

Modélisation et contrôle d'une installation de cogénération.

Ali ZAHER*, Adama TRAORE, Frédéric THIERY

Laboratoire PROMES-CNRS 8521, Université de Perpignan Via Domitia
Equipe ELIAUS, Bâtiment B, 52 avenue Paul Alduy 66860 Perpignan
*(auteur correspondant : ali.zaher@univ-perp.fr)

Résumé - Cette étude porte sur la modélisation d'une centrale de cogénération, et le développement d'algorithmes de contrôle pour améliorer la performance globale de l'installation afin de fournir au client une énergie stable prenant en compte la température demandée. La première stratégie de contrôle est basée sur un régulateur de type PID classique et la deuxième sur un contrôleur de type flou. Une étude comparative, en termes de précision et d'efficacité, entre les deux stratégies est effectuée pour obtenir une configuration optimale de l'installation.

Nomenclature

T	température, K		
C	capacité thermique totale du/des fluide(s), $kJ.K^{-1}$	<i>Indices</i>	
m	débit massique, $kg.s^{-1}$	i	entrée
C_p	chaleur massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	o	sortie
E	efficacité de l'échangeur.	h	chaud
P	chaleur, W	c	froid
NUT	nombre d'unités de transfert		

1. Introduction

La nécessité d'une meilleure utilisation des ressources primaires est inévitable. Dans ce contexte, la cogénération ou la production combinée de chaleur et d'électricité devient aujourd'hui une solution efficace pour augmenter le rendement des systèmes de production d'électricité.

L'objectif de ces systèmes est de récupérer la chaleur perdue provenant d'un générateur électrique et de convertir cette chaleur en énergie utile, permettant d'accroître l'exploitation de l'énergie primaire avec une réduction considérable (entre 30% et 40%), des émissions de gaz à effet de serre [1]. Les avantages de la cogénération et l'analyse économique de l'investissement prenant en compte plusieurs critères économiques sont présentés par [2]. Les études basées [3] soit sur l'optimisation du design de l'installation en analysant les critères thermo-économiques, [4] soit sur la minimisation du coût de l'installation, ont confirmé que l'utilisation d'une turbine à gaz reste un choix fiable pour ce type d'installation.

Dans ce domaine, les recherches sont principalement concentrées sur l'augmentation de l'efficacité de la cogénération soit en optimisant le dimensionnement des équipements dans l'installation, soit en optimisant le fonctionnement.

Les travaux que nous présentons dans cet article sont basés, premièrement sur le développement d'un modèle simplifié d'une centrale de cogénération, puis sur l'utilisation de deux stratégies de contrôle pour en optimiser le fonctionnement. L'évaluation des performances globales de l'installation se traduit en termes de précision, et de stabilité notamment sur la température de sortie.

2. La centrale de cogénération

La centrale étudiée dans cet article est d'une puissance de 2020 kW. Elle comprend deux turbines à gaz, un réseau thermique composé de trois échangeurs de chaleur qui travaillent ensemble pour extraire la chaleur de la turbine et la transférer à un réseau de chauffage de bâtiments. De plus, un réservoir de stockage est utilisé pour gérer l'énergie produite en cas de faible demande énergétique.

L'eau circule dans l'échangeur Ex_2 , capte la chaleur de l'eau utilisée pour refroidir la turbine, et passe ensuite dans l'échangeur Ex_3 pour capter la chaleur portée par les gaz d'échappement. Enfin, elle passe dans l'échangeur Ex_1 pour délivrer la chaleur à l'eau coté réservoir. Dans cette architecture, le réservoir a un rôle de stockage d'énergie lorsque la demande est inférieure à la production. Grâce à sa position entre les échangeurs et le client, le réservoir peut également être utilisé pour régler indépendamment les débits d'eau dans les différents circuits hydrauliques.

Le schéma synoptique de l'installation est présenté dans la figure 1.

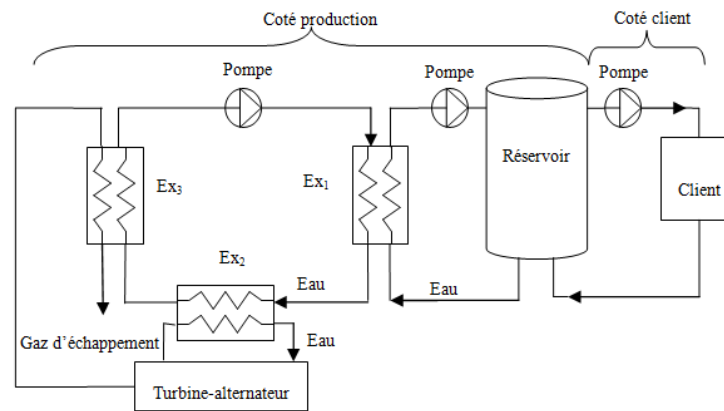


Figure 1 : Schéma synoptique de l'installation

3. Modélisation

3.1. Echangeur de chaleur

Les trois échangeurs sont de types contre-courant, ils sont modélisés par leurs températures de fluides caloporteurs et leurs débits massiques. Les équations de base sont celles proposées par [5-8] :

- si ($C_h < C_c$):

$$T_{co} = T_{ci} + E \frac{C_h}{C_c} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (1)$$

$$T_{ho} = T_{hi} - E(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2)$$

- sinon

$$T_{co} = T_{ci} + E(T_{hi} - T_{ci}) \quad (3)$$

$$T_{ho} = T_{hi} - E \frac{C_c}{C_h} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (4)$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur est obtenue par le nombre d'unités de transfert ($C_h < C_c$) :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1-\frac{C_h}{C_c})}}{1 - \frac{C_h}{C_c} e^{-NUT(1-\frac{C_h}{C_c})}} \quad (5)$$

Le nombre d'unités de transfert est une fonction de la surface d'échange thermique entre la paroi et le fluide, le coefficient d'échange thermique et la chaleur massique de fluide. Cette fonction est détaillée dans [1-8].

La chaleur massique et le coefficient d'échange thermique sont exprimés par des formules empiriques pour les deux fluides caloporteurs utilisés dans l'installation.

3.2. Réservoir

En regardant l'architecture générale de l'installation, le réservoir peut être modélisé par l'équation de bilan énergétique. Pour obtenir la chaleur stockée ($P_{stockée}$), 5 variables sont considérées: la chaleur extraite du réseau des échangeurs (P_e), la chaleur consommée (P_c), la chaleur perdue dans le réservoir (P_p), la température de la partie supérieure de réservoir (T_s) et la température de la partie inférieure de réservoir (T_i). $P_{stockée}$ est alors exprimée par :

$$P_{stockée} = P_e - P_c - P_p \quad (6)$$

Avec
$$P_e = m_{c1} C_p (T_s - T_i) \quad (7)$$

$$P_c = m_{client} C_p (T_s - T_i) \quad (8)$$

Tel que, m_{c1} et m_{client} respectivement le débit massique de l'eau à travers Ex_1 et l'eau sortant du réservoir et délivrée au client.

4. Stratégies de contrôle

L'idée consiste à introduire dans la chaîne directe un dispositif supplémentaire, appelé contrôleur, dont le rôle essentiel consiste à modifier les performances du système initial qui conserve ses caractéristiques intrinsèques et cela sans en perturber son fonctionnement.

4.1. Contrôleur PID

Le PID (Proportionnel, Intégrale, Dérivé) est un contrôleur classique permettant d'effectuer un contrôle des procédés industriels en boucle fermée. L'action Proportionnelle P permet de façon globale de modifier le gain statique initial du système. L'action Intégrale I, en ajoutant un intégrateur, permet d'améliorer la précision du système. Et enfin, l'action dérivée D, inverse de l'action I, permet de limiter l'effet de l'intégrateur qui peut éventuellement mettre en saturation le système et améliorer la rapidité du système.

La commande ($U(t)$) est obtenue par la multiplication de l'erreur ($e(t)$) entre la consigne et la mesure par un gain K_p , l'intégrale et la dérivée de cette erreur (eq. 9) :

$$U(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (9)$$

Les paramètres optimaux du PID sont présentés dans le tableau 1, et ils sont obtenus par l'utilisation de la méthode Ziegler-Nichols [9] qui permet, à partir des réponses temporelle (de type échelon) et fréquentielle du système, de calculer les paramètres (gain et constantes de temps) du contrôleur utilisé. Cette première phase est suivie d'une phase d'affinement pour obtenir les paramètres optimaux.

K_P	K_I	K_D
20	90	10

Tableau 1 : Paramètres optimaux contrôleur PID

4.2. Contrôleur Flou

Les systèmes d'inférence floue (SIF) sont une approche multidisciplinaire. Ils ont été appliqués avec succès dans des domaines variés, tels que le contrôle automatique, la classification des données, la vision par machine, les systèmes experts, etc. Il existe deux principales structures de systèmes d'inférence floue: les types Mamdani et Sugeno. Ici, le système d'inférence floue de type Mamdani [10] est utilisé afin de stabiliser la température à la sortie de l'installation.

Le schéma de contrôle par l'utilisation de contrôleur flou est présenté dans la figure 2. Dans ce schéma, le signal d'erreur entre la consigne et la mesure et la dérivée de cette erreur sont utilisées comme entrées du contrôleur et on obtient en sortie, la dérivée de débit massique dm_{c1}/dt .

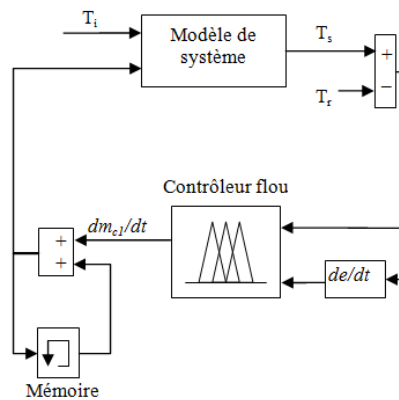


Figure 2 : Structure du contrôle par logique floue

Variable	Variations	Nombre de sous-ensemble flou	Fonction d'appartenance
Ecart	[-8,+8]	7	triangulaire
Dérivée ecart	[-8,+8]	7	triangulaire
sortie	[-2,+2]	11	triangulaire

Tableau 2 : Architecture optimale du contrôleur flou

L'architecture optimale de ce système, dont les paramètres sont ajustés avec la connaissance des plages de variations des entrées puis affinés empiriquement, est présentée dans le tableau 2.

5. Résultats et discussion

Les résultats de modélisation sont présentés dans l'exemple de la figure 3. On peut constater que les valeurs estimées et les valeurs mesurées de la température de sortie de l'installation sont très proches et cela indique que le comportement du modèle semble cohérent avec une erreur relative égale à 1.1 % sur 100 heures de fonctionnement.

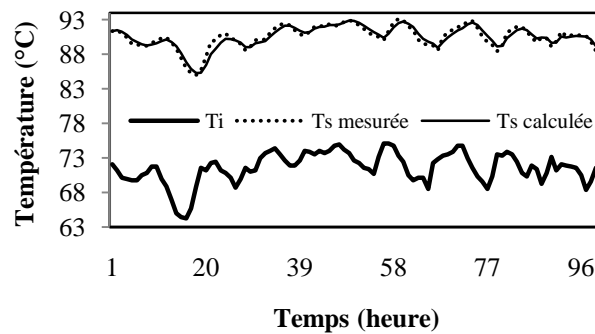


Figure 3 : Température entrée / sortie de l'installation

Les résultats des tests, avec et sans contrôle, sont illustrés dans les figures 4 et 5, et résumés dans le tableau 3. La température d'entrée T_i (température en bas du réservoir) varie entre 65 et 80 (°C) la température de sortie T_s (la température au sommet du réservoir) varie entre 80.99 et 92.35 °C sans contrôle. Le système est excité avec une entrée de consigne de à 93 (°C).

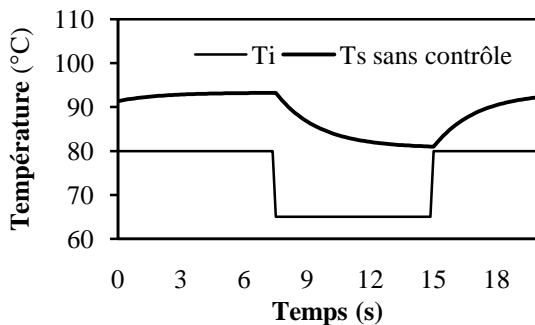


Figure 4 : Température entrée / sortie sans contrôle

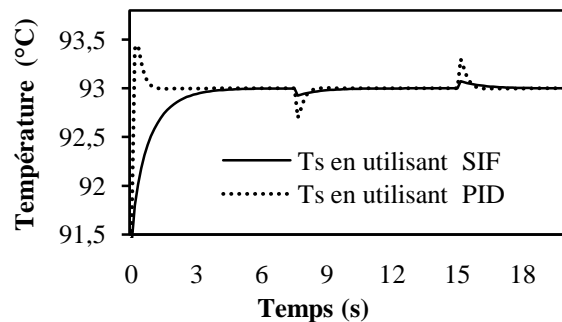


Figure 5 : Température entrée / sortie avec contrôle

En utilisant la première stratégie de contrôle (PID), la température de sortie fluctue autour de la valeur de consigne avec un écart type égale 6% et une précision de 1.67 %. Ces résultats sont encore affinés avec l'utilisation de la deuxième stratégie, car nous pouvons constater une diminution de l'erreur relative supérieure à 1% et un suivi de consigne amélioré, notamment au niveau des pics de surtensions. L'utilisation d'un contrôleur améliore le fonctionnement global de l'installation. En effet, d'une part, la consigne est respectée, avec une erreur statique proche de 0, et d'autre part, le système gagne en stabilité. Les fluctuations de température de fluide sont beaucoup moins importantes qu'avec une installation dépourvue de contrôleur.

	Température de sortie T_s			<i>Ecart type</i>	<i>Précision</i>
	<i>Min</i> (°C)	<i>Moyenne</i> (°C)	<i>Max</i> (°C)		
Sans contrôle	80,99	85,85	92,35	3,92	
PID	92,69	93	93,3	0,06	1,67
SIF	92,93	93	93,07	0,02	0,5

Tableau 3 : Etude comparative entre les différentes stratégies de contrôle

6. Conclusion

La première partie de ce document porte sur la modélisation simplifiée d'une centrale de cogénération. Une étude comparative des données estimées et mesurées sur plus de 100 heures a montré de très bons résultats avec une erreur relative de 1.1%. Dans la deuxième partie de cette étude, deux stratégies de contrôle sont appliquées, la première est basée sur un régulateur PID, et la deuxième est basée sur les systèmes d'inférence floue (SIF) afin de stabiliser la température à la sortie de l'installation. De plus, les critères de stabilité et de rapidité sont nettement améliorés. L'étude comparative montre que le contrôleur flou possède des propriétés plus efficaces que celle du PID. De façon générale, ces travaux montrent l'intérêt de développer et d'implémenter des contrôleurs spécifiques pour améliorer le comportement global d'une installation de ce type.

Références

- [1] M. Badami, A. Casetti, P. Campanile, F. Anzioso, Performance of an innovative 120 kW natural gas cogeneration system, *Applied Energy*, 32 (2007), 823–833.
- [2] L. Giaccone, A. Canova, Economical comparison of CHP systems for industrial user with large steam demand, *Applied Energy*, 86 (2009) 904–914.
- [3] E. Cardona, A. Piacentino, Optimal design of chcp plants in the civil sector by thermoeconomics, *Applied Energy*, 84 (2007), 729–48.
- [4] S. Farghal, R. El-Dewieny, A. Riad, Economic justification of cogeneration systems for industrial steam users and utility systems, *IEE proceedings Cogeneration, transmission and distribution*, 136 (1989), 100–107.
- [5] J.F. Sacadura, Coordonnateur, Initiation aux transferts thermiques, *Technique & Documentation*, (1980), ISBN 2-85206-618-1.
- [6] M.V. Rane, M.S. Tandale, Water-to-water heat transfer in tube–tube heat exchanger: Experimental and analytical study, *Applied Thermal Engineering*, 25 (2005), 2715–2729.
- [7] M.R. Ansari, V. Mortazavi, Simulation of dynamical response of a countercurrent heat exchanger to inlet temperature or mass flow rate change, *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006), 2401–2408.
- [8] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine International, *Journal of Thermal Sciences*, 44 (2005), 1161–1168.
- [9] W. Tan, J. Liu, T.Chen, H. J. Marquez, Comparison of some well-known PID tuning formulas, *Computers and Chemical Engineering*, 30 (2006), 1416–1423.
- [10] E.H. Mamdani, and S. Assilian, An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller, *International Journal of Man-Machine Studies*, 7 (1975), 1-13.