MODÉLISATION D'UN CHAUFFE-EAU SOLAIRE COUPLÉ À UN SYSTÈME À COMPRESSION DE VAPEUR

Simon SANSREGRET, Stéphane BILODEAU
Groupe Énerstat, inc
Sherbrooke (Québec)
ssansregret@groupeenerstat.com, sbilodeau@groupeenerstat.com

RÉSUMÉ

Cet article présente la modélisation d'un système biénergie (solaire et thermique) servant à préchauffer l'eau sanitaire. Ce système, en phase développement, est composé d'une thermopompe dont l'évaporateur puise principalement son énergie du rayonnement solaire. La modélisation de ce système a été effectuée à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver). Le modèle numérique présenté a la particularité de coupler un modèle avancé d'un système à compression de vapeur avec la modélisation d'un capteur solaire. Les résultats du modèle, comparés avec des essais expérimentaux, permettent d'observer une hausse appréciable des performances du système en fonction :

- d'une diminution de la température de l'eau à l'entrée du condenseur
- d'une augmentation de la température extérieure
- d'une augmentation du rayonnement solaire

INTRODUCTION

Les systèmes à compression de vapeur et les systèmes solaires impliquant des capteurs sont deux secteurs d'activité du génie mécanique qui ont été largement étudiés. Plusieurs modèles caractérisent le comportement de ces systèmes. Un modèle de thermopompe souvent cité est celui développé par Fischer et Rice du ORNL (Oak Ridge National Laboratory). La modélisation de systèmes impliquant l'utilisation de capteurs solaires est aussi bien développée. Le logiciel TRNSYS est un outil souvent utilisé pour ce type d'application. La présente étude combine ces deux sujets dans une seule modélisation : un modèle de thermopompe, prenant en considération la charge et les pertes de pression du réfrigérant dans les échangeurs, couplé à un capteur solaire modélisé par différences finies.

DESCRITION DU SYSTÈME

Le système héliothermique développé permet de préchauffer l'eau sanitaire en utilisant l'énergie solaire via un système à compression de vapeur. Ce système est basé principalement sur le fonctionnement d'une thermopompe. La particularité provient de l'évaporateur, qui absorbe la majeure partie de son énergie du rayonnement solaire, ce qui permet une utilisation efficace du système à de faibles températures extérieures. Dans ce système, on retrouve un circuit d'eau et un circuit de réfrigérant. Le réfrigérant à basse pression s'évapore dans le capteur en absorbant l'énergie solaire et l'énergie de l'air extérieur par convection. Un compresseur vient augmenter la pression et la température du réfrigérant. Celui-ci transmet sa chaleur à l'eau à l'intérieur d'un condenseur coaxial. Par la suite, une valve de détente apporte le réfrigérant à basse pression et le cycle recommence. Le circuit d'eau, opérant en boucle fermée, est entraîné par une pompe de recirculation qui envoie l'eau réchauffée par le condenseur dans un réservoir d'eau, servant de source au chauffe-eau en service. Un schéma descriptif du système est présenté à la figure 1.

Le système est présentement installé sur un site d'expérimentation. Un capteur solaire, d'une superficie de 5,5 m^2, est placé sur un mur extérieur du bâtiment. Le capteur pointe dans la direction sud-est, ce qui confère un ensoleillement débutant tôt le matin jusqu'à environ 14 h. À l'intérieur du bâtiment, une unité de thermopompe comprenant un condenseur à eau et un compresseur a été installée. L'eau préchauffée est emmagasinée dans un chauffe-eau hors-fonction, faisant office de réservoir. Un chauffe-eau électrique puise l'eau dans ce réservoir à température tempérée, réduisant ainsi sa consommation électrique. Un contrôleur programmable gère un fonctionnement sécuritaire et efficace du système en fonction de plusieurs paramètres mesurés :

- Température extérieure
- Intensité du courant au compresseur
- Intensité du rayonnement solaire
- Température de l'eau (plusieurs points)
- Température du réfrigérant (plusieurs points)

Les données expérimentales recueillies jusqu'à présent ont permis de valider le comportement global du système modélisé.

DESCRIPTION DU MODÈLE

La modélisation du système héliothermique est basée sur un découpage modulaire du système où les variables de sortie d'une composante deviennent les variables d'entrée pour d'autres. Diverses méthodes (différences finies, modélisation semi-empirique, équations algébriques, etc.) sont utilisées pour modéliser les différentes composantes du système. La résolution du couplage des équations des différentes composantes est assurée par le logiciel EES (Engineering Equation Solver) développé par F.L. Avarado et S.A. Klein du Solar Energy Lab, University of Wisconsin. Ce logiciel utilise une variante de la méthode de Newton pour résoudre des systèmes d'équations non linéaires. Plusieurs fonctionnalités intéressantes élargissent son utilisation : fonction d'optimisation, calcul d'incertitude et utilisation de fonction des propriétés physiques de plusieurs fluides.

La thermopompe est modélisée en régime permanent et l'impact des arrêts et des démarrages a été négligé. Un schéma illustrant les entrées et les sorties (associées au réfrigérant) des différentes composantes modélisées est présenté à la figure 2. L'évaluation du sous-refroidissement à la sortie du condenseur est contrôlée par l'équation de conservation de la masse de réfrigérant à l'intérieur du système. La suite de cette section présente la modélisation spécifique des composantes.

1- Élément de détente

Un orifice est utilisé comme élément de détente dans ce circuit. Une détente isenthalpique est considérée. L'équation suivante associée à la perte de pression d'un écoulement fluide incompressible subissant une brusque contraction est utilisée.

$$\Delta P = \frac{1}{2}\left(\frac{m_{réf}}{C_D \cdot A}\right)^2 \qquad (1.1)$$

Une valve thermostatique a également fait l'objet d'un autre modèle. L'hypothèse d'un fonctionnement parfait, c'est-à-dire une température de surchauffe constante à la sortie de l'évaporateur a été considérée. Une détente isenthalpique est également pris en compte.

2- Compresseur

Le compresseur utilisé est hermétique et de type alternatif. La cylindrée et la révolution sont respectivement de 27 cm^3 et 3450 rpm.

Une méthode semi-empirique, inspirée du projet ASHRAE RP-870, est employée pour modéliser le compresseur. La référence et le détail de ce projet proviennent de [1]. Les équations classiques des différents rendements associés au performance du compresseur sont utilisées :

$$\eta_{vol} = \left[1 + C - C \cdot \left(\frac{P_2}{P_1 \cdot (1-\Delta P_1)}\right)^{1/n}\right] \qquad (1.2)$$

$$\eta_{is} = \frac{m_{réf} \cdot \left(h_{2,is} - h_1\right)}{W_{réf}} \qquad (1.3)$$

$$\eta_{mécanique} = \frac{W_{requise}}{W_{réf}} \qquad (1.4)$$

Ces équations possèdent des paramètres propres caractérisant le compresseur utilisé : le volume mort du cylindre C, la perte de pression relative ΔP_1 à l'entrée du cylindre, le rendements isentropique η_{is} et le rendement électromécanique $\eta_{méc}$. Pour déterminer C et ΔP associés au compresseur modélisé, une fonction d'optimisation du logiciel EES a été utilisée afin de minimiser la différence entre les débits massiques calculés et ceux mesurés expérimentalement. Le débit massique de même que les états thermodynamiques du réfrigérant (pression, température) à l'entrée et à la sortie du compresseur ont été mesurés lors de tests expérimentaux. Les paramètres caractéristiques $\eta_{méc}$ et η_{is} ont été obtenus directement à l'aide des résultats expérimentaux.

3- Condenseur

Le condenseur utilisé est de type coaxial. Il est modélisé par la méthode des différences finies en utilisant la méthode NTU. L'échange de chaleur entre l'eau et le réfrigérant est régit par une série de

résistances thermiques. La conductance d'un élément k de l'échangeur est :

$$UA_k = \frac{1}{R_{k,réf} + R_{k,tube} + R_{k,eau}} \qquad (1.5)$$

La résistance de convection due à l'écoulement de l'eau est évaluée par une relation provenant d'essais expérimentaux réalisés par Kausik [2]. Par ailleurs, le coefficient de chaleur associé au réfrigérant est évalué par une relation développée par Shah [3]. Selon Shah, cette relation a admis un écart de ± 15.4 % avec 474 points de mesure.

Le calcul de la charge du réfrigérant à l'intérieur des échangeurs est basé sur le modèle homogène. Ce modèle suppose que les deux phases à l'intérieur d'un écoulement diphasique sont en équilibre thermique et dynamique (T, P, V ont les même valeurs). Le modèle stipule que la fraction de la surface α occupée par la vapeur à l'intérieur d'une coupe d'un écoulement diphasique se traduit par :

$$\alpha_k = \left(1 + \left[\frac{1-\chi}{\chi}\right]\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{-1} \qquad (1.6)$$

où $\chi \rightarrow$ titre du mélange de l'élément k

La masse de réfrigérant dans un élément k de l'échangeur est donc donnée par :

$$M_{k,réf} = Vol_k \cdot \left[\alpha_k \rho_g + (1-\alpha_k)\rho_l\right] \qquad (1.7)$$

Les pertes de pression du réfrigérant à l'intérieur de l'échangeur sont également prises en compte. Les pertes dues au frottement et les pertes dues à la variation de densité du fluide ont été calculées pour chaque élément. Dans un but de concordance, le modèle utilisé pour le calcul des pertes de pression en écoulement diphasique est basé également sur le modèle homogène.

4- Capteur/Évaporateur

Le capteur utilisé est constitué d'une plaque de cuivre sur laquelle sont soudés des tubes de cuivre également espacés. Aucun vitrage n'est employé.

La modélisation du capteur solaire est basée sur l'ouvrage de Duffie et Beckman [4]. Le capteur a été discrétisé en plusieurs éléments pour faciliter l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur en évaporation du réfrigérant. La méthode NTU a été utilisée comme dans le cas du condenseur. La figure 3 présente une vue du capteur solaire.

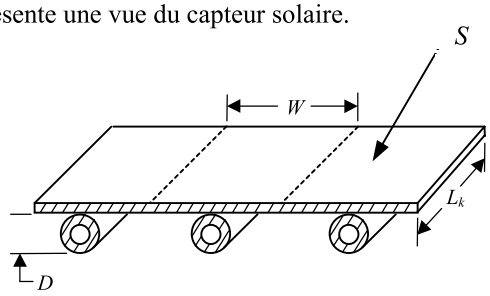

Figure 3 : Vue du capteur solaire

Le schéma résistif illustrant l'échange de chaleur entre l'environnement et le réfrigérant circulant dans le capteur est donné à la figure 4.

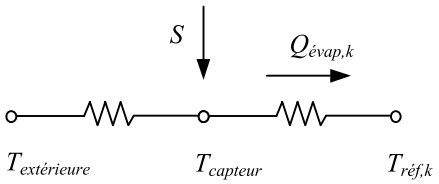

Figure 4 : Schéma résistif de l'échange de chaleur entre l'environnement et le réfrigérant

L'équation 1.8 exprime l'échange de chaleur $Q_{évap,k}$ calculé en fonction de la température du réfrigérant et de la température extérieure. Cette équation est obtenue en éliminant le terme de la température du capteur par l'utilisation d'un rendement F_k (éq. 1.9).

$$Q_{évap,k} = W \cdot L_k \cdot F_k \left[S - h_{air}(T_{extérieure} - T_{réf,k})\right] \qquad (1.8)$$

$$F_k = \frac{1/h_{air}}{W\left[\frac{1}{h_{air}\left[D + (W-D)\eta\right]} + \frac{1}{\pi D_i h_{réf,k}}\right]} \qquad (1.9)$$

Le rendement η est calculé par les équations classiques du rendement d'une ailette longitudinale dont les bouts sont adiabatiques.

L'évaluation de l'échange de chaleur d'un élément permet le calcul des propriétés du réfrigérant à l'entrée de l'élément suivant à la suite du gain de chaleur absorbé. L'échange thermique total vers le réfrigérant est obtenu en additionnant l'échange de chaleur de tous les éléments k. Les pertes de pression et la charge du réfrigérant dans le capteur sont évaluées suivant le même principe que la modélisation du condenseur.

Une relation développée par Chen pour le calcul du coefficient de transfert du chaleur en évaporation a été utilisée, comme le recommande Braun [1]. Cette relation est jugée précise à ± 15 % par la comparaison de 200 points de mesure.

5- Réservoir d'eau

Le réservoir d'eau n'a pas été modélisé directement. Une température d'eau à l'entrée du condenseur est utilisée comme entrée au modèle.

RÉSULTATS

Plusieurs simulations ont été effectuées dans le but d'observer l'influence de certains paramètres sur les performances du système.

Jusqu'à présent, le modèle a été comparé à des résultats expérimentaux portant sur l'influence de la température de l'eau à l'entrée du condenseur. Des simulations montrant l'influence de la température extérieure et du rayonnement solaire sont présentées. De plus, deux modèles distincts possédant un élément de détente différent (orifice et valve thermostatique) ont été utilisés pour observer leur impact.

1- Influence de la température de l'eau

La température de l'eau à l'entrée du condenseur a une influence importante sur le coefficient de performance du système, le C.O.P. Ce coefficient est définit comme étant la puissance transmise à l'eau divisée par la puissance consommée par le compresseur. On observe (figure 5) une diminution du C.O.P. en fonction d'une augmentation de la température de l'eau. Une chute de 3,25 à 2,75 a été calculée. Par ailleurs, la puissance transmise à l'eau tend à demeurer sensiblement constante. Une température de l'eau élevée implique une température de condensation plus haute, ce qui se traduit par une augmentation de la puissance consommée par le compresseur.

Les résultats du modèle suivent la même tendance que les résultats expérimentaux. Par contre, le modèle sous-estime d'environ 20 % la puissance thermique transmise à l'eau. Plusieurs raisons peuvent expliquer cet écart. D'une part, l'imprécision des mesures expérimentales apportent une incertitude évaluée ± 10 %. D'autre part les incertitudes sur les relations utilisées pour les coefficients de convection en changement de phase et dans l'air ambiant influencent la précision du modèle.

2- Influence de la température extérieure et du rayonnement solaire

La température extérieure et le rayonnement solaire absorbé par le capteur ont un effet direct sur la puissance disponible à l'évaporateur. On observe (figures 6 et 7) que la puissance thermique transmise à l'eau et le C.O.P augmentent en fonction d'une augmentation de la température extérieure ou du rayonnement solaire.

Une différence de performance notable est observée entre les deux éléments de détente modélisés. L'utilisation de l'orifice à comme conséquence de transmettre deux fois moins de puissance comparativement à la valve thermostatique. Ce résultat est observé pour une température élevée et/ou un rayonnement solaire important. Cette différence est attribuable à une augmentation considérable de la surchauffe à la sortie de l'évaporateur lorsque l'orifice est utilisée. Ce gain d'énergie sensible n'est pas favorable à l'augmentation de la puissance transmise à l'eau.

Les conditions d'opération d'un tel système sont excessivement variables et la sélection d'un élément de détente approprié est très important.

CONCLUSIONS

La modèle développé permet de bien simuler le comportement d'un chauffe-eau solaire couplé à un système à compression de vapeur. La comparaison d'une simulation avec des résultats expérimentaux permet de valider le comportement du système selon les paramètres établis. En bref, le code numérique permet :

- d'observer l'influence de paramètres importants (températures de l'eau à l'entrée du condenseur, température extérieure et rayonnement solaire) et de définir plus précisément les conditions d'opération du système.

- d'analyser le système en simulant différents éléments de détente et de mieux comprendre le comportement du système en fonction de l'élément de détente utilisé.

Nous envisageons actuellement de raffiner le modèle et de le valider en fonction de la température extérieure et du rayonnement solaire. De plus, la modélisation d'autres types d'éléments de détente est prévue dans le but d'optimiser le fonctionnement du système.

NOMENCLATURE

α : Surface occupée par la vapeur (%)
ρ : Masse volumique (kg/m^3)
η_{is} : Rendement isentropique
$\eta_{méc}$: Rendement électromécanique
ΔP_1 : Perte de pression relative (%)
η_{vol} : Rendement volumétrique
A : Surface (m^2)
C : Volume mort relatif (%)
C_D : Coefficient de décharge
D : Diamètre (m)
$h_{2,is}$: Enthalpie du réfrigérant à la sortie du compresseur, considérant une compression isentropique (J/kg)
h_{air} : Coefficient de chaleur de convection entre l'air et le capteur (W/m^{2}K)
L : Longueur (m)
M : Masse (kg)
$m_{réf}$: Débit massique (kg/s)
n : Indice isentropique de compression
P : Pression (Pa)
P_1 : Pression d'aspiration (Pa)
P_2 : Pression de refoulement (Pa)
R : Résistance (K/W)
S : Rayonnement solaire (W/m^2)
T : Température (K)
UA : Conductance (W/K)
V : Vitesse (m/s)
Vol : Volume (m^3)
W : Espacement entre les tubes (m)
$W_{réf}$: Puissance transmise au réfrigérant (W)
$C.O.P.$: Coefficient de performance
$W_{requise}$: Puissance requise au compresseur (W)

Indices

g : Vapeur
i : Intérieur
k : Élément $_k$
l : Liquide
$réf$: Réfrigérant

BIBLIOGRAPHIE

[1] Braun, J. E., Groll, E., et Klein, S.A., *Modeling And Design of Vapor Compression Systems Sort Course*, June 1-4, 1999, Ray W. Herrick Laboratories, School of Engineering, Purdue University

[2] Kausik N., Azer N.Z., « Condensation Heat Transfer Enhancement by Doubly Augmented Tubes », *ASHRAE Transaction 1988* (2), Vol. 94, pp. 1367-1374

[3] Shah, M.M., « A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation Inside Pipes », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556

[4] Duffie J. A., Beckman W. A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd ed., John Wiley & sons, 1991, 919 p.

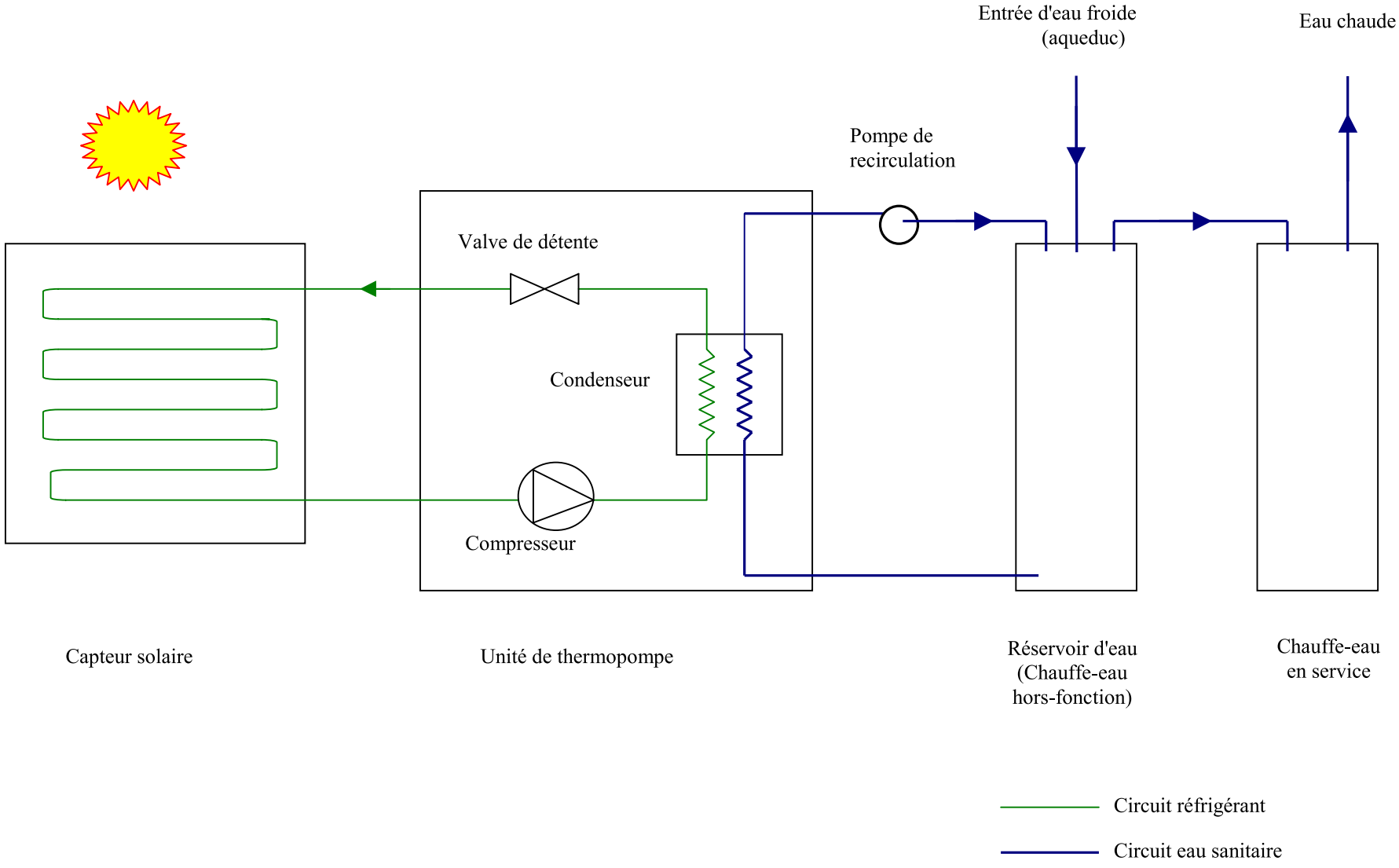

Figure 1 : Schéma de fonctionnement du système héliothermique

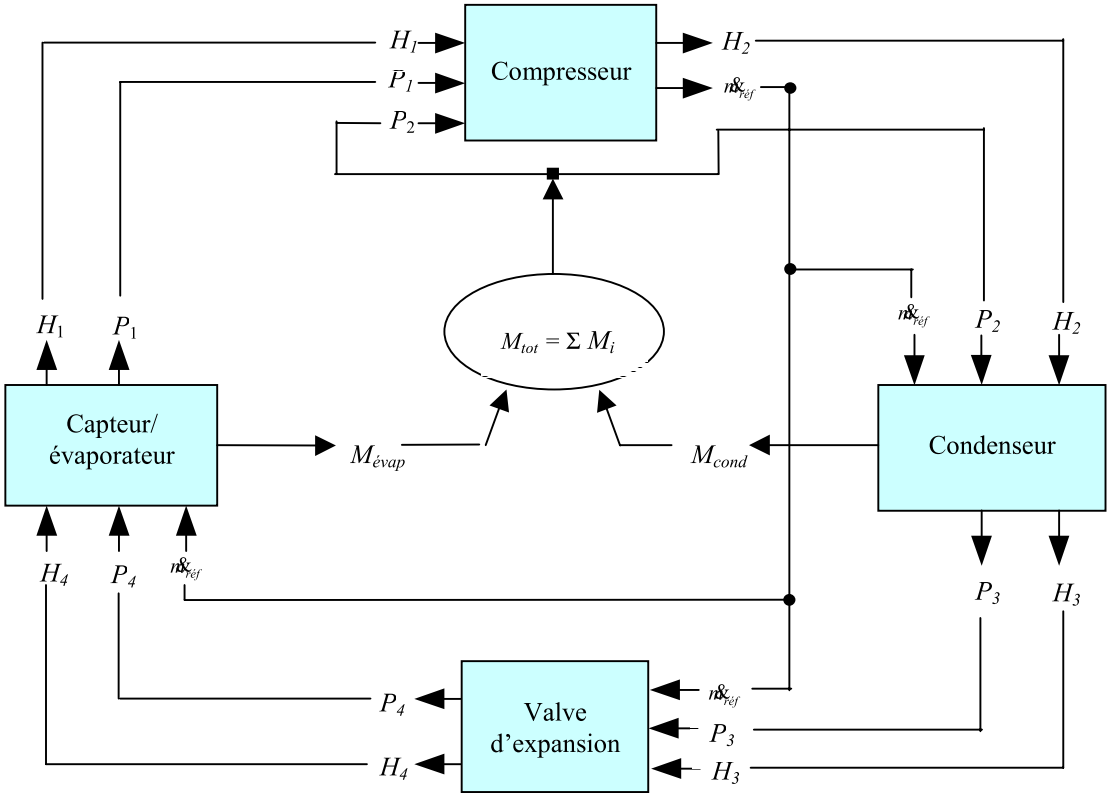

Figure 2 : Illustration des entrées et sorties du modèle (associées au réfrigérant)

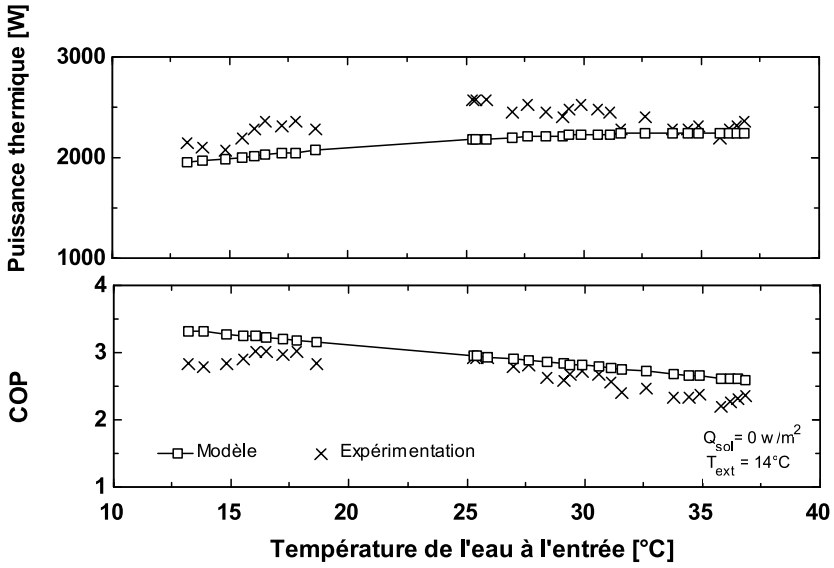

Figure 5 : Influence de la température de l'eau à l'entrée du condenseur

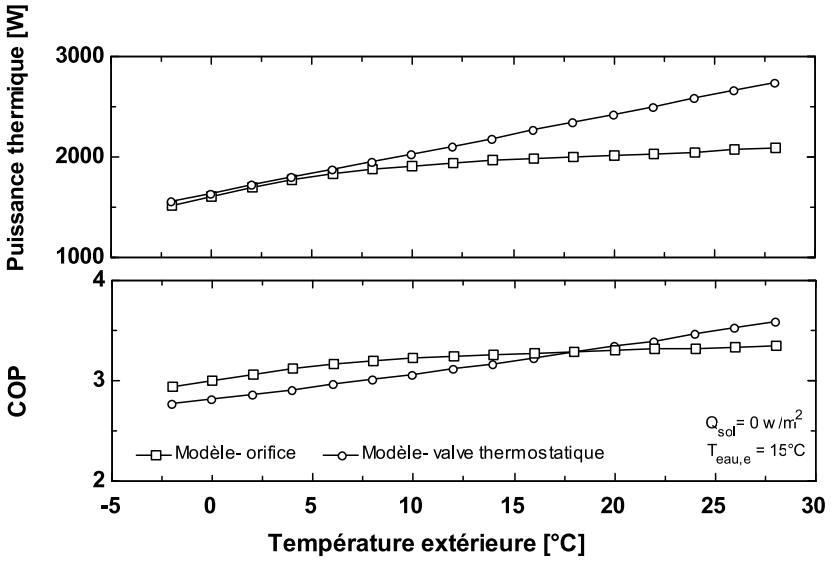

Figure 6 : Influence de la température extérieure

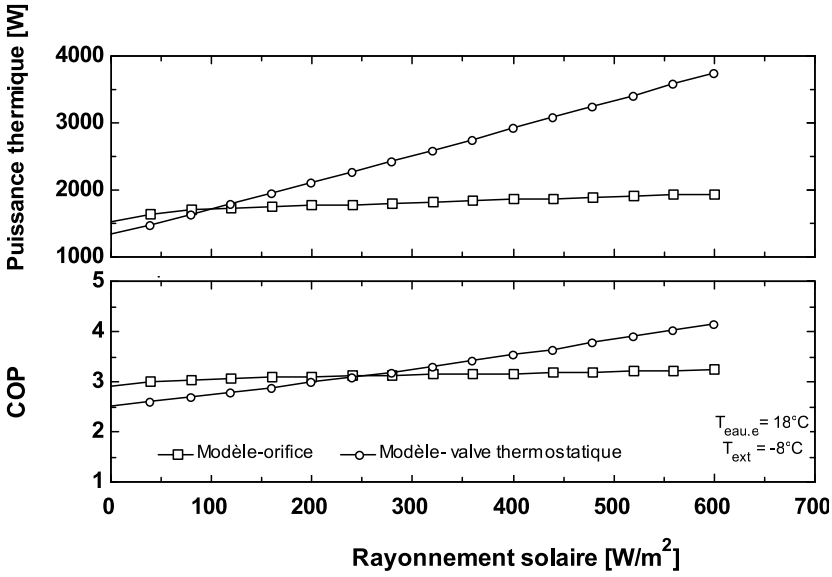

Figure 7 : Influence du rayonnement solaire