dans l'eau était de 24,7kW pour un excès d'air global de 15,6%; ce qui correspond à 3% d'oxygène dans les fumées. La température de l'eau au départ de la chaudière était de 52,8°C et la température de l'eau au retour était de 31,9°C. Le rendement utile mesuré était de 103,6%. Les valeurs des paramètres nominaux sont reprises dans le Tableau 1. Les débits de gaz et d'eau nominaux sont les débits mesurés pour ce point. Le débit d'air humide équivalent a été déduit à partir de l'équation (2). Les coefficients d'échange ont été déterminés en minimisant l'erreur sur la puissance transférée à l'eau. Plusieurs solutions sont possibles; la solution choisie est celle qui minimise l'erreur sur la température des gaz à la cheminée.

D'une manière générale, dans les chaudières à condensation, la séparation entre le bloc principal et l'échangeur à condensation n'est pas toujours distincte. De plus, les températures d'eau et de fumées aux entrées et sorties de ces éléments ne sont pas toujours accessibles. C'est pourquoi, il est recommandé de réaliser un essai en régime sec et un essai en régime humide pour déterminer les paramètres du modèle. Les résultats de ces essais doivent être disponibles pour l'obtention d'un label de qualité spécifique aux chaudières à condensation au mazout. Deux essais à puissance nominale pour un taux de CO₂ de 12,5% dans les fumées doivent être réalisés: un essai pour une température d'eau de départ de la chaudière de 80°C et

de retour de 60°C (régime 80/60) et un essai pour une température d'eau de départ de la chaudière de 50°C et de retour de 30°C (régime 50/30).

$AU_{HX1,N}$	$\dot{M}_{g,N}$	$AU_{a,N}$	$\dot{M}_{a,N}$	$AU_{w,N}$	$\dot{M}_{w,N}$
$K.W^{-1}$	$kg.s^{-1}$	$K.W^{-1}$	$kg.s^{-1}$	$K.W^{-1}$	$kg.s^{-1}$
34,41	0,009959	51,02	0,009380	199,7	0,2901

Tableau 1: Paramètres expérimentaux

3.3. Validation

Dans le but de valider ce modèle, des essais ont été réalisés en régime stationnaire en faisant varier, d'une part, la température de retour de l'eau et d'autre part, l'excès d'air de combustion.

Le rendement de la chaudière est correctement prédit par le modèle lorsqu'on fait varier la température de retour de l'eau à la chaudière (Figure 3). Les régimes secs sont les points pour lesquels la température d'eau de retour est inférieure à la température de rosée de la vapeur d'eau dans les fumées (47°C). Pour ces points, il semble que le rendement calculé soit légèrement supérieur au rendement mesuré. Toutefois, cette différence est toujours inférieure à 2% (incertitude due à la précision des mesures). En régime humide, le débit de condensat récolté lors des essais est supérieur au débit prédit par le modèle d'environ 25%, mais la puissance utile dans l'eau (et ainsi le rendement) est estimée avec une bonne précision en tenant compte des incertitudes de mesures et du modèle de la batterie froide en régime partiellement humide.

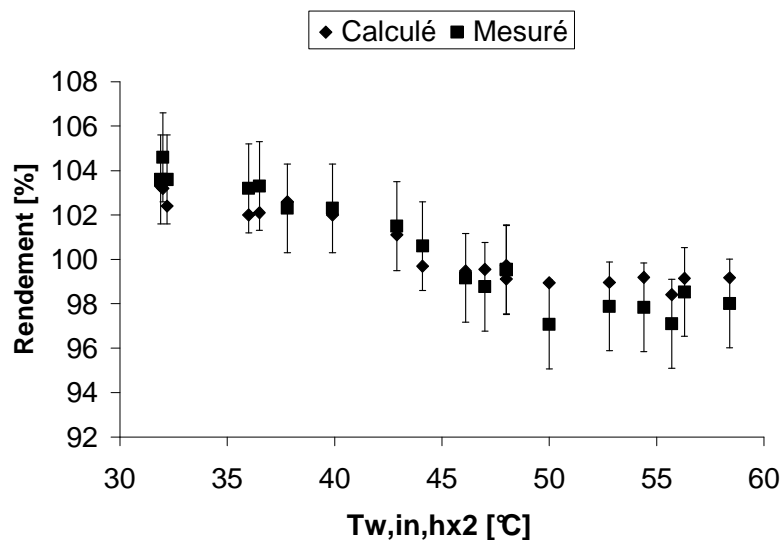


Figure 3: Rendement de la chaudière [% PCI] en fonction de la température de retour de l'eau à la chaudière pour un excès d'air global de 15%

Afin d'étudier l'influence de l'excès d'air, celui-ci a été réglé dans une plage de 5 à 25% et ce, pour une même température (30°C) de l'eau de retour à la chaudière. Les résultats expérimentaux obtenus montre que, quand l'excès d'air augmente, le rendement diminue de 1% au maximum; valeur inférieure aux incertitudes de mesures. Les résultats du modèle ne diffèrent des résultats expérimentaux que de 1,4% au maximum.

4. Conclusion

Un modèle de chaudière fioul à condensation pour le chauffage domestique fonctionnant en régime stationnaire a été développé. Ce modèle est similaire à un modèle de chaudière traditionnelle, auquel un échangeur à condensation a été ajouté. Ce dernier est modélisé par une batterie froide discrétisée par 5 éléments en série dans lesquels les gaz de combustion sont substitués par de l'air humide équivalent.

Ce modèle nécessite la détermination expérimentale de 6 paramètres nominaux de fonctionnement. Deux essais en régime stationnaire couramment réalisés pour la certification de chaudière à condensation (régimes 80/60 et 50/30) suffisent pour la détermination de ces paramètres. Le modèle a été appliqué à une chaudière fioul à condensation à usage domestique d'une puissance utile de 24,6kW et vérifié expérimentalement. Dans ce cas, le rendement de la chaudière est prédit avec une bonne précision (2%); laquelle erreur est du même ordre de grandeur que les incertitudes de mesure.

Il serait dès lors intéressant de constituer une base de données de chaudières en vue d'intégrer le modèle dans un programme de simulation thermique de bâtiments.

Références

- [1] D. Che, "Heat and mass transfer characteristics of simulated high moisture flue gases," *Heat and mass transfer*, vol. 41, pp. 250-256, 2004.
- [2] D. F. Che, Y. H. Liu, and C. Y. Gao, "Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler," *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 3251-3266, 2004.
- [3] Y. Liang, "Effect of vapor condensation on forced convection heat transfer of moistened gas," *Heat and mass transfer*, vol. 43, pp. 677-686, 2007.
- [4] L. Jia, "Effects of water vapor condensation on the convection heat transfer of wet flue gas in a vertical tube," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 44, pp. 4257-4265, 2001.
- [5] J. Bourdouxhe, M. Grodent, J. Lebrun, and C. Saavedra, "A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation - Part 1: Boiler Model.," *ASHRAE Transaction*, vol. 100, pp. 759-773, 1994.
- [6] S. A. Klein, "EES - Engineering Equation Solver," F-Chart, Ed., V8.328 ed, 1998-2009.
- [7] O. Farias Fuentes, "Towards the Development of an Optimal Combustion Control in Fuel-Oil Boilers from the Flame Emission Spectrum," in *Faculté des Sciences Appliquées*. Liège: Université de Liège, 1997.
- [8] O. Morisot, "Modèle de batterie froide à eau glacée adapté à la maîtrise des consommations d'énergie en conception de bâtiments climatisés et en conduite d'installation," vol. Thèse de doctorat: Ecole des Mines de Paris, 2000.

Remerciements

Les auteurs remercient la Région Wallonne pour le support financier dans le cadre de cette recherche ainsi que la société Viessmann pour le prêt de la chaudière pour la réalisation pratique des essais.