

Modélisation et simulation d'un système énergétique pour bâtiment autonome en énergie

Stanislas Brou^{*1}, Frédéric Joly¹, Kossivi Gokpi¹, Alain Neveu¹, Vincent Artigue²

¹ Laboratoire de Mécanique et d'Energétique d'Evry

40 rue du Pelvoux CE1455 Courcouronnes 91020 Evry Cédex FRANCE

² ENS2R

49 rue de Corbeille, Epinay sur Orge 91360 FRANCE

*s.brou@iut.univ-evry.fr

RESUME. L'article 4 de la loi Grenelle 1 prévoit la généralisation des bâtiments à énergie positive (BEPOS) à travers la future Réglementation Thermique RT2020. En prévision de celle-ci, nous développons un simulateur de comportement énergétique d'un système de micro-tri-génération couplé au bâtiment (programme de recherche Batimac en association avec la société ENS2R). Sa finalité est multiple : optimiser, dimensionner et évaluer les performances du système Batimac, tout en garantissant le confort thermique des occupants et une fourniture suffisante en eau chaude sanitaire (ECS). Le simulateur est développé dans l'environnement Matlab-Simulink. Dans cet article, nous décrivons les étapes de modélisation et de validation des principaux équipements du simulateur, puis des analyses de résultats de simulation tant sur la performance énergétique du système qu'au niveau des objectifs fixés.

MOTS-CLÉS. Modélisation et simulation, Thermique et Energétique du bâtiment, micro-tri/co-génération.

ABSTRACT. The article 4 of the law Grenelle 1 aims for the extension of positive energy buildings (BEPOS) through the future thermal regulation RT2020. In anticipation of this one, we develop a simulator of energy behavior of a micro-tri-generation system coupled to the building (Research program Batimac, in association with the company ENS2R). Its purpose is multiple ; optimize, size and estimate the performances of Batimac system, while ensuring the thermal comfort of the occupants and a sufficient supply in domestic hot water. The simulator is developed in the Matlab-Simulink environment. In this paper, we describe the stages of modelling and validation of the main equipments of the simulator, followed by analyses of results of simulation both on energy performance of the system and at the level of the fixed objectives.

KEYWORDS. Modelling and simulation, Thermal and energy of building, micro-tri-génération.

1 INTRODUCTION

En France, le secteur du bâtiment est le premier consommateur d'énergie. Selon l'ADEME, cette consommation est estimée à 43% de l'énergie finale totale, représentant 25% des émissions de CO₂. Face à cette situation, des mesures ont été prises lors du Grenelle de l'Environnement, visant principalement à l'amélioration de la performance énergétique des bâtiments et à la réduction des

gaz à effet de serre. Cela se traduit par la mise en place des réglementations thermiques RT2012 et la RT2020 prévue d'ici 2021, qui vise à la promotion des bâtiments à énergie positive. Pour atteindre cet objectif, la société ENS2R propose un système de micro-tri/co-génération utilisant des énergies renouvelables. Pour optimiser, dimensionner et évaluer les performances du système, un simulateur de comportement énergétique doit être développé.

Dans cette communication, les étapes de modélisation et de validation des principaux équipements du simulateur sont décrites. Puis, pour une stratégie de fonctionnement choisie, les résultats de simulation sont analysés, tant sur la performance énergétique du système qu'au niveau des objectifs fixés.

2 MODÉLISATION ET VALIDATION DU SIMULATEUR BATIMAC

Le schéma de principe du système Batimac est représenté sur la figure 1. Son principe de fonctionnement est le suivant : une chaudière biomasse (a) fournit une quantité d'énergie (air à 450°C) au moteur à air chaud (b) qui en transforme une partie en énergie électrique. L'énergie cédée à la tête froide du moteur est valorisée dans le bâtiment (g) à travers la production d'ECS (d), et d'eau chaude (f) ou froide via une machine à absorption (e) pour le chauffage ou le rafraîchissement à l'aide d'un plancher chauffant réversible. Ainsi, plusieurs types de modèles cohabitent dans le simulateur : modèle par tranches, modélisation par une approche de réduction modale, modèle phénoménologique... L'environnement Matlab-Simulink est un outil performant pour ce type de développement, où le simulateur est vu comme un ensemble de composants couplés. La gestion de l'état de fonctionnement de la chaudière, du stockage et de la machine à absorption est assurée par la stratégie de pilotage adoptée. Des régulateurs PID permettent la poursuite des différentes températures de consigne.

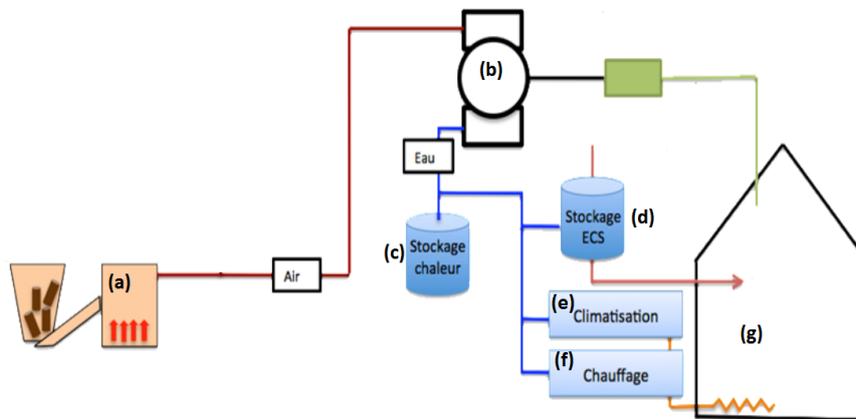


FIGURE 1. Schéma synoptique système Batimac simplifié

2.1 LA CHAUDIÈRE BIOMASSE ET LE MOTEUR À AIR CHAUD

La chaudière biomasse est représentée par un modèle algébrique tenant compte d'un rendement variable et de l'inertie. Le moteur à air chaud est modélisé par des courbes expérimentales fournies par le constructeur, où le rendement électrique et la chaleur utile rejetée sont donnés en fonction de la température d'entrée de l'air chaud et de l'eau de refroidissement.

2.2 LE BÂTIMENT

Dans ce bâtiment monozone, la prise en compte des phénomènes aérauliques se limite au calcul du renouvellement d'air global, les scénarios d'apports de chaleurs internes sont extraits de la Méthode de calcul Th-BCE 2012 (CSTB, 2012) et le confort thermique des occupants

est assuré par un plancher chauffant réversible. A l'instar de (Weitzmann, 2005), le modèle de bâtiment proposé consiste en une enveloppe modélisée en 1D, couplée à un modèle de plancher réversible 2D. Cependant, vu le nombre de mailles nécessaire pour représenter correctement le plancher réversible et les objectifs de performance (rapidité et précision) attendues du simulateur, des techniques de réduction modales, utilisés depuis plusieurs années dans le bâtiment (Lefebvre et al., 1987), (Ménézo et al., 2002), sont utilisées.

Ainsi, une discrétisation spatiale de l'équation de la chaleur appliquée à chacun des composants du bâtiment permet d'obtenir un modèle matriciel sous la forme standard :

$$\begin{cases} \mathbf{C}\dot{T} = \mathbf{A}T + \mathbf{B}U(t) \\ Y = \mathbf{H}T + \mathbf{G}U(t) \end{cases} \quad (1)$$

où T , $U(t)$ et Y sont respectivement les températures, les sollicitations, et les observables, et \mathbf{C} et \mathbf{A} sont respectivement les matrices d'inertie et de conductivité thermique. Ce modèle prend en compte les conditions aux limites suivantes : (2) pour l'enveloppe et (3) pour l'émetteur.

$$\begin{cases} k_{in}\vec{\nabla}T_m \cdot \vec{n} = h_{in}(T_a - T_m) + \alpha_{in}^s(S_{in}^s \Phi_s^{in})(t) & ; \text{ sur Frontière intérieure} \\ k_{ex}\vec{\nabla}T_m \cdot \vec{n} = h_{ex}(T_{ex} - T_m) + \alpha_{ex}^s(S_{ex}^s \Phi_s^{ex})(t) & ; \text{ sur Frontière extérieure} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} k_p\vec{\nabla}T_p \cdot \vec{n} = h_a(T_a - T_p) & \text{ sur } \Gamma_p \\ k_p\vec{\nabla}T_p \cdot \vec{n} = h_f(T_f - T_p) & \text{ sur } \Gamma_t \\ k_p\vec{\nabla}T_p \cdot \vec{n} = h_g(T_g - T_p) & \text{ sur } \Gamma_g \end{cases} \quad (3)$$

k , α^s et h désignent respectivement les conductivités thermiques, les coefficients d'absorption et les coefficients d'échange globaux tenant compte des échanges radiatifs. Φ_s représente le gain solaire et S^s est la surface éclairée par le soleil. Notons que ce modèle suppose implicitement la présence de fenêtres. Les indices a , m , p , g et f réfèrent respectivement à l'air intérieur, aux parois froides, au plancher, aux fondations et au fluide caloporteur. Enfin, Γ_p , Γ_t et Γ_g représentent les frontières au niveau de la surface du plancher, l'interface tubes-béton et la surface en contact avec les fondations.

La température (T) dans éq.(1) est considérée comme une superposition d'un champ dit dynamique T_d et d'un champ dit statique T_s tel que :

$$T(M, t) = T_s(M, t) + T_d(M, t) \quad ; \text{ avec } \mathbf{A}T_s + \mathbf{B}U(t) = 0 \quad (4)$$

En remplaçant (4) dans le système (1), le système (5) est obtenu :

$$\begin{cases} \mathbf{C}\dot{T}_d = \mathbf{A}T_d + \mathbf{C}\mathbf{A}^{-1}\mathbf{B}\dot{U}(t) \\ Y = \mathbf{H}T_d + (\mathbf{G} - \mathbf{H}\mathbf{A}^{-1}\mathbf{B})U(t) \end{cases} \quad (5)$$

Notons que la formulation (5) présente l'avantage de préserver le champ statique même si le régime dynamique est altéré par une réduction.

La température dynamique dans (5) est recherchée comme une somme élémentaire du champs de température V_i (les modes), pondérées par leurs amplitudes temporelles x_i :

$$T_d(M, t) = \sum_{i=0}^N x_i(t)V_i(M), \quad (6)$$

où les modes V_i et les valeurs propres λ_i qui y sont associés sont obtenus en résolvant le problème aux valeurs propres associé au problème thermique (1) : $\mathbf{A}V_i = \lambda_i\mathbf{C}V_i$.

Ces modes propres satisfont les propriétés d'orthogonalité suivantes :

$$\begin{cases} V_i^t \mathbf{C} V_j = \delta_{ij} \\ V_i^t \mathbf{A} V_j = \lambda_i \delta_{ij} \end{cases} \quad (7)$$

En substituant (6) dans (5) et en utilisant les propriétés d'orthogonalité (7), l'équation d'amplitude suivante est obtenue :

$$\begin{cases} \dot{X} = \mathbf{\Lambda} X + \mathbf{E} \dot{U} \\ Y = \mathbf{D} X + \mathbf{K} U \end{cases} \quad (8)$$

Avec : $\mathbf{E} = \mathbf{V}^t \mathbf{C} \mathbf{Z}$; $\mathbf{Z} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{B}$; $\mathbf{D} = \mathbf{H} \mathbf{V}$; $\mathbf{K} = \mathbf{G} - \mathbf{Z}$

Remarques : La matrice $\mathbf{\Lambda}$, contenant les valeurs propres, est diagonale. L'intérêt de cette formulation modale est donc double : d'un côté dans la caractéristique diagonale la 1^{ère} équation de (8), et de l'autre côté dans la possibilité de ne retenir qu'un nombre limité de modes dans l'équation (6). Ce second point est évidemment au cœur des modèles réduits. Suivant la méthode de troncature (Marshall, 1966), les r modes avec la plus grande constante de temps sont sélectionnés, les autres modes étant éliminés.

Une équation d'amplitude du type (8) est obtenue pour chacun des composants du bâtiment (enveloppe et plancher). A ces équations, une équation de bilan d'énergie sur le fluide caloporteur et sur l'air intérieur doivent être ajoutées :

$$\dot{m}_F C p_F (T_{in} - T_{out}) = \int_{\Gamma_t} h_f (T_F - T_p) dS; \quad \text{Avec } T_F = 0.5 * (T_{in} + T_{out}) \quad (9)$$

$$\rho_a v_a C p_a \dot{T}_a = h_{int} S_m (T_m - T_a) + \int_{\Gamma_p} h_a (T_p - T_a) dS + Q C p_a (T_{an} - T_a) + W(t), \quad (10)$$

Les indices *in*, *out* réfèrent respectivement la température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du plancher et \dot{m}_F est le débit massique du fluide caloporteur. Les termes de droite de la seconde équation désignent respectivement les pertes de chaleur par transmission, les apports ou pertes par le plancher, les pertes par renouvellement d'air et les apports internes.

A ce stade, le problème est fortement couplé car pour déterminer T_a , il faut connaître T_F , dont la détermination nécessite T_a . Le découplage s'effectue par une discrétisation temporelle des équations (8), (9) et (10) en utilisant un schéma Euler implicite au premier ordre. Des expressions scalaires explicites pour $T_a(t + \delta t)$ et $T_F(t + \delta t)$ (température moyenne du fluide caloporteur) sont alors obtenues. Grâce au caractère diagonal de (8), les vecteurs d'état X pour l'enveloppe et le plancher sont déterminés par une simple multiplication vectorielle. Une analyse de sensibilité a montré que 3 modes sont suffisants pour modéliser l'enveloppe, et uniquement 10 modes pour le plancher réversible.

Pour valider ce de bâtiment, nous avons choisi de le comparer au logiciel de simulation thermique dynamique Pleiades+COMFIE (P+C). Pour ce faire, un bâtiment de 1080 m^2 de type $R + 3$ orienté plein sud, avec une résistance thermique $R = 3.46 m^2.K/W$ pour les parois opaques et de $R = 0.91 m^2.K/W$ pour le vitrage et un taux de renouvellement d'air de 0.5 Vol/h est considéré. Les scénarios utilisés sont ceux d'un logement collectif avec les données météo de Trappes.

Dans ce contexte identique, deux jeux de simulation sont effectués avec les deux outils. Jeu N°1 (Fig.2) : toutes les sollicitations sont négligées sauf la température extérieure. Jeu N°2 (Fig.4) : toutes les sollicitations sont prises en compte et la température est régulée à 19°C.

Les résultats du jeu N°1 montrent que le modèle proposé est en adéquation avec le modèle de référence, avec un écart relatif moyen inférieur à 3%. Par ailleurs, lorsque toutes les sollicitations sont considérées (Fig.4), cet écart augmente légèrement pour atteindre une moyenne de 6%. Cela pourrait s'expliquer principalement par l'effet de la régulation (PID) dans le simulateur et par une prise en compte différente des gains solaires internes.

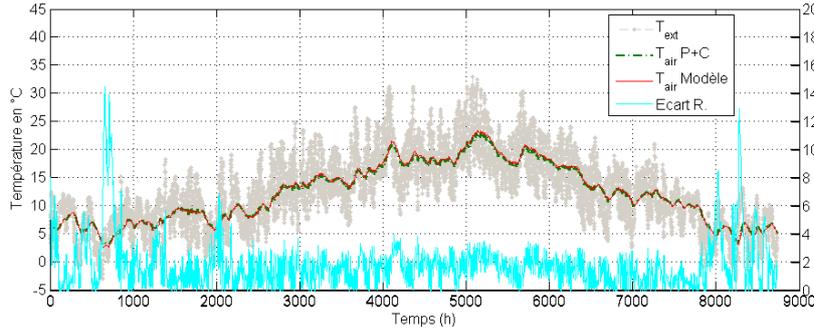


FIGURE 2. Jeu N°1 : Evolutions des températures et écart relatif

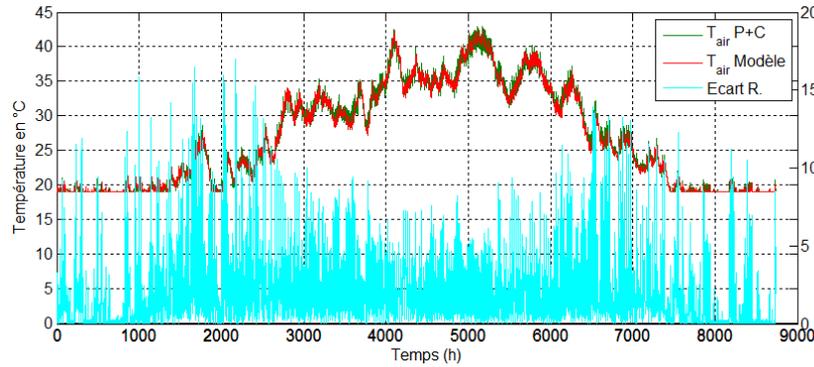


FIGURE 4. Jeu N°2 : Evolutions des températures et écart relatif

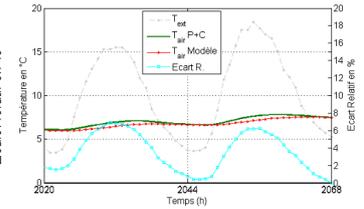


FIGURE 3. Jeu N°1 : Zoom sur 48h

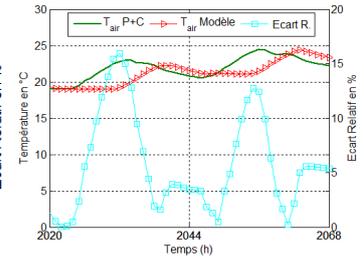


FIGURE 5. Jeu N°2 : Zoom sur 48h

2.3 LES BALLONS DE STOCKAGE THERMIQUE

Le stockage d'énergie thermique permet, entre autres, de répondre aux pics de demande d'énergie et de limiter les arrêts et démarrages de la chaudière. Parmi les phénomènes se produisant dans un ballon d'eau chaude, la stratification impacte fortement les performances annuelles du système. Une bonne description physique de ce phénomène permet alors un dimensionnement adéquat de l'installation. Cette stratification est introduite en subdivisant le ballon en plusieurs volumes (voir fig.6), chaque strate étant à température uniforme. Pour un ballon vertical sans échangeur de chaleur intégré (e.g. :Type4 de TRNSYS) comme représenté à la figure 6, la température de la couche i , (T_i) est donnée par :

$$M_i C_p \frac{\partial T_i}{\partial t} = \dot{m}_h C_p (T_{i-1} - T_i) + \dot{m}_L C_p (T_{i+1} - T_i) + \frac{K_{eq} S_e}{H_i} (T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}) + u S_i (T_{env} - T_i) \quad (11)$$

La résolution de l'éq. (11) permet d'obtenir la température d'eau dans les différentes strates, en tenant compte de l'algorithme du mix décrit par B. Newton (Newton, 1995) afin d'éviter tout défaut de stratification.

La validation du modèle de ballon d'eau chaude stratifié est effectuée par confrontation avec les résultats obtenus par (Blandin, 2010), qui a validé ses résultats par comparaison avec les Type4 et 60 de TRNSYS. La figure 7 représente, pour la première couche, les résultats après 6h de simulation pour une situation de décharge d'un ballon de 340 litres initialement à 40°C. Le débit d'eau puisé est de 0.04 kg/s, avec une injection d'eau froide au même débit et à 20°C. A l'instar de la première couche, par rapport au modèle de référence, l'erreur relative sur l'évolution de la température dans les différentes strates est toujours inférieure à 2% ; ce qui montre une bonne cohérence du modèle proposé.

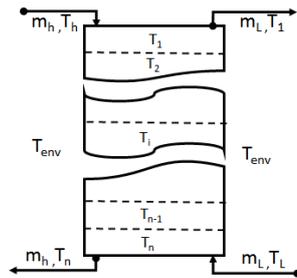


FIGURE 6. Schéma synoptique d'un ballon d'eau chaude stratifié

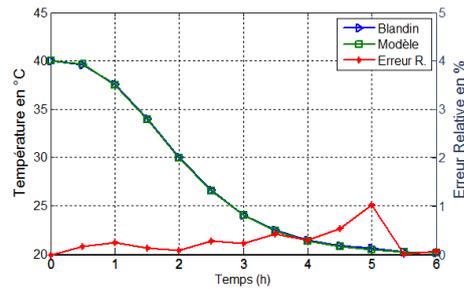
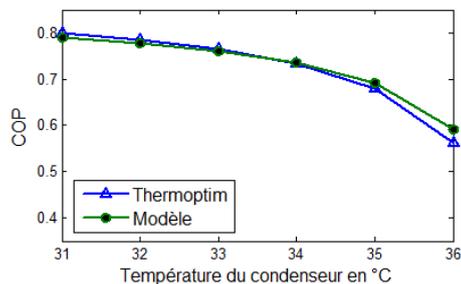
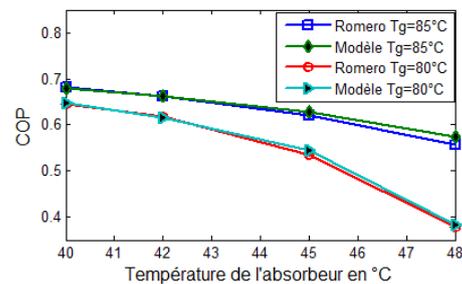


FIGURE 7. Comparaison des résultats de Blandin et du présent modèle lors d'un puisage

2.4 LA MACHINE À ABSORPTION

Le modèle de machine à absorption (MAA) simple effet ($H_2O/LiBr$) est obtenu par analyse thermodynamique (Lasvignottes, 2001), (Anies, 2011). Il est confronté aux travaux de Grosu *et al.* et à ceux de Romero *et al.*

- Dans (Grosu *et al.*, 2011), les auteurs simulent une MAA à l'aide du progiciel Thermoptim, et mettent en évidence l'influence de la température du condenseur sur le COP pour une température du générateur et de l'évaporateur fixée (Fig.8).
- Dans (Romero *et al.*, 2000), les auteurs décrivent un modèle mathématique de MAA, puis étudient l'influence de la température de l'absorbeur (T_{ab}) et celle du générateur (T_g) sur le COP (Fig.9).

FIGURE 8. Confrontation des résultats avec Thermoptim : [$T_{ev} = 4^\circ C$, $T_{ab} = T_{cd}$, $T_g = 75^\circ C$].FIGURE 9. Confrontation des résultats avec le modèle de Romero : [$T_{ev} = 5^\circ C$, $T_{cd} = 30^\circ C$].

Le modèle phénoménologique proposé ici simule correctement une MAA, avec un écart maximal constaté sur le COP de 5.19% dans les deux cas de confrontation. Comme les modèles de références utilisés ici, une augmentation des performances de la machine lorsque T_{ab} ou T_{cd} décroît ou encore lorsque T_g augmente est notée.

3 SATISFACTION DES OCCUPANTS ET PERFORMANCES DU SYSTÈME

Pour une stratégie de fonctionnement définie, les performances du système et le niveau de satisfaction des occupants sont évaluées. La chaudière biomasse considérée a une puissance de 20 kW avec un rendement moyen de 90%. Le bâtiment est identique à celui utilisé dans la section 2.2 et la température de consigne est fixée à $19^\circ C$ pendant la période de chauffe. L'utilisation de l'ECS s'effectue selon les prescriptions de (CSTB, 2012) et (JORF, 2005).

3.1 SATISFACTION DES OCCUPANTS

Nous introduisons ici la notion de satisfaction, basée sur les critères suivants :

- Pour le chauffage : Température opérative $\geq 19^\circ C$ pendant la période de chauffe,

– Pour l’ECS : Température de puisage $\geq 40^{\circ}C$ (CSTB, 2012), où la température opérative est la moyenne entre la température de l’air sèche et celle des parois, dans le cas d’un bâtiment de logement.

Un traitement statistique des résultats montre que le critère de satisfaction associé au confort thermique est respecté pendant 92% de la période de chauffage. Pour le temps restant, la température opérative moyenne est de $18.84^{\circ}C$, avec un minimum à $18.37^{\circ}C$. Quant à l’ECS, à chaque fois qu’un puisage est effectué, la température de l’eau mitigée est au moins de $40^{\circ}C$; le critère de satisfaction associé à l’ECS est donc toujours garanti.

Ces analyses montrent que le système Batimac est capable de fournir toute l’énergie thermique nécessaire au confort des occupants ; d’où la satisfaction de ceux-ci.

3.2 PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUE DU SYSTÈME BATIMAC

La performance énergétique du système est mis en évidence à travers un rendement global ; $\eta_{sys} = \frac{E_c - \sum P_i}{E_c}$. C’est le rapport entre l’énergie utile et l’énergie totale consommée par la chaudière (E_c). En supposant que toute la quantité d’énergie électrique produite est consommée, l’énergie utile est donc la différence entre (E_c) et la somme des pertes de chaleur au niveau de chaque équipement (P_i). Ces pertes sont principalement constituées des pertes de chaleurs au niveau de la chaudière (dues au rendement et aux cycles d’arrêt et démarrage de celle-ci), des ballons de stockage et de la tour de refroidissement. Le tableau 1 présente un bilan énergétique du système après simulation.

Bilan Chaudière	Energie consommée = 104211	
	E. cédée = 91992	E. perdue = 12220
Postes	Energie Utilisée	Energie perdue
Production Electricité	34985	0
Production ECS	28142	2875
Production Chauffage	9450	695
Pertes Tour de refroidissement	0	14466
Energie disponible/Pertes Stokage	94	1284
Total	72671	31540

TABLE 1: Bilan énergétique (*en kWh_{EP}*) : 372 jours de simulation.

L’analyse de ces résultats montre que le rendement du système (dans cette configuration) est de l’ordre de 70%. Il reste cependant relativement faible par rapport aux objectifs fixées, mais cela s’explique. En effet, en dehors de la période de chauffe le système fonctionne pour satisfaire principalement aux besoins d’ECS, ainsi l’eau arrive dans la tour de refroidissement en moyenne à $53^{\circ}C$ et doit être refroidie à la température ambiante, ce qui représente d’importantes pertes d’énergies. Par ailleurs l’utilisation de la machine à absorption en été, contribue à l’amélioration du rendement du système (+3%) et du confort thermique des occupants. Aussi, des simulations effectuées uniquement sur la période de chauffe (du 15 Oct. au 15 Avril) montrent une forte augmentation du rendement (+12%).

4 CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Dans cette communication, nous avons montré comment les équipements du système ont été modélisés et validés pour obtenir le simulateur Batimac. Ainsi la méthode de réduction modale nous a permis de modéliser l’enveloppe du bâtiment et son plancher réversible tout en gardant des durées de simulation correctes malgré la taille du problème. La confrontation de nos résultats avec des outils de référence nous a permis de valider ce simulateur. Aussi, l’étude de performance du système à l’aide du simulateur a montré que pour la stratégie de fonctionnement utilisée, le

rendement global est de l'ordre de 70%, tout en garantissant le confort thermique des occupants pendant la période de chauffe et la disponibilité d'ECS à température de puisage réglementaire toute l'année.

En outre, pour améliorer les performances du système Batimac, plusieurs pistes sont actuellement en cours d'évaluation. Parmi celles-ci, l'élaboration d'une stratégie de contrôle commande prédictive qui permettra d'optimiser de la stratégie de fonctionnement du système en minimisant un certain nombre de critères (économique et ou énergétique), sous les contraintes suivantes : garantir le confort thermique (en hiver et été) et la fourniture d'ECS à température réglementaire.

Nomenclature :

va : Volume d'air [m ³]	u : Coef. d'échange [W/m ² .K]	δ_{ij} : Symbole de kronecker
Q : Débit d'air [kg/s]	W : Apports de chaleur interne [W]	S : Surface [m ²]
M : Masse [kg]	C_p : Capacité thermique [J/kg.K]	ρ : masse volumique [kg/m ³]
H : Hauteur[m]	K_{eq} : conductivité thermique équivalente[W/m.K]	

RÉFÉRENCES

Anies, G. (2011). *Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour.

Blandin, D. (2010). *Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.

CSTB (2012). *Méthode de calcul Th-BCE 2012*. CSTB.

Grosu, L., Dobrovicescu, A., et Untea, A. (2011). Etude d'un système de rafraîchissement solaire à absorption : dimensionnement et simulations numériques. In *SFT*.

JORF (2005). Arrêté du 30 novembre 2005 modifiant l'arrêté du 23 juin 1978 relatif aux installations fixes destinées au chauffage et à l'alimentation en eau chaude sanitaire des bâtiments d'habitation, des locaux de travail ou des locaux recevant du public.

Lasvignottes, J. C. (2001). Aspects thermodynamiques et technico économique des systèmes à absorption liquide. Technical report, INSTITUT FRANCAIS DU FROID INDUSTRIEL.

Lefebvre, G., Bransier, J., et Neveu, A. (1987). Simulation du comportement thermique d'un local par des méthodes numériques d'ordre réduit. *Revue Générale de Thermique*, 302 :106–114.

Marshall, S. (1966). An approximation method for reducing the order of linear system. *Control*, page 642–653.

Ménézo, C., Roux, J., et Virgone, J. (2002). Modelling heat transfer in buildings by coupling reduced order models. *Building and Environment*, 37 :133–144.

Newton, B. (1995). *Modeling of solar storage tanks*. PhD thesis, Université de Wisconsin Madison.

Romero, R., Rivera, W., et Best, R. (2000). Comparison of the theoretical performance of a solar air conditioning system operating with water/lithium bromide and an aqueous ternary hydroxide. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 63 :387–399.

Weitzmann, P. (2005). Modelling floor heating systems using a validated two-dimensional ground-coupled numerical model. *Building and Environment*, 40 :153–163.