

Second Order Polynomial Regression for a standard Heat Pump Water Heater thermal Capacity Control Algorithm

Kevin R. Deutz, Naixin Chen, Anne-Sophie Coince, Odile Cauret

Abstract

Le présent document concerne une méthode de prévision de puissance thermique d'un Chauffe-Eau Thermodynamique (CET) sur air extérieur à l'aide d'une équation multi-paramétrique. Cette équation est obtenue à partir d'une régression sur un modèle dynamique plus détaillé développé sous Dymola avec la bibliothèque de composants thermo-hydrauliques, TIL. Une comparaison de l'équation est ensuite faite au modèle détaillé et à des données expérimentales au cours de périodes de montée en température du ballon sur une large plage de fonctionnement. Une erreur moyenne sur la puissance thermique de 3.04% est obtenue avec des données expérimentales et la quasi-totalité des points prédits par l'équation est située dans une marge d'erreur de +/-10%. Ces résultats mettent en lumière la possibilité d'utiliser cette équation pour de la prévision à partir de données réelles. Un des principaux intérêts étant la prévision du temps de chauffe avec une équation simple et extrapolable à différents CET.

1. Méthode de modélisation simplifiée

Mapping avec une fonction polynomiale d'ordre 2 comme fonction de base imposée pour la puissance thermique au condenseur sous la forme:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cond,ref} \left(n_{comp}, \frac{Pe_{comp}}{Pe_{comp,max}}, T_{air} \right) \\ = a_0 + a_1 n_{comp} + a_2 n_{comp}^2 + a_3 \left(\frac{Pe_{comp}}{Pe_{comp,max}} \right) + a_4 \left(\frac{Pe_{comp}}{Pe_{comp,max}} \right)^2 \\ + a_5 T_{air} + a_6 T_{air}^2 + a_7 T_{air} \left(\frac{Pe_{comp}}{Pe_{comp,max}} \right) + a_8 T_{air} n_{comp} \\ + a_9 \left(\frac{Pe_{comp}}{Pe_{comp,max}} \right) n_{comp} \end{aligned} \quad (1)$$

Coefficient $a_0 \rightarrow a_9$ trouvés avec Python avec une régression utilisant la fonction « CurvFit » avec les données issues de la modélisation détaillée d'un modèle de CET air/eau Atlantic Odyssee Split 2 modifié avec un compresseur à vitesse variable de 13cm³ (validé sur une plage de -3°C à 20°C d'air extérieur), source : Thèse K. R. Deutz (2018):

```
array([ 3.08412501e+04, -1.14991576e+02, -8.49391256e-02,
       -2.86343628e+03,  9.61324555e+00, -2.42795220e+02,
        4.69410148e-01,  5.88808434e+00,  6.01048080e-01,
        2.04967300e+00])
```

Extrapolation réalisable à partir de la fonction (1) de référence par rapport aux données du catalogue du constructeur pour tout autre CET sous la forme (en supposant que la variation des pertes thermiques du ballon au cours de la chauffe est prise en compte par la variation de $t_{heating}$):

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{V_{tank}}{V_{tank,ref}} \frac{t_{heating,ref}}{t_{heating}} \dot{Q}_{cond,ref} \quad (2)$$

2. Comparaison de la méthode avec des données simulées issues du modèle détaillé TIL

2.1 Compresseur 13cc

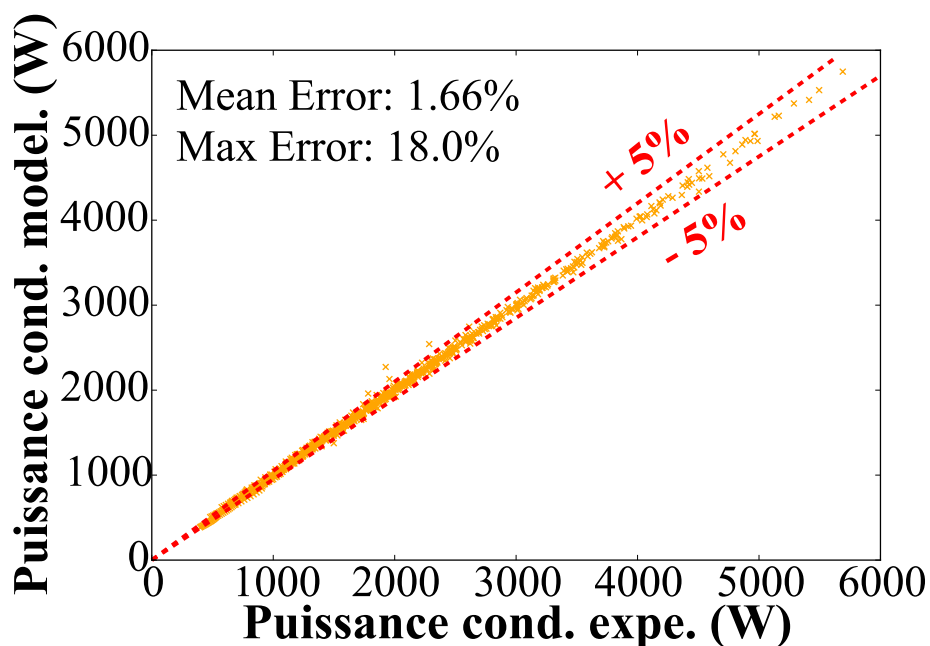


Figure 1. Comparaison entre la puissance donnée par l'équation (1) et le modèle détaillé développé avec TIL sur une plage de 30hz a 120hz et une température d'air de -5 °C à 30 °C (sans dégivrage).

2.2 Compresseur 17cc

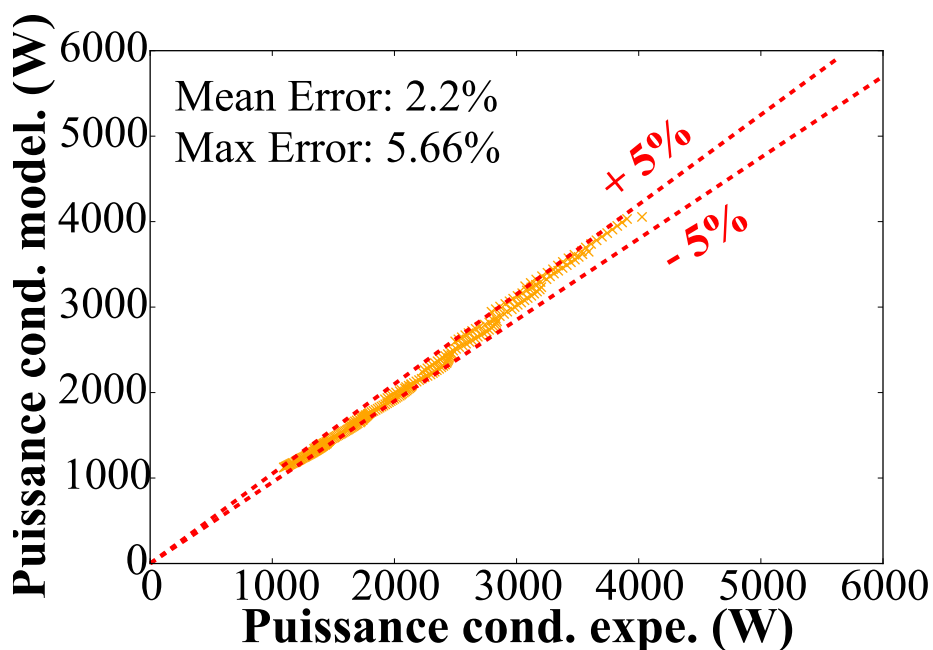


Figure 2. Comparaison entre la puissance donnée par l'équation (2) et le modèle détaillé développé avec TIL sur une plage de température d'air de -5 °C à 30 °C (sans dégivrage).

3. Comparaison de la méthode avec des données réelles

- Avec le compresseur à vitesse variable de 13cm³ qui sert de référence, $Pe_{comp,max,ref}=670$ W (50Hz, $T_{air}=7^{\circ}C$, $T_{ballon}=55^{\circ}C$), $t_{heating,ref}=25750s$

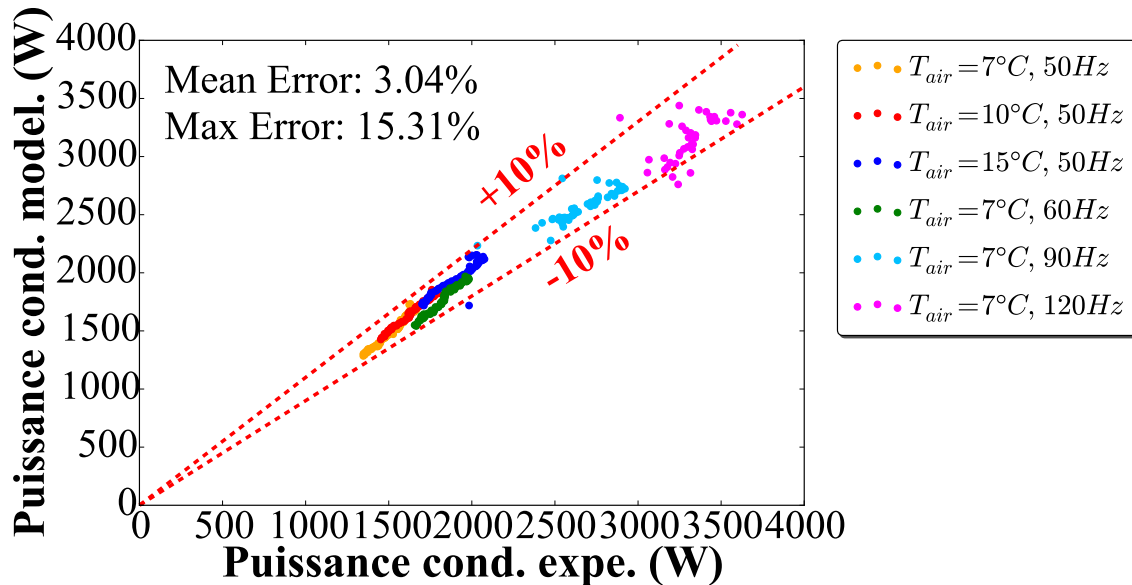


Figure 3. Comparaison entre la puissance donnée par l'équation (1) et des données expérimentales obtenues au climatron, variant la vitesse du compresseur et la température d'air (sans dégivrage).

- Temps de chauffe en température pour un compresseur de 17.6cm³ (pas de débit-mètre disponible à l'heure de l'essai) $Pe_{comp,max}=1000$, $t_{heating}=19500s$

Nous comparons ici les temps de chauffe pour le CET Atlantic odyssée Split avec le compresseur d'origine de 17.6cm³ sans inverter. Ceci dans le but de valider la méthode d'extrapolation définie par l'équation (2). Au moment de l'essai, il n'y avait pas de possibilité de mesurer la puissance thermique au condenseur directement par manque d'un débit-mètre sur le circuit frigorifique. Par conséquent, nous comparons ici seulement les montées en température à l'aide d'un ballon 1D modélisé sous modelica pour différentes températures d'air à l'évaporateur. Globalement l'adéquation observable en figure 4 entre les données d'essai et de simulation semble bonne. Un petit écart de l'ordre de 2.5°C est observable pour une température d'air de 20°C.

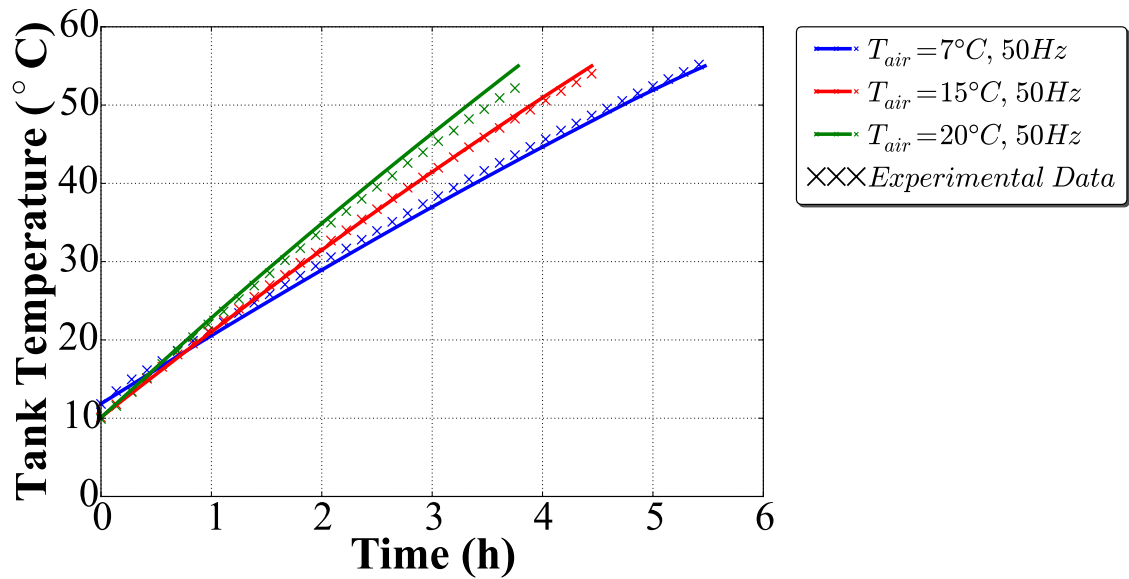


Figure 4. Comparaison expérimentale avec des températures de ballon obtenues par l'équation (2) couplé avec un modèle de ballon. Variant la température d'air (sans dégivrage).

Les principaux écarts observables sur les figures 3 et 4 peuvent tous être expliqués par les simplifications faites avec la présente modélisation :

- Non prise en compte des phases inertielles (démarrage à froid) et dynamiques (pompage du détendeur)
- Erreur du mapping du modèle (erreur absolue de 1.6%, erreur max de 18, voir section 2)
- Extrapolation des performances du 13cc au modèle de 17cc (map de compresseur pas forcément identique au 13cc)
- Gamme de mapping compresseur disponible établie sur la plage suivante :
 - de 40°C de condensation à 60°C de condensation (équivalent à 30°C d'eau jusqu'à 55°C, à pincement non constant)
 - de -10°C à 10°C de température d'évaporation (soit environ -5°C jusqu'à 20°C d'air, à pincement non constant)
 - de 30Hz à 90Hz et extrapolation à 120Hz

4. En fonction de l'état de charge du ballon, impact de la stratification initiale

La question dans cette section est de savoir si le modèle est aussi utilisable pour des chauffeuses avec un ballon initialement stratifié. Ceci est le cas lorsque le ballon n'a pas été complètement vidé avant la relance. Nous réalisons alors plusieurs simulations avec différentes positions de la thermocline (limite entre zone de haute température et basse température dans le ballon) que nous comparons aux données du modèle détaillé.

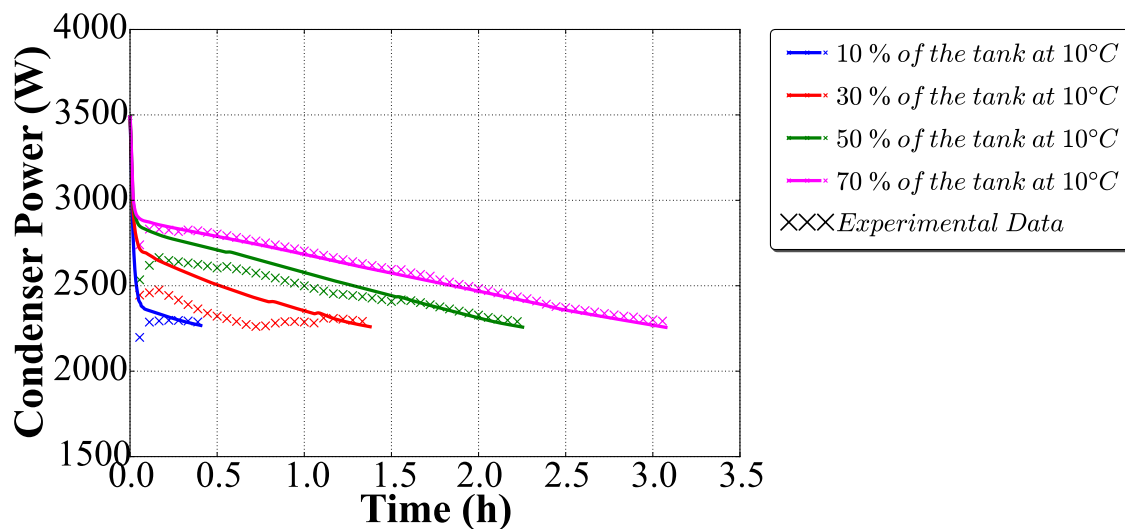


Figure 5. Comparaison entre la puissance condenseur obtenue par l'équation (1) et des données du modèle détaillé TIL variant la position de la thermocline

Etant donné que le modèle est établi pour un seul nœud de température dans le ballon, nous observons un décalage en prévision de puissance lorsqu'il y a une stratification en face du condenseur (période de thermocline basse). Cet écart peut atteindre des valeurs de l'ordre de 5% de la puissance expérimentale (soit au maximum 150W) selon la position de la thermocline. Cependant il est vite résorbé au cours de la chauffe, lorsque les températures s'homogénéisent, la prévision est alors en meilleure adéquation avec les données de simulation. Lorsque la relance est faite avec une thermocline supérieure à la hauteur du condenseur (en violet sur la figure), la prévision semble aussi en bien meilleure adéquation.

5. Pour les phases de dégivrage par inversion de cycle

La formation de givre provoque une augmentation de la résistance thermique de la batterie avec l'air, ce qui en l'absence de dégivrage cause une perte de puissance du système, et une dégradation de la performance. Les phases de dégivrage des CET sont globalement réalisées par inversion de cycle. La méthode la plus basique consiste en un dégivrage horodaté avec une durée d'inversion fixe. L'évaporateur sert alors temporairement de condenseur pour sublimer la glace et le condenseur sert d'évaporateur qui puise l'énergie nécessaire au dégivrage dans le ballon. La température de déclenchement utilisé pour le CET Atlantic odyssee split est de 5 °C d'air mais peut être variable d'un CET à l'autre.

Pour étudier le phénomène de givrage et de dégivrage sur le CET, dans la figure 6, nous réalisons une étude pour une montée de température d'un ballon à 10 °C jusqu'à 55 °C et une température d'air de 0 °C. Nous réalisons une inversion de cycle horodaté toutes les 4800 secondes, d'une durée de 10 minutes, conformément à la documentation du système. Enfin, Nous réalisons la même procédure avec le modèle détaillé TIL, en négligeant la croissance du givre et en la prenant en compte.

D'un point de vue purement phénoménologique, en période de givrage, il est possible d'observer que la température d'évaporation décroît en début de chauffe alors que la température d'air est maintenue constante. Ceci est dû au détendeur qui régule la puissance échangée à l'évaporateur par variation de son ouverture. Lorsque le givre s'accumule, la résistance thermique augmente et le détendeur se ferme ce qui cause une chute de la température d'évaporation. Au bout de 4800 secondes, le cycle s'inverse, et la température dans le ballon en face du condenseur chute, signe que le condenseur puise alors de l'énergie au ballon pour assurer le dégivrage de la batterie.

Au bout de 10 minutes, la chauffe reprend, et à nouveau la température d'évaporation se met à chuter provoqué par une reformation de givre. Ceci semble se répéter jusqu'au 3eme cycle de dégivrage. Après cela la température d'évaporation reste plus constante. Ceci est dû à la température dans le ballon qui est alors plus haute ce qui permet de puiser d'avantage d'énergie pour dégivrer la batterie et retarde sa reformation (Figure 6).

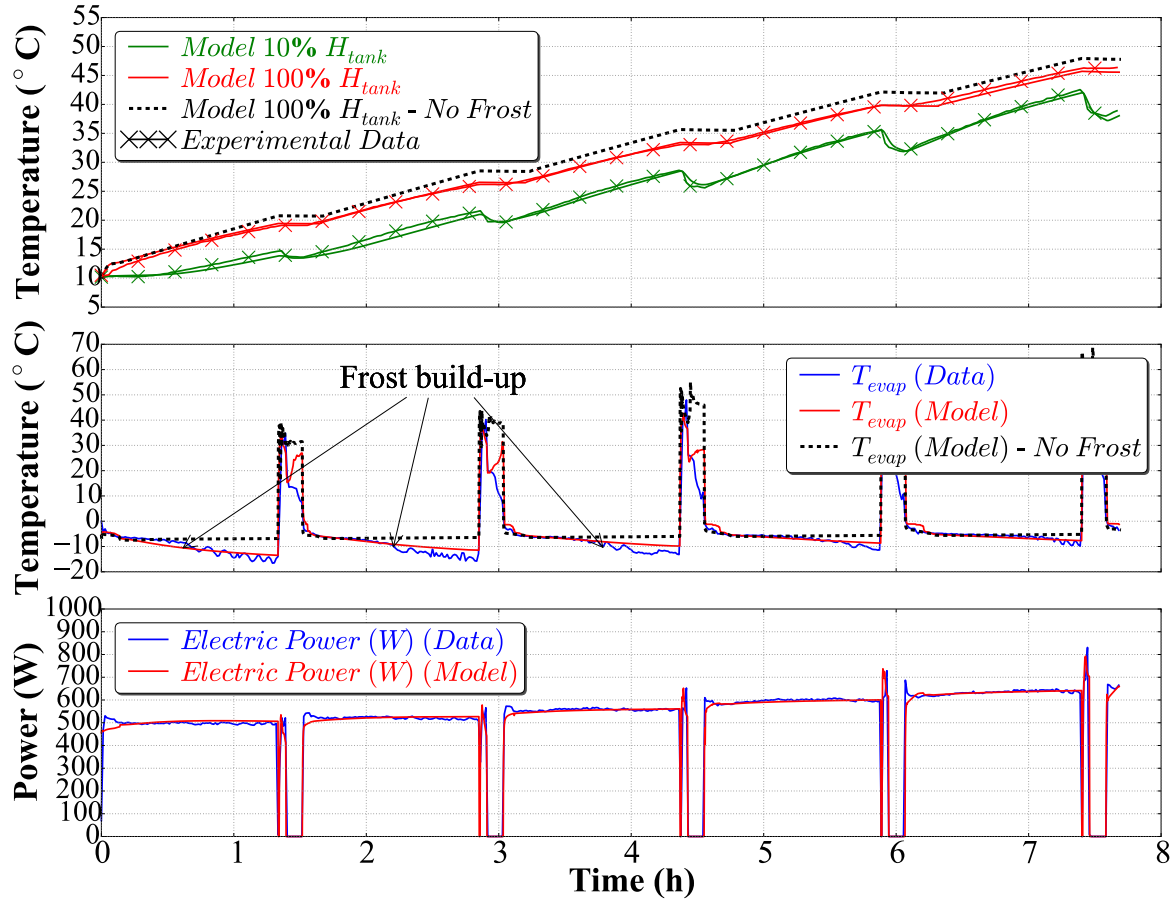


Figure 6. Phase de dégivrage modélisé avec le modèle détaillé et comparé aux données expérimentales pour une température d'air de 0 °C et une humidité relative de 87%.

Si les phases de dégivrage et l'inversion de cycle ne sont pas prises en compte, on observe que le temps de chauffe est largement sous-estimé avec le présent modèle (Figure 7), avec un écart de 2h sur un temps de chauffe global de 10 °C à 55 °C. Ceci est dû à deux phénomènes, tout d'abord la durée intrinsèque du dégivrage et enfin la période nécessaire afin de remonter à la température initiale du ballon avant le dégivrage, dû au refroidissement du ballon provoqué par le dégivrage observable dans la figure 6.

C'est pourquoi, afin de prévoir le temps de chauffe à plus basse température d'air, il faut rajouter ces deux périodes d'arrêt, de la manière suivante :

$$\Delta t_{\text{dégivrage}} = n_{\text{inversion}} (\Delta t_{\text{inversion}} + \Delta t_{\text{reinit}}) + cste \quad (3)$$

Avec $n_{\text{inversion}} = \text{int}(\frac{\text{temps de chauffe prédit sans dégivrage}}{\text{durée du cycle dégivrage}})$, le nombre d'inversions de cycles estimés sur la période de temps de chauffe. Δt_{reinit} , le temps nécessaire pour remonter à la température initiale du ballon Et $cste$ un coefficient de sécurité pour assurer le confort.

En incorporant cette période d'arrêt dans le modèle on peut observer que la prévision pour le temps de chauffe est meilleure (Figure 7).

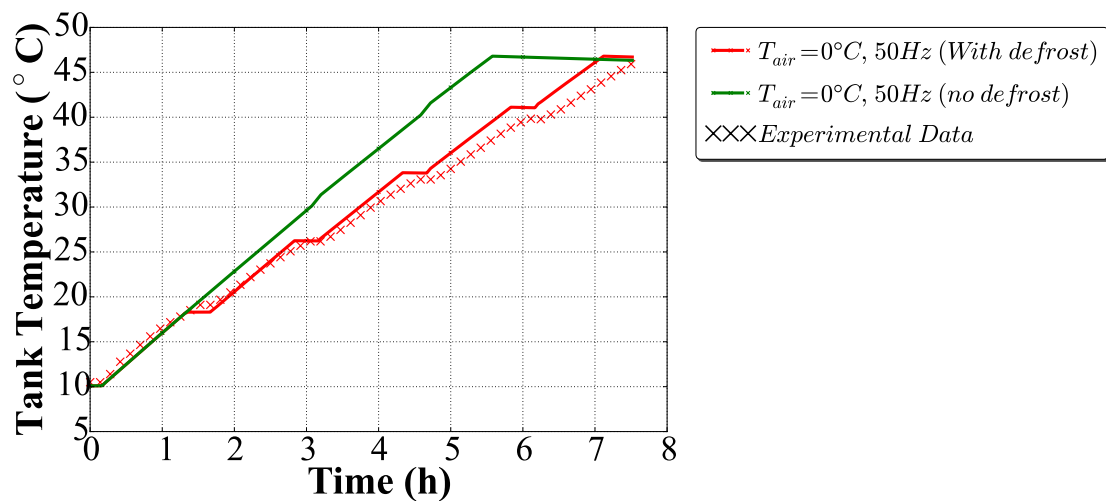


Figure 7. Phase de dégivrage modélisée avec une phase d'arrêt de machine donné par (3), comparé avec une chauffe sans arrêt et des données expérimentales pour une température d'air de $0^{\circ}C$ et une humidité relative de 87%.

L'écart persistant, ici de 25minutes est explicable par la persistance du givre pour certaines conditions d'essai comme observé dans la figure 6 pour le cas ou dans la modèle détaillé la croissance de givre est négligée. Un modèle détaillé (figure 6) permet de prendre ceci en compte de manière plus réaliste. Cependant comme observé dans la figure 6, le givrage, détectable par la chute de température d'évaporation est surtout impactant à basse température de ballon, soit au début de la chauffe. Globalement, par la méthode de pilotage par hystérésis employé la température de ballon est généralement maintenue au-dessus de $40^{\circ}C$. Dans ces cas-là, la croissance de givre semble bien moins significative et sa persistance peut donc être négligée.

6. Pour les phases avec auxiliaire

En période de température d'air froide et de température de ballon haute, l'auxiliaire du CET peut prendre le relais pour compléter la chauffe. Pour l'Atlantic odyssee split, ceci est réalisé pour une température inférieur à $2^{\circ}C$ (donnée trouvable généralement dans la doc du constructeur) et en fonction de la température dans le ballon. Dans un algorithme de prévision il faudra prendre en compte la puissance fixe de cette résistance qui est généralement donnée pas les constructeurs.

7. Conclusion

Dans la présente note, une fonction de calcul de puissance thermique du condenseur est fournie basée sur un modèle détaillé réalisé sous modelica avec la librairie TIL. La fonction permet, si couplée avec un algorithme de prévision, d'estimer le temps de chauffe pour des CET sur air extérieur R134a avec un échangeur manteau. Ceci étant la configuration la plus générique sur le marché, une méthode d'extrapolation est présentée qui permet d'étendre la fonction à tout autre CET de ce type et d'inclure la variation de vitesse du compresseur. Une validation de la méthode est faite avec des données expérimentales et une bonne adéquation est trouvée dans les phases de montée en température, en différentes conditions :

- Variant la température d'air et la vitesse de compresseur, un écart moyen de 3% est obtenu en puissance thermique
- En extrapolant la fonction à une autre cylindrée de compresseur, le temps de chauffe est bien prédit sur la gamme de température testée, écart max en température de ballon de 2.5°C en fin de chauffe pour une chauffe de 10°C à 55°C
- En partant d'un ballon stratifié, un écart maximum de 5% en puissance thermique est obtenu
- En phase de dégivrage, un temps de chauffe supplémentaire est rajouté afin de prendre en compte le décalage induit par l'inversion de cycle, et permet de mieux prédire la durée de montée en température du ballon. Un écart persistant de l'ordre de 25minutes est observable au cours d'une chauffe complète de 10°C à 55°C.

Pour ce qui est des perspectives, il est encore nécessaire de prendre en compte la mise en marche de l'auxiliaire dans le ballon et si besoin de prendre en compte l'impact sur la puissance thermique de la couche de givre.