

PERFORMANCES D'UNE MINI POMPE À CHALEUR RÉVERSIBLE FONCTIONNANT SUR L'AIR EXTRAIT : ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPERIMENTALE

Frédéric **RANSY** ^{a*}, Samuel **GENDEBIEN** ^a, Vincent **LEMORT** ^a

^a *Laboratoire de thermodynamique, Université de Liège, Liège, Belgique*

RÉSUMÉ

La majeure partie de la consommation d'énergie des immeubles à appartement dits « basse énergie » est liée à la production d'eau chaude sanitaire et aux pertes par ventilation. De plus, ces immeubles sont soumis à un risque de surchauffe non négligeable en été. Afin de minimiser leur consommation d'énergie, les systèmes HVAC utilisés dans ces bâtiments se doivent d'être performants et multitâches. Dans cette optique, l'Université de Liège teste actuellement une mini-pompe à chaleur réversible sur air extrait. Cet article présente les résultats expérimentaux obtenus en laboratoire et démontre quelles sont les variables qui influencent les performances de cette machine. Un modèle polynomial est également proposé.

Mots Clés : pompe à chaleur, réversible, expérimental, modèle semi-empirique, petite puissance

NOMENCLATURE

Symboles :

w	humidité spécifique, g/kg
T	température, °C
\dot{V}	débit volumique, m ³ /h
\dot{m}	débit massique, kg/s
\dot{Q}	puissance thermique, W
\dot{W}	puissance électrique, W
COP	coefficient de performance
h	enthalpie, J/kg
cp	chaleur spécifique, J/kg-K
AU	coefficient global de transfert de chaleur, W/K
Res	résidu, W
N	vitesse de rotation, tr/s
V_s	cylindrée, m ³
A	surface, m ²
R	résistance thermique, K/W
ΔT	différence de température, K
RH	humidité relative
P	pression, bar

Lettres grecques :

ρ	densité, kg/m ³
--------	----------------------------

η	rendement
α	facteur de perte
ε	efficacité

Indices / Exposants :

a	air
su	entrée
ex	sortie
w	eau
cp	compresseur
vent	ventilateur
amb	ambiance
c	corrigé
mod	modèle
n	nominal
r	réfrigérant
thr	tuyère
sc	sous-refroidissement
oh	surchauffe
cd	condenseur
ev	évaporateur
m	massique
is	isentropique
ct	constructeur

* Frédéric Ransy
Adresse électronique : Frédéric.ransy@ulg.ac.be

1. INTRODUCTION

Comme l'explique Fehrm et al. [1], la technologie des pompes à chaleur sur air extrait a été introduite en 1980 dans les pays nordiques et permet la récupération d'énergie thermique directement hors de l'air de ventilation. Comme démontré par Fracastoro et al. [2], cette technologie atteint dans les climats froids un niveau de performance supérieur à celui obtenu par des pompes à chaleur traditionnelles sur air extérieur, car le niveau de température de la source froide est constant et plus élevé tout au long de l'année. De plus, ce fonctionnement plus continu permet d'augmenter la durée de vie de la machine.

Cet article présente les performances expérimentales d'une pompe à chaleur réversible sur air extrait de 1300 Watts de puissance calorifique. Au vu de sa faible puissance, cette machine est destinée à être intégrée dans des immeubles à appartement performants. L'objectif est de fournir 60 % des besoins de chauffage et 100 % des besoins en eau chaude sanitaire. L'appoint de chauffage est fourni par une résistance électrique. La pompe à chaleur est également capable de produire en été de l'eau glacée, afin de climatiser l'appartement.

La première partie de l'article décrit le banc d'essais utilisé pour tester la machine. Le circuit frigorifique de la pompe à chaleur est également présenté.

La deuxième partie de l'article présente les performances de la machine obtenues en conditions nominales en mode « production d'eau glacée ».

La troisième partie de l'article présente un modèle semi-empirique de la machine, calibré sur base de 24 points de mesures.

La quatrième partie de l'article présente une étude de sensibilité basée sur le modèle semi-empirique. Ainsi, l'influence des variables d'entrée sur les performances de la machine est démontrée.

Enfin, la dernière partie de l'article propose un modèle polynomial de la machine qui peut être utilisé pour déterminer les performances annuelles de la pompe à chaleur, en tenant compte des trois variables d'entrée les plus influentes.

2. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAIS

Le banc d'essai représenté sur la Figure 1 est décomposé en trois parties.

Premièrement, la partie aéraulique, qui permet de contrôler la température, l'humidité et le débit de l'air à l'entrée de la machine. Le débit et l'humidité de l'air sont contrôlés respectivement au moyen de clapets de réglage et de deux points d'injection de vapeur. La température est quant à elle adaptée grâce à une résistance chauffante variable et il est également possible de prélever une partie de l'air situé en aval de la machine vers l'amont de celle-ci.

Deuxièmement, la partie hydraulique, qui permet de contrôler la température de l'eau à la sortie de la pompe à chaleur et le débit d'eau à l'entrée de celle-ci. Le circuit comprend une boucle primaire dans laquelle circule un débit d'eau constant imposé par un circulateur électronique. Ce débit d'eau est contrôlé et mesuré respectivement via une vanne manuelle à boisseau sphérique et un compteur d'eau à impulsions. Afin de stabiliser la température, un petit débit d'eau provenant d'un ballon de stockage est injecté dans la boucle, et repart ensuite vers l'égout.

Troisièmement, la partie « pompe à chaleur », qui est isolée thermiquement de l'ambiance extérieure et qui contient l'ensemble du circuit frigorifique de la machine, qui est représenté sur la Figure 2. Le cycle comporte un échangeur à plaques refroidi à l'eau, un échangeur tubes à ailettes refroidi à l'air, un compresseur rotatif à piston roulant, une vanne 4 voies et un détendeur thermostatique à égalisation de pression externe. Notons que le compresseur est livré par le fabricant avec une bouteille anti coup de liquide situé en amont de celui-ci. Cette bouteille permet tout intrusion de liquide dans le compresseur, et contient également un filtre permettant de limiter l'entrée de corps étrangers dans le compresseur.

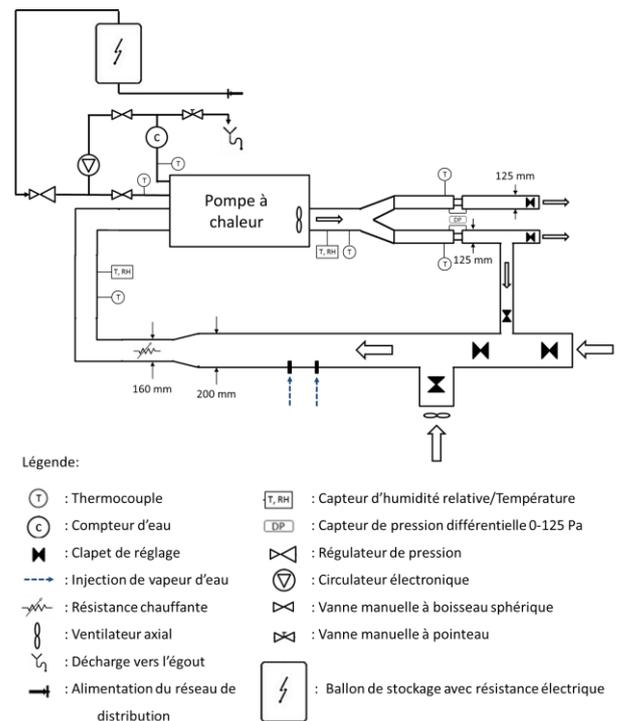


Figure 1: Représentation schématique du banc d'essai

Afin de mesurer les performances de la machine, différents capteurs ont été placés au niveau du circuit hydraulique, du circuit aéraulique et du circuit frigorifique. Le Tableau 1 liste les capteurs utilisés et leurs erreurs respectives pour les différentes grandeurs physiques mesurées.

Tableau 1: Capteurs utilisés et erreurs associées

Grandeur physique	Capteur utilisé	Erreur
Température	Thermocouple	De 0.1 à 0.5°C
Pression absolue	Piézorésistif	0.1 % du fond d'échelle
Débit d'eau	Compteur à impulsions	2 % de la valeur mesurée
Débit d'air	Tuyère convergente-divergente	5 % de la valeur mesurée
Humidité	Capacitif	0.8 % de la valeur mesurée
Puissance électrique	Wattmètre électronique	0.5 % de la valeur mesurée

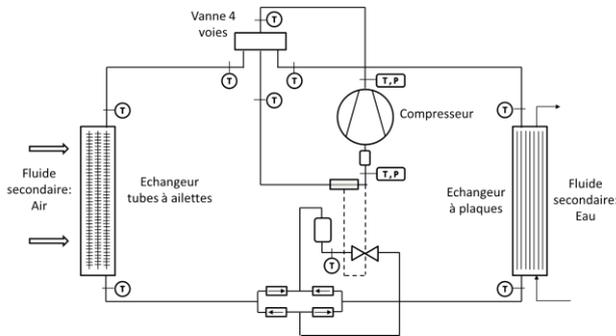


Figure 2: circuit frigorifique de la pompe à chaleur

3. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Ce paragraphe présente les résultats expérimentaux obtenus uniquement en mode « production d'eau glacée ». Une prochaine publication présentera quant à elle les résultats obtenus en mode « production d'eau chaude ».

3.1. Plan d'expérience

L'objectif de la campagne d'essai est d'évaluer l'influence des cinq variables suivantes sur les performances de la machine :

- La température de l'air à l'entrée,
- L'humidité spécifique de l'air à l'entrée,
- Le débit d'air,
- Le débit d'eau,
- La température de l'eau à la sortie.

Pour chacune de ces variables, trois niveaux (min, med et max) ont été définis en fonction des conditions opératoires auxquelles la pompe à chaleur pourrait être soumise. Le tableau 2 présente ces différents niveaux.

Tableau 2: Valeur minimum, intermédiaire et maximum pour chacune des variables d'entrée

Variable	Valeur min	Valeur med	Valeur max
$T_{a,su}$ [°C]	21	25	30
$w_{a,su}$ [g/kg]	7	-	13
$T_{w,ex}$ [°C]	14	17	20
$\dot{V}_{a,su}$ [m³/h]	150	190	240
\dot{V}_w [l/h]	200	320	520

Théoriquement, si le plan d'expérience exposé dans le Tableau 2 est respecté, un total de 162 essais stabilisés doivent être réalisés, ce qui représente un coût et un temps d'essai considérable. En première approche, un plan d'expérience suivant une « matrice de Hadamard » a été suivi, ce qui limite le nombre d'essais à 8 pour chaque niveau de température d'eau en sortie de la machine, tout en maximisant l'information retirée de ces essais.

3.2. Calcul du résidu sur le bilan d'énergie global de la pompe à chaleur

Cette section présente les résultats obtenus pour 24 points de mesure. Pour chacun des points, la puissance échangée coté air, la puissance échangée coté eau et le COP de la machine sont déterminés, respectivement grâce aux équations (1), (2) et (3).

$$\dot{Q}_{air} = \frac{\dot{V}_{a,su}}{3600} \rho_{a,su} (h_{a,ex} - h_{a,su}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_w = \frac{\dot{V}_w}{1000.3600} \rho_w c_{p,w} (T_{w,su} - T_{w,ex}) \quad (2)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_w}{\dot{W}_{cp}} \quad (3)$$

$$Res = \dot{Q}_a - \dot{Q}_w - \dot{W}_{cp} - \dot{W}_{vent} (1 - \eta_{vent}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{loss,PAC} = AU_{loss,PAC} \left(\frac{T_{a,ex} + T_{a,su}}{2} - T_{amb} \right) \quad (5)$$

$$Res_c = Res + \dot{Q}_{loss,PAC} \quad (6)$$

L'équation (4) permet de calculer le résidu sur le bilan d'énergie réalisé au niveau de la pompe à chaleur, sans tenir compte des pertes à l'ambiance. Un résidu proche de zéro indique que les mesures sont fiables.

Comme le montre la Figure 3, ce résidu reste relativement important comparé à la puissance échangée coté eau. Afin d'obtenir des résultats exploitables, la perte à l'ambiance de la machine doit être ajoutée.

Celle-ci est déterminée grâce à un coefficient global de transfert de chaleur $AU_{loss,PAC}$ estimé à 3.83 W/K. Avec cette correction, le résidu est en moyenne égal à 7 Watts, ce qui rend les mesures tout à fait fiables.

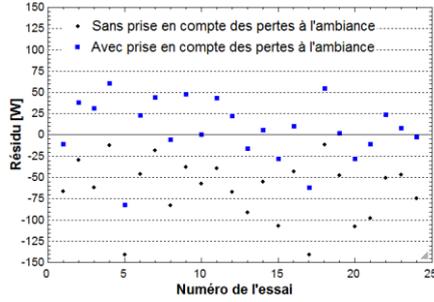


Figure 3: Réidu sur le bilan d'énergie sur la machine avec et sans prise en compte des pertes à l'ambiance

3.3. Détermination du débit de réfrigérant

Afin de calibrer le modèle semi-empirique de la machine, il est nécessaire de connaître le débit de réfrigérant circulant dans la pompe à chaleur. Cependant, ce débit n'a pas pu être directement mesuré, pour des raisons d'encombrement. Par conséquent, le débit de réfrigérant a été estimé via les deux bilans d'énergie réalisés au niveau des deux échangeurs de chaleur. Ces deux bilans d'énergie sont décrits par les équations (7) et (8) :

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{r,cd}(h_{r,su,cd} - h_{r,ex,cd}) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{r,ev}(h_{r,ex,ev} - h_{r,su,ev}) \quad (8)$$

La Figure 4 montre les débits de réfrigérant calculés pour le condenseur et l'évaporateur. L'erreur entre les deux débits est en moyenne de 2 % et est au maximum de 8 %. Cette méthode semble donc tout à fait fiable pour estimer le débit de réfrigérant lorsque celui-ci n'est pas mesuré.

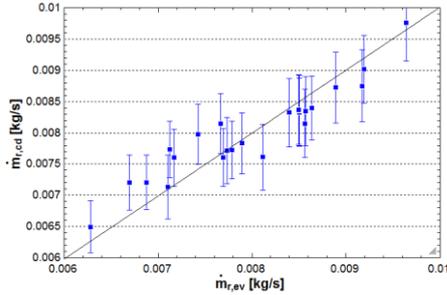


Figure 4: Estimation du débit de réfrigérant pour les 24 points de mesure

3.4. Performances du compresseur

Puisque le débit de réfrigérant a pu être estimé, il est possible de déterminer les performances du compresseur, et les comparer à celles annoncées par le constructeur. Les deux critères de performances sont l'efficacité massique du compresseur, définie par l'équation (9), et l'efficacité isentropique, définie par l'équation (10).

$$\varepsilon_{m,cp} = \frac{\dot{m}_{r,cp}}{V_{s,cp} N_{cp} \rho_{su,cp}} \quad (9)$$

$$\varepsilon_{is,cp} = \frac{\dot{m}_{r,cp} (h_{ex,cp, is} - h_{su,cp})}{W_{el,cp}} \quad (10)$$

La Figure 5 montre les performances du compresseur mesurées en laboratoire et les compare aux performances annoncées par le constructeur. Les performances mesurées semblent bien inférieures aux performances du constructeur, surtout pour l'efficacité massique. Une détérioration du compresseur pourrait expliquer cette diminution de performances. Selon le constructeur, une charge insuffisante de réfrigérant dans le cycle peut également expliquer une diminution du débit fourni par le compresseur. D'autres tests complémentaires seront planifiés à l'avenir afin d'expliquer ces faibles performances.

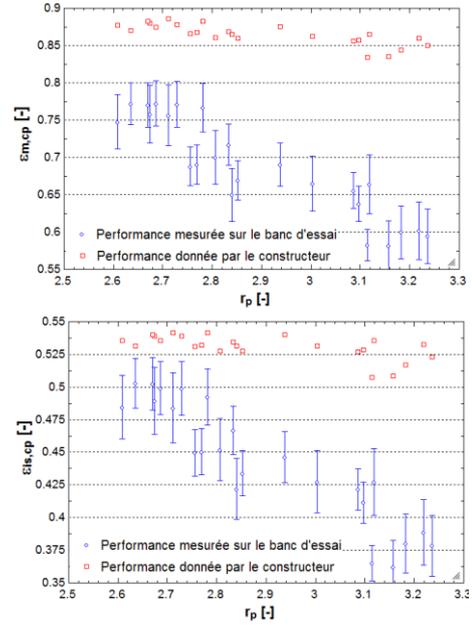


Figure 5: Comparaison des performances annoncées par le constructeur et celles mesurées sur le banc d'essai

4. MODELE SEMI-EMPIRIQUE

Cette section présente le modèle semi-empirique de la machine. Une description succincte de ce modèle est tout d'abord présentée, et la calibration de celui-ci est ensuite expliquée.

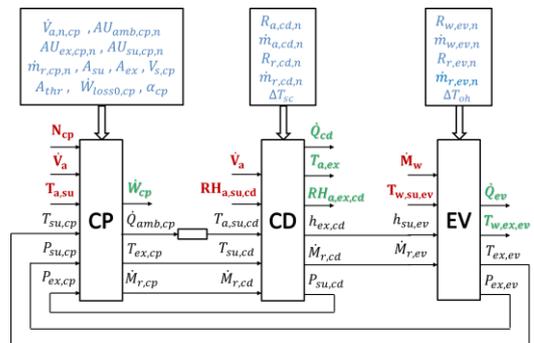


Figure 6: Bloc diagramme représentant les entrées et les sorties du modèle de la pompe à chaleur

4.1. Description du modèle

Le modèle, appelé « semi-empirique », décrit les phénomènes physiques se déroulant au sein de la machine. Les paramètres de ce modèle ont donc une signification physique. Par conséquent, le modèle permet d'extrapoler les performances de la machine pour une large gamme de conditions de fonctionnement, à condition que les paramètres soient correctement identifiés, à l'aide de suffisamment de points de mesure.

Les quatre principaux éléments modélisés sont le compresseur, le condenseur refroidi à air, l'évaporateur réchauffé à eau et le détendeur thermostatique. La Figure 6 représente un bloc diagramme du modèle semi-empirique, qui fait intervenir les entrées, les sorties et les paramètres du modèle.

Les deux échangeurs de chaleur sont modélisés à l'aide de la méthode $\varepsilon - NTU$ et le côté réfrigérant est supposé isotherme. Pour chaque échangeur, le paramètre principal est le coefficient global de transfert de chaleur. Ce coefficient est supposé dépendre des deux résistances thermiques convectives et des deux débits nominaux côté réfrigérant et côté fluide secondaire. D'autre part, le sous-refroidissement au condenseur et la surchauffe à l'évaporateur sont supposés constants. Au total, chaque échangeur comporte donc cinq paramètres.

Le modèle du compresseur, initialement proposé par Winandy et al. [3] [4], permet de prendre en compte les sources de pertes suivantes :

- Les fuites internes
- Les pertes de charge à l'aspiration et au refoulement
- Les pertes de chaleur à l'ambiance
- Les pertes du moteur électrique, de transmission et les pertes par frottements mécaniques

Au total, le modèle du compresseur comporte onze paramètres qui doivent être identifiés.

4.2. Calibration du modèle

Afin de calibrer le modèle semi-empirique, la méthode des moindres carrés a été utilisée. Celle-ci consiste en la minimisation du terme suivant :

$$\sum_{i=1}^{22} [(\dot{Q}_{cd,mod,i} - \dot{Q}_{cd,i})^2 + (\dot{Q}_{ev,mod,i} - \dot{Q}_{ev,i})^2 + (\dot{W}_{cp,mod,i} - \dot{W}_{cp,i})^2] \quad (11)$$

Comme le montre la figure 7, la puissance consommée par le compresseur est prédite avec une précision de 6 %, et les puissances échangées au condenseur et à l'évaporateur sont prédites avec une précision de 12 % et 15 %.

5. ETUDE DE SENSIBILITE

Cette section présente une étude de sensibilité des variables d'entrée présentées à la section 3.1. Cela permet par la suite d'optimiser l'intégration et le

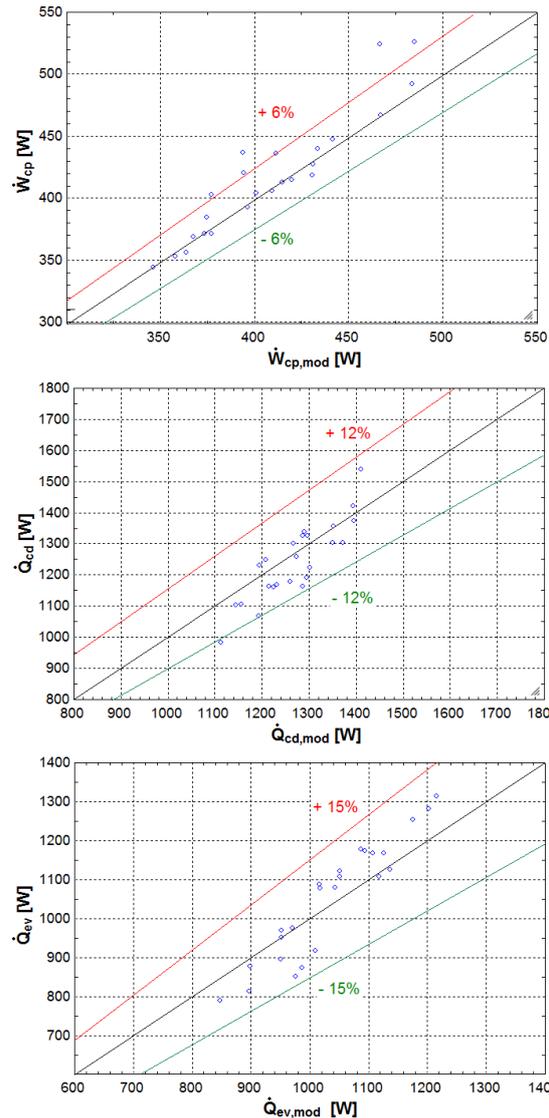


Figure 7: Comparaison entre les mesures et la prédiction du modèle semi-empirique

contrôle de ce type de pompe à chaleur. L'influence de l'humidité n'est pas montrée car celle-ci est sans influence sur les performances (en mode production de froid). La Figure 8 montre l'influence de la température de l'air, du débit d'air, du débit d'eau et de la température de l'eau sur la puissance échangée et le COP de la machine.

5.1. Influence du débit d'air

Comme le montre la Figure 8, la relation entre la puissance à l'évaporateur et le débit d'air est non linéaire. De plus, la corrélation entre ces deux variables est très forte. En effet, une augmentation de 25 % du débit d'air résulte en une augmentation de 6 % de la puissance échangée. La corrélation est encore plus forte pour le coefficient de performance de la machine, puisque celui-ci augmente de 14 %. Une gestion intelligente du débit d'air est donc cruciale pour garantir de bonnes performances de la machine.

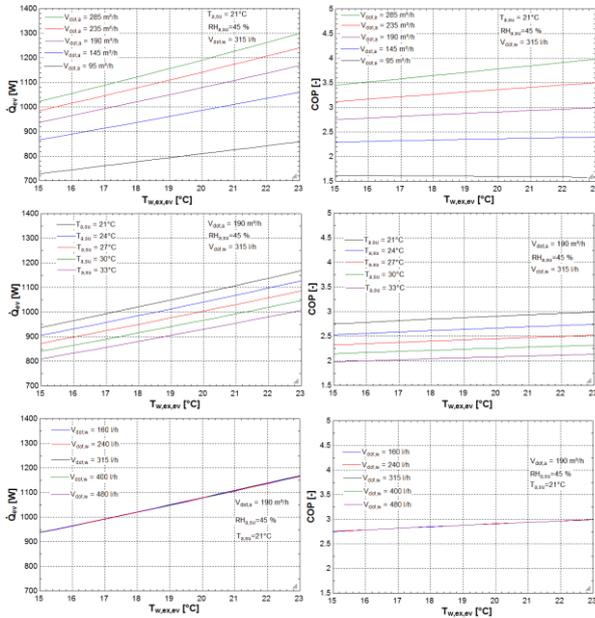


Figure 8: Influence de la température de l'air, du débit d'air, du débit d'eau et de la température de l'eau sur la puissance échangée et le COP de la machine

5.2. Influence de la température de l'air

La corrélation entre la température de l'air et les performances de la machine est également très forte. En effet, une augmentation de 3 K conduit à une diminution de 3.5 % de la puissance échangée et de 8 % du coefficient de performance.

5.3. Influence de la température de l'eau

La température de l'eau en sortie de la machine influence également énormément les performances de la machine. En effet, une diminution de 3 K conduit à une diminution de 8 % de la puissance échangée et de 4.5 % du coefficient de performance.

5.4. Influence du débit d'eau

Comme le montre la Figure 8, le débit d'eau a par contre très peu d'influence sur les performances de la machine. Il n'est donc pas nécessaire de considérer cette variable d'entrée dans un modèle polynomial.

6. MODELE POLYNOMIAL

Cette section présente un modèle polynomial de la machine permettant de déterminer ses performances annuelles.

Le modèle polynomial a été calibré sur base des courbes présentées sur la Figure 8. Proposé par l'Ecole des mines de Paris [5], il permet de calculer la puissance échangée à l'évaporateur et le coefficient de performance de la machine, pour différentes valeurs de la température d'eau, de la température de l'air et du débit d'air. Les équations du modèle sont les suivantes :

$$COP = \frac{COP_n}{C_0 + C_1 \Delta T + C_2 \Delta T^2} \left(\frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_{a,n}} \right)^{n_1} \quad (12)$$

$$\Delta T = \frac{(T_{w,ex} + 273.15)}{(T_{a,su} + 273.15)} - \frac{(T_{w,ex,n} + 273.15)}{(T_{a,su,n} + 273.15)} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{ev,n} \left(D_0 + D_1 (T_{a,su} - T_{a,su,n}) + D_2 (T_{w,ex} - T_{w,ex,n}) \right) \left(\frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_{a,n}} \right)^{n_2} \quad (14)$$

Le modèle comporte donc treize paramètres dont les valeurs sont données dans le Tableau 3. Ces paramètres n'ont aucune signification physique.

Tableau 3: Paramètres du modèle polynomial

Paramètre	C_0	C_1	C_2	D_0	
Valeur	1.037	-6.183	23.64	0.9961	
Paramètre	D_1	D_2	n_1	n_2	
Valeur	-0.0097	0.02295	0.7657	0.3639	
Paramètre	COP_n	$\dot{Q}_{ev,n}$	$\dot{V}_{a,n}$	$T_{w,ex,n}$	$T_{a,su,n}$
Valeur	2.88	1059	190	20	21

7. CONCLUSION

Cet article présente les résultats expérimentaux obtenus sur une mini pompe à chaleur réversible sur air extrait. Vingt-quatre points d'essais ont permis de calibrer un modèle semi-empirique de la machine. Ce modèle a permis de montrer une forte corrélation entre les performances de la machine et la température de l'air, de l'eau et du débit d'air. Par contre, le débit d'eau a quant à lui peu d'impact sur les performances. Enfin, un modèle polynomial de la machine a été proposé. Ce modèle permettra par la suite la détermination des performances annuelles du système.

REMERCIEMENTS

L'étude présentée dans cet article a été réalisée grâce au support financier de la Région Wallonne de Belgique (DGO6) à l'occasion du projet SmartPAC (convention n°1328279). Les auteurs en sont reconnaissants.

RÉFÉRENCES

- [1] FEHRM M., REINERS W., UNGEMACH M. Exhaust air heat recovery in buildings. *International Journal of Refrigeration* 25, pp 439–449, (2002)
- [2] FRACASTORO V, SERRAINO M. Energy analyses of buildings equipped with exhaust air heat pumps (EAHP). *Energy and Buildings*, 42 (8), pp 1283–1289, (2010)
- [3] WINANDY E., SAAVEDRA C., LEBRUN J. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. *Applied thermal Engineering*, 22, pp. 107–120, (2002)
- [4] WINANDY E., SAAVEDRA C. O., LEBRUN J. Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor. *International journal of thermal sciences*, (2002)
- [5] BOLTHÉR A., CASARI R., FLEURY E., MARCHIO D. et MILLET J. Méthode de calcul des consommations d'énergie des bâtiments climatisés "consoclim". *Ecole des Mines (Paris)*, (1999)