HAL
open science

Etude et amélioration d'une pompe à chaleur pour véhicule électrique en conditions de givrage

Florent Breque

To cite this version:

Florent Breque. Etude et amélioration d'une pompe à chaleur pour véhicule électrique en conditions de givrage. Energie électrique. Université Paris sciences et lettres, 2017. Français. NNT : 2017PSLEM083 . tel-03081279

HAL Id: tel-03081279

https://pastel.hal.science/tel-03081279v1

Submitted on 18 Dec 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE DE DOCTORAT

de l'Université de recherche Paris Sciences et Lettres
PSL Research University

Préparée à MINES ParisTech

Étude et Amélioration d'une Pompe à Chaleur pour Véhicule Électrique en Conditions de Givrage

Ecole doctorale n°432

SCIENCES DES MÉTIERS DE L'INGÉNIEUR

Spécialité ÉNERGÉTIQUE ET PROCÉDÉS

COMPOSITION DU JURY :

Mme. Laurence FOURNAISON
IRSTEA, Présidente du jury

M. Vincent LEMORT
Université de Liège, Rapporteur

M. Rémi REVELLIN
INSA LYON, Rapporteur

M. Jugurtha BENOUALI
VALEO, Examinateur

M. Assaad ZOUGHAIB
Mines ParisTech, Examinateur

M. Maroun NEMER
Mines ParisTech, Examinateur

Soutenue par Florent BREQUE
Le 24 octobre 2017

Dirigée par **Assaad ZOUGHAIB**
Encadrée par **Maroun NEMER**

Thèse confidentielle jusqu'au 24 octobre 2020

MINES ParisTech | PSL

Remerciements

Bien plus qu'un simple travail technique, une thèse est une expérience de vie à tous les niveaux. Loin d'être un travail solitaire mené dans un coin au fond d'un laboratoire, une thèse est rendue possible par l'implication de nombreuses personnes.

Je souhaite exprimer ma gratitude à Maroun Nemer, directeur du Centre d'Efficacité énergétique des Systèmes (CES), pour m'avoir offert l'opportunité de mener ma thèse de doctorat dans son équipe ainsi que pour son soutien et ses précieux conseils en tant qu'encadrant. Je remercie aussi sincèrement Assaad Zoughaib, mon directeur de thèse, pour toutes nos discussions techniques enrichissantes et ses réponses toujours instructives.

Je tiens à remercier Daniel Neveu, pour la collaboration avec Valéo et tous les échanges que nous avons eus dans le cadre de cette thèse. Par ailleurs, je remercie sincèrement Vincent Lemort et Rémi Revellin de m'avoir fait l'honneur d'être les rapporteurs de mes travaux de thèse ainsi que Laurence Fournaison et Jugurtha Benouali qui ont accepté d'examiner ces derniers.

Cette thèse n'aurait pas été possible sans l'équipe de la Plateforme Technologique, du service administratif et sans les collègues devenus bien plus que cela. Ainsi, je tiens à remercier:

- Franck Fayolle pour m'avoir guidé et appris beaucoup relativement aux dispositifs expérimentaux, Olivier Calmels pour son énorme travail sur les deux bancs d'essai ainsi que sa bonne humeur, Serge Galibourg pour son expertise et son travail impressionnant, Erwan Prima sans qui le montage de la CTA aurait pris beaucoup plus de temps et Rachid Did qui a aussi participé à la réalisation du banc ;
- Rocio Valdez Carranza, Marie-Astrid Krames, Philomène Angelosanto et Joëlle Andrianarijaona, qui ont toujours répondu avec gentillesse et efficacité à mes demandes, ainsi qu'un spécial clin d'œil à Isabelle Focquenoey pour sa longue et ardue relecture du manuscrit ;
- Et finalement, les meilleurs, Afif Tajouri, Egoï Ortego, Elias Zgheib, Jérémie Fricker, Karim Besbes, Luca Di Cairano, Rami Abou Eid, Sahar Salame et Zoheir Hadid, pour ne citer qu'eux, pour tous nos débats scientifiques et nos débats de société enflammés.

Enfin, il me reste un dernier remerciement des plus chaleureux à adresser à ma famille:

- Ma mère qui m'a beaucoup aidé à plusieurs niveaux tout au long de cette période ardue, notamment grâce à sa relecture complète, ainsi que mon frère (de la relecture aussi !), mon père, ma sœur, ma belle-mère et mon beau-père (ah le givre en anglais…) qui m'ont toujours soutenu ;
- Mes filles, Alice tout d'abord, 4 ans, pour m'avoir indirectement poussé à me lancer dans ce projet et Jeanne, 6 mois, qui m'a tenu éveillé des nuits durant me permettant de rédiger une partie du manuscrit… ;
- Et surtout, ma *blonde*, mon amour, Emilie, pour ses heures de relecture de mon excellent anglais, mais surtout pour ses encouragements ainsi que son soutien inestimable (et sa patience, j'imagine…), autant dans les bons que les mauvais moments.

Résumé ETUDE ET AMELIORATION D'UNE PAC POUR VE EN CONDITIONS DE GIVRAGE

Dans le cadre du développement des voitures électriques (VE), la solution de chauffage de l'habitacle par pompe à chaleur (PAC) s'impose graduellement en raison des plus grandes efficacités de ces dernières par rapport aux résistances électriques classiques. Cependant, dans certaines conditions, du givre se forme sur l'évapo-condenseur entraînant une dégradation marquée des performances du système. L'enjeu général de ce travail est donc de développer une PAC pour VE efficace en conditions de givrage afin d'améliorer l'autonomie en hiver. Pour ce faire, un évapo-condenseur résistant au givrage est nécessaire. Afin d'améliorer le design de l'échangeur, un modèle dynamique et pseudo 3D d'échangeur à microcanaux, typique de l'automobile, en conditions de givrage a été développé. Un sous-modèle de croissance de givre à la fois simple et précis a été établi en étudiant les différentes hypothèses de modélisation trouvées dans la littérature. Ensuite, au niveau échangeur de chaleur, la clé réside dans la bonne prédiction des pertes de charge aérauliques. Ainsi, une nouvelle approche a été de considérer les épaisseurs maximales locales de givre et une corrélation intégrant l'impact du givre afin de bien prédire les pertes de charge, la chute du débit d'air, et donc la chute de la puissance thermique de l'échangeur. Le modèle complet d'échangeur de chaleur couplé à un ventilateur a été validé expérimentalement. À partir d'une étude numérique basée sur le modèle, deux concepts innovants ont été établis : *[texte confidentiel]*. Deux prototypes ont été fabriqués, à partir de l'évapo-condenseur de la Renault Zoé, puis testés. Le meilleur des deux échangeurs, celui à *[texte confidentiel]*, a été monté sur véhicule et comparé à l'échangeur de la Zoé. Le prototype a permis d'allonger d'environ 2.5 fois la période de fonctionnement du système. Finalement, un modèle de PAC avec givrage a été réalisé et intégré dans un modèle complet de VE. Pour un VE avec une autonomie d'environ 140 km sans chauffage, il s'avère que le givrage de la PAC dégrade l'autonomie d'environ 15% pour un trajet à 0°C et 90% d'humidité. Grâce à l'utilisation du prototype à *[texte confidentiel]*, cette perte d'autonomie est de 3% seulement.

Mots clés *: croissance de givre, givrage d'évaporateur de pompe à chaleur, autonomie des véhicules électriques, impact du système CVC, besoins thermiques des cabines, échangeur de chaleur à microcanaux.*

Abstract STUDY AND IMPROVEMENT OF A HP FOR EV UNDER FROSTING CONDITIONS

In the electric vehicle (EV) development context, the choice of heat pumps (HP) for cabin heating is becoming more popular due to their high efficiency compared to electric heaters. However, under some operating conditions, frost forms on the HP evapo-condenser causing a dramatic drop in the system performances until the system cannot operate. Hence, this work aims at developing a HP for EV which remains efficient under frosting conditions ultimately, to improve the EV range in the winter. This requires the design of a frost-resistant heat exchanger (HX). First, to improve the HX design, a dynamic and pseudo-3D model under frosting conditions of a typical HX for cars has been developed. A simple and accurate frost growth sub-model has been established by studying the various modeling assumptions found in the literature. Then, at the HX level, the key point has been to predict the air pressure losses, via the consideration of the maximum local frost thicknesses and the development of a correlation considering frost, in order to predict the drop of airflow and therefore the drop of the HX cooling capacity. Then, the model of the HX coupled with the fan has been validated experimentally. Using the model, a numerical study has been conducted and two innovative concepts have been established: *[confidential text]*. Two prototypes were fabricated, using a reference HX taken from the Renault Zoé, and then tested. The best of the two HX, the one with *[confidential text]*, was mounted on a VE and compared to the reference case. The prototype allowed extending the system operation by 2.5 times approximately. Finally, a HP model under frosting conditions was built and integrated into a EV model. It appeared that, for an EV with a range of approximately 140 km without heating, the HP frosting degrades the autonomy by about 15% at 0°C and 90% humidity, which was reduced to 3% via the use of the innovative HX prototype with *[confidential text]*.

Keywords *: frost growth, evaporator frosting, heat pump frosting, electric vehicle range, HVAC impact, cabin thermal needs, microchannel heat exchanger.*

Heating of Electric Car Cabins: the Heat Pump Solution and the Frosting Issue

For internal combustion engine-propelled vehicles, the cabin is heated using the motor's thermal waste. On the contrary, due to insufficient heat waste in electric vehicles (EV), cabin heating is typically done via electric heaters. The latter approach consumes much needed battery energy and dramatically decreases vehicle range. Therefore, a new solution for cabin heating has been developed. It consists in modifying the A/C system already integrated in the car to use it as a heat pump (HP).

For this heat pump mode, the cold surfaces of the outer heat exchanger, which operates as an evaporator, are exposed to moist air. When surface temperatures are below moist air dew point and below 0°C, frost formation occurs. This frost then deteriorates the system performances. Indeed, the accumulation of frost decreases the airflow due to an increased pressure drop (equilibrium with the fan) and increases the thermal resistance between air and the metal. At a certain point, the heat pump is no longer able to operate and back-up electric heaters are turned ON.

Hence, this thesis aims at developing a HP for EV which remains efficient under frosting conditions in order to improve the EV range in the winter. In order to address this issue, a multi-level methodology, integrating a modeling and experimental back-and-forth approach, has been used.

Quantification of the Potential of Heat Pumps

Before going into the details of the frosting, it is useful to quantify the potential gains of HP compared to electric heaters. Hence, a model of a complete EV, including a detailed thermal model of the cabin, has first been developed. Since driving patterns have an impact on vehicle performances, the analysis has been conducted for a set of trips representing French driving patterns.

Figure 1 presents the impact of a system with electric heaters and a HP system. It shows that, **at 0°C, the use of electric heaters decreases by about 50% the EV range whereas the drop is contained around 25% with a HP**. In addition, the HP system is very efficient between 5 to 20°C roughly when dehumidification is required.

This analysis was conducted without considering frosting. Now that the potential of HP without frosting has been quantified, let's tackle the frosting issue.

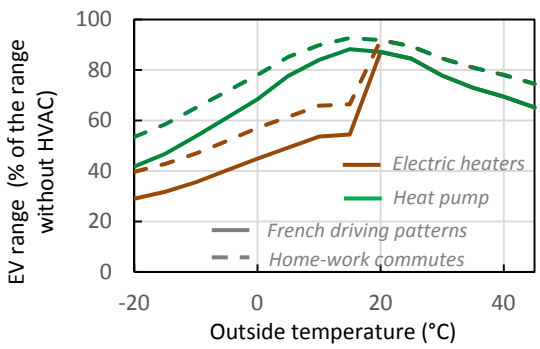


Figure 1 : EV range for different thermal strategies

Frost Growth Modeling: Comparison of the Different Assumptions

In order to address the frosting issue, a model of the heat exchanger under frosting conditions is required. The heart of such a model is the frost growth model, which is based on heat and mass diffusion through the frost assumed as a porous media (Figure 2). A simple but reliable sub-model is required here in order to be integrated in a complex HX model. However, analysis of the literature shows that many different assumptions are used and that their effects are not discussed.

Hence, a sensitivity analysis on the modeling assumptions is conducted. The main different assumptions are used to develop several models, including models found in the literature. Simulation results from the models are compared to each other and to experimental data. Impacts of each assumption are analyzed. It appears that several assumptions have dramatic impacts on the predictions (Figure 3). Frost thicknesses can be tripled from one model to another.

Based on this work, **a simple and accurate (5% nRMSD) frost growth sub-model is established** (Figure 4).

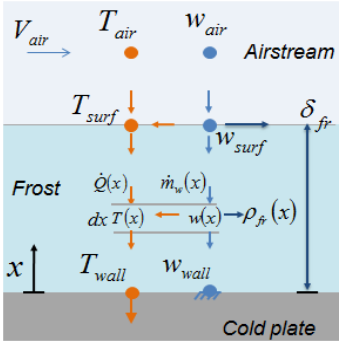


Figure 2: Frost growth diagram

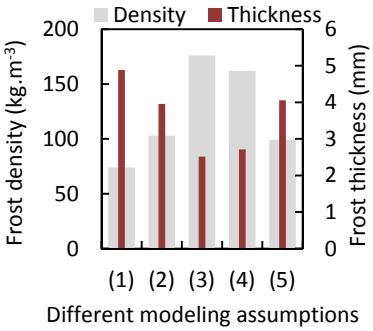


Figure 3: Results for different models

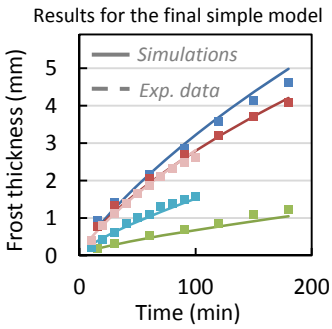


Figure 4: Final predictions

Modeling of a Fan-Supplied Flat-Tube HX Exposed to Non-Uniform Frost Growth

The frost growth sub-model has been used to develop a dynamic model of the outer HX. Unlike round-tube heat exchangers (RTHX) typically used in buildings, outer heat exchangers used in vehicles are microchannel, louvered fins, heat exchangers (MCHX), also referred as flat-tube heat exchangers. Due to louvered fins with very small fin pitches, MCHX, which were not initially designed to operate as evaporators, are particularly sensitive to frosting. In addition, few data exists in the literature with respect to their frosting behavior and models show difficulties in predicting the air pressure losses during frosting.

Predicting air pressure drop is essential to predict real system performances due to the interaction between the HX and its fan and the resulting airflow drop during frosting. To address this issue, the HX model is discretized in 3D in order to predict the non-uniform frost growth (Figure 5). Thanks to that, a novel approach is used. It consists in computing the air pressure losses considering the maximum frost thickness along each air channel. To do so, a test bench was realized and a correlation was developed to take into account frost effects on the friction factor (Figure 6). The correlation describes 91.6% of the data within +/-10%. **The model of the HX with its fan was then validated against experimental data (3.8% nRMSD; Figure 7)** and was able to predict experimental data from the literature.

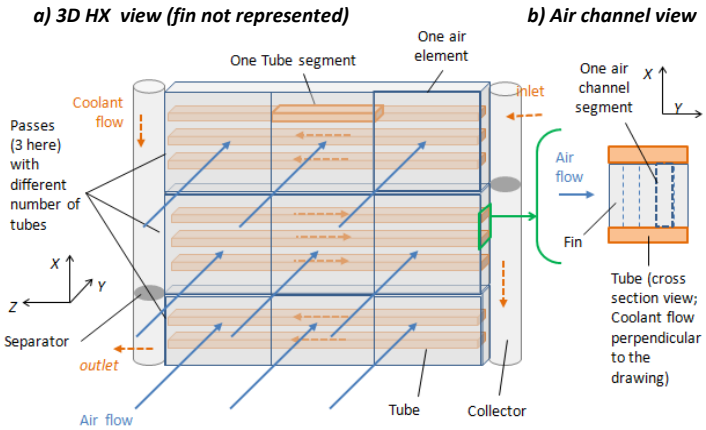


Figure 5: Heat exchanger 3D discretization

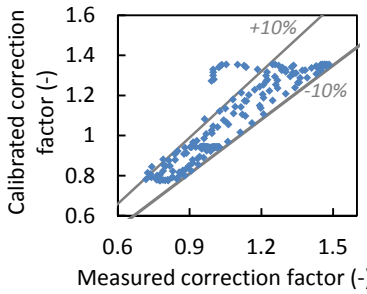


Figure 6: Frost effect on the friction factor

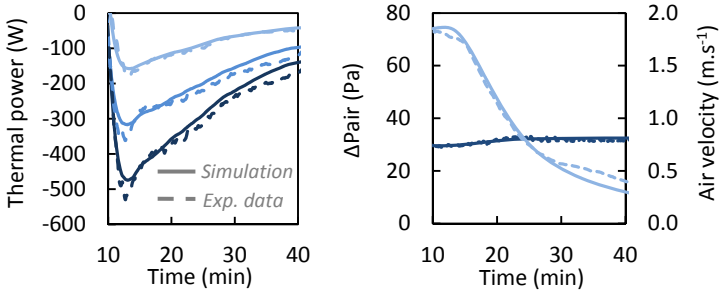


Figure 7: Model validation

Innovative Frosting-Resistant Heat Exchanger Prototype

Thanks to the MCHX model previously developed, a study on the HX design has been conducted. Finally, two innovative concepts have been established: one with *[confidential text]* and the other with *[confidential text]*. Two prototypes were manufactured, using a reference MCHX taken from the Renault Zoé, and then tested and compared to the reference using a test bench developed for the purpose. The first prototype with *[confidential text]* showed encouraging results but internal leakage and inlet refrigerant maldistribution made the HX not operational at this stage. On the other hand, the second prototype, the MCHX with *[confidential text]*, was able to operate two times longer than the reference MCHX (Figure 8). Thus, it was selected and was mounted on a vehicle, a Renault Zoé, and compared to the original MCHX. **The prototype allowed extending the system operation by 2.5 times approximately**.

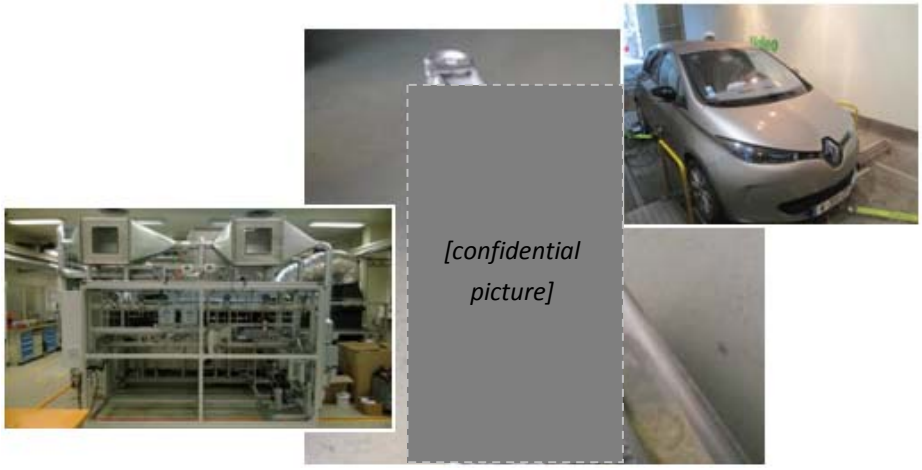


Figure 8 : The prototype with *[confidential text]* tested in an ad hoc test bench and then on a vehicle

Evaluation of the Impact of the HP Frosting on the EV Range and Improvement with the Prototype

Finally, a HP model under frosting conditions was built and integrated into a complete EV model (Figure 9). Here, the key aspect was to develop a simple HP model under frosting conditions. To proceed, a modified *ε-NTU* approach taking into account the frost growth was used to model the evaporator. This model needs to be calibrated either with the pseudo-3D model or via experimental data. In addition to the heat pump, the back-up electric heaters were added in the model.

It appeared that, for an EV with a range of 140 km without heating and for a trip done at 50 km.h^{-1} under 0°C and 90% relative humidity, frosting decreases the EV range by 15%. Thus, frosting has a major impact on the EV range. When using the innovative HX prototype, the EV range drop due to frosting is contained around 3% for this vehicle and this trip. This confirms the interest in the proposed design to improve EV range.

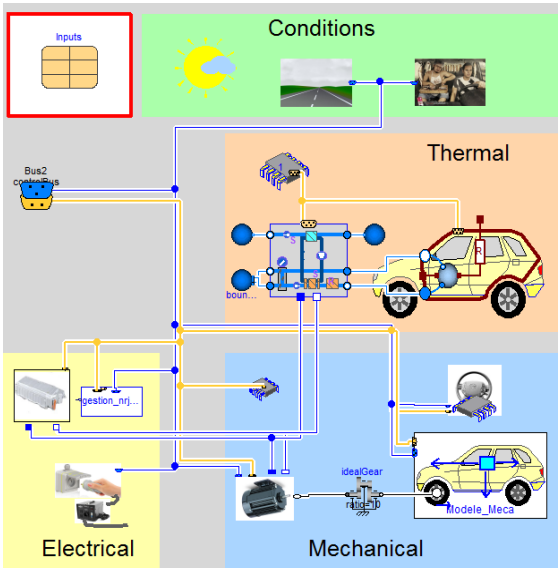


Figure 9: EV model including the HVAC with frosting

Table des matières

Remerciement i
Résumé / Abstract iii
Summary iv
Table des matières vii
Nomenclature ix

Introduction générale : Le givrage des pompes à chaleur de voiture électrique

1 Les voitures électriques en plein essor 2
2 Les pompes à chaleur pour le chauffage des habitacles de voiture électrique 5
3 Le givrage des pompes à chaleur: un frein à l'efficacité 9
4 Les objectifs de cette thèse pour la maîtrise du givrage des pompes à chaleur de voiture électrique 14
5 Une approche multiéchelle alliant expérimental et modélisation 15
6 Le cadre de la thèse 16
Bibliographie 17

Chapitre 1 : Besoins en chauffage d'un VE et gains apportés par une PAC

1 Introduction 22
2 Modélisation thermique de la cabine 24
3 Calcul des besoins 43
4 Modélisation complète d'un véhicule électrique 54
5 Impacts du chauffage sur l'autonomie du véhicule 61
6 Conclusion 68
Bibliographie 71

Chapitre 2 : Modélisation de la croissance de givre sur plaque plane

1 Introduction 74
2 La base des modèles mathématiques 75
3 Les différentes hypothèses de modélisation 79
4 Comparaison entre les différents modèles et les résultats expérimentaux 94
5 Conclusion 110
Bibliographie 112

Chapitre 3 : Modélisation pseudo 3D d'un échangeur de chaleur à microcanaux en condition de givrage

1 Introduction 118
2 Le modèle mathématique 120
3 Le dispositif expérimental 130
4 Résultats 143
5 Conclusion 154
Bibliographie 156

Chapitre 4 : Conception innovante de MCHX

1 Introduction 160
2 Étude de conception innovante 161
3 Description des prototypes et du banc d'essai 175
4 Résultats sur banc d'essai 187
5 Test du prototype sur véhicule 198
6 Conclusion 203
Bibliographie 205

Chapitre 5 : Evaluation de l'impact du givre sur l'autonomie d'un véhicule électrique

1 Introduction 208
2 Modélisation simplifiée d'un échangeur de chaleur 209
3 Modélisation de la pompe à chaleur et intégration au véhicule complet 221
4 Évaluation de l'impact du givrage 228
5 Conclusion 238
Bibliographie 240

Conclusion générale

Annexes

Annexe 1 : L'environnement de modélisation et simulation: Dymola 248
Annexe 2 : Solutions de pré-conditionnement et de stockage thermique embarqué 251
Annexe 3 : Liste des publications associées à la présente thèse 257
Annexe 4 : Rapports de soutenance et du mémoire 259

Nomenclature

Symbole	***Description [unité]*** (Lorsque plusieurs définitions sont données, l'indice et le contexte permettent d'identifier celle applicable)
A	Surface [m^2]
AU	Coefficient d'échange global [W. K^{-1}]
$\dot{C}$	Débit de capacité thermique [$J.K^{-1}.s^{-1}$]
C_p	Capacité thermique à pression constante [J. K^{-1}]
c_p	Capacité thermique massique à pression constante [$J.K^{-1}.kg^{-1}$]
D	Coefficient de diffusion massique [$m^2.s^{-1}$] ; Diamètre [m]
D_{a-b}	Coefficient de diffusion massique de l'espèce *a* dans *b* [$m^2.s^{-1}$]
D_h	Diamètre hydraulique [m] ; Flux solaire diffus horizontal [$W.m^{-2}$]
F	Force [N], Facteur de forme [-]
f	Facteur de friction [-]
g	Accélération standard de la gravité [$m.s^{-2}$]
H	Enthalpie [J]
HR	Humidité relative [-]
h	Enthalpie massique [$J.kg^{-1}$] ; Hauteur [m]
h_{conv}	Coefficient de convection thermique [$W.K^{-1}.m^{-2}$]
h_{mass}	Coefficient de convection massique [$kg.s^{-1}.m^{-2}$]
i	Courant [A]
I_s	Irradiation solaire directe [$W.m^{-2}$]
j	Facteur de Colburn [-]
k	Conductivité thermique [$W.K^{-1}.m^{-1}$]
L	Longueur [m]
Le	Nombre de Lewis [-]
L_{lv}	Chaleur latente de vaporisation [$J.kg^{-1}$]
L_{sv}	Chaleur latente de sublimation [$J.kg^{-1}$]
m	Masse [kg]
$\dot{m}$	Débit [$kg.s^{-1}$]
$\dot{m}_{\rho_{fr}}$	Débit de vapeur d'eau à la surface du givre et diffusant dans la couche de givre [$kg.s^{-1}$]
$\dot{m}_{\delta_{fr}}$	Débit de vapeur d'eau se déposant sur la surface de givre [$kg.s^{-1}$]
n_i	Nombre de l'élément *i* [-]
Nu	Nombre de Nusselt [-]
NTU	Nombre d'unité thermique [-]
op	Ouverture entre 0 et 1 [-]
P	Puissance [W] ; Périmètre [m]
p	Pression [Pa]
Pr	Nombre de Prandtl [-]

Q	Transfert de chaleur [J]
$\dot{Q}$	Puissance thermique [W]
R	Résistance thermique [K.W^{-1}]; Résistance électrique [Ω]
Ra	Nombre de Rayleigh [-]
Re	Nombre de Reynolds [-]
s	Entropie [J.K^{-1}.kg^{-1}]
$\vec{s}$	Vecteur solaire [-]
Sc	Nombre de Schmidt [-]
SSD	Degré de supersaturation
T	Température [K]
t	Temps [s] Epaisseur [m]
u	Energie interne massique [J.kg^{-1}]
V	Volume [m^3] ; Vitesse [m.s^{-1}] ; Tension [V]
v	Volume spécifique [m^3.kg^{-1}]
w	Humidité absolue (kg_water / kg_dry_air) [kg.kg^{-1}]
x_i	Titre de l'espèce *i* dans un mélange *m* (kg_*i* / kg_*m*) [kg.kg^{-1}]
x, y, z	Coordonnées cartésiennes [m]

Lettres Grecques

α	Absorptivité [-], Angle des persiennes [rad], Diffusivité thermique [m^2.s^{-1}]
α_{cst}	Coefficient d'absorption de la vapeur d'eau [s^{-1}]
α_w	Taux d'absorption massique de la vapeur d'eau par unité de volume de givre [kg.s^{-1}.m^{-3}]
Γ	Facteur de correction du facteur de friction coté air pour prise en compte du givrage [-]
φ	Humidité relative [-] ; Angle entre la projection de la normale au sol et le nord [rad]
δ	Epaisseur [m]
ε	Porosité [-], Emissivité [-], Efficacité [-]
η	Rendement [-]
μ	Viscosité dynamique [Pa.s] ; Facteur de résistance à la diffusion [-]
θ	Angle [rad]
$\dot{\theta}$	Vitesse de rotation [rad.s^{-1}]
ρ	Densité [kg.m^{-3}]
σ	Constante de Stefan [-]
τ	Tortuosité [-] ; Recirculation [-] ; Transmissivité [-]

Indices ou puissances

0	Relatif à la surface totale d'échange thermique côté air
1ph	Monophasique
2ph	Diphasique
AC	Air-conditionné
abs	Absorbé
act	Actuel
air	Relatif à l'air humide
avg	Valeur moyenne (entre entrée et sortie des segments si non précisé par ailleurs)
blown	Soufflage
bubble	Saturation liquide
c	Section de passage
cab	Cabine
car	Voiture
comp	Compresseur
cond	Condenseur, Conduction
conv	Convection
cst	Variable constante
dew	Saturation vapeur
dry air	Relatif à l'air sec
eff	Valeur effective de la couche de givre poreuse
elec	Electrique
env	Environnement
evap	Evaporateur
exp	Détendeur
ext	Extérieur
fan	Ventilateur
fin	Ailettes
fluid	Fluide interne
fr	Givre
fresh	Frais
front	Relatif à la section frontale
H	Chauffage
IR	Infrarouge
In	Au niveau, ou à travers, de l'entrée ; Côté interne
HVAC	Chauffage, ventilation, air-conditionné (*Heating, ventilation and air-conditioning*)
HX	Echangeur de chaleur
ini	Initial
int	Interne
is	Isentropique
L	Relatif à la longueur *L*
lat	Latent
liq	Liquide
mass	Masse
max	Maximal(e)
meas	Mesuré
mech	Mécanique

mid	Milieux
min	Minimal(e)
mix	Mélangé
out	Au niveau, ou à travers, de la sortie ; Côté externe
pass	Passagers
r	Ratio
rad	Radiation ; radiateur
recirc	Recirculation
ref	Réfrigérant
relec	Résistances électriques
return	Retour
sat	Saturation
seg	Segment de discrétisation
sens	Sensible
set	Relatif à une valeur à consigne
sol	Solaire
sto	Stockage
surf	Au niveau, ou à travers, de la surface de givre
targ	Valeur cible
tot	Total
trans	Transmise
vap	Vapeur
vol	Relatif au volume, volumétrique
w	Relatif à l'eau
wall	Au niveau, ou à travers, de la paroi

Opérateurs

$\dot{x}$ dx/dt	Dérivée temporelle de la variable *x*
$\ddot{x}$ d^2x/dt^2	Dérivée temporelle seconde de la variable *x*
x*	Variable *x* adimensionnée (définition exacte selon la variable donnée dans texte)

Conventions

X	Variable extensive
x	Variable intensive
$X_{y,z}$ *or* X_y^z	Variable *X* relatif à *y* et *z* (optionnels). Habituellement, *y* correspond à un élément (couche de givre, paroi, air…) et *z* à un emplacement (entrée, sortie…)

Abréviations

AC	Air-conditionné
BP	Basse pression (evaporation)
CTA	Centrale de traitement d'air
COP	Coefficient de performance
HP	Haute pression (condensation)
HVAC	*Heating, Ventilation and Air-Conditionning*
IR	Infrarouge
PAC	Pompe à chaleur
PID	Contrôleur proportionnel, intégrateur, dérivateur
VE	Voiture électrique
MCHX	*Microchannel heat exchanger*
nRMS	*Normalized root mean square*
RTHX	*Round tube heat exchanger*

Introduction générale

Le givrage des pompes à chaleur de voiture électrique

Table des matières

1 Les voitures électriques en plein essor 2

2 Les pompes à chaleur pour le chauffage des habitacles de voiture électrique 5

3 Le givrage des pompes à chaleur: un frein à l'efficacité 9

4 Les objectifs de cette thèse pour la maîtrise du givrage des pompes à chaleur de voiture électrique ... 14

5 Une approche multiéchelle alliant travail expérimental et modélisation 15

6 Le cadre de la thèse 16

Bibliographie 17

1 Les voitures électriques en plein essor

En ce début de 21e siècle s'ouvre une redéfinition complète de la mobilité : la raréfaction des ressources pétrolières, le réchauffement climatique nécessitant la réduction des gaz à effet de serre, la congestion des centres urbains ainsi que la pollution atmosphérique sont autant de phénomènes incitant à repenser nos modes de déplacement, et en particulier le système automobile. Dans ce contexte, les voitures électriques (VE) sont souvent évoquées comme faisant partie des solutions à mettre en œuvre.

L'utilisation des voitures électriques n'est pas une idée récente. L'histoire du véhicule électrique a débuté vers la fin du 19e siècle lors de la première révolution de la mobilité qui a consisté à passer de la traction hippomobile à la traction motorisée. À cette époque, les idées pour faire avancer mécaniquement un véhicule foisonnent. Profitant du développement des machines à vapeur, les premiers véhicules routiers étaient des véhicules à vapeur, comme l'Obéissante d'Amédée Bollée en 1875. Les voitures électriques faisaient aussi partie des pistes testées par les inventeurs-ingénieurs de l'époque. Par exemple, le premier véhicule routier à dépasser les 100 $km.h^{-1}$ fut le véhicule électrique « La Jamais Contente » en 1899 (voir Figure 1). En 1900, sur les 4200 voitures existantes aux États-Unis, 40% étaient à vapeur, 38% électriques et 22 % à essence (Fréry, 2000).

Nous connaissons tous la suite : les véhicules à essence se sont très largement imposés en raison de la grande capacité énergétique de l'essence et du développement de champs pétroliers. Par conséquent, les véhicules électriques ont disparu de l'application des voitures particulières.

Figure 1: "La Jamais Contente", voiture électrique, 1er véhicule routier à dépasser les 100 km/h (Wikipedia, 2016)

Sur la fin du 20e siècle, suite à une prise de conscience des limitations en ressources pétrolières et des problèmes environnementaux, le succès de la voiture électrique a été anticipé à de nombreuses reprises, mais… avec peu de succès comme l'indique la Figure 2.

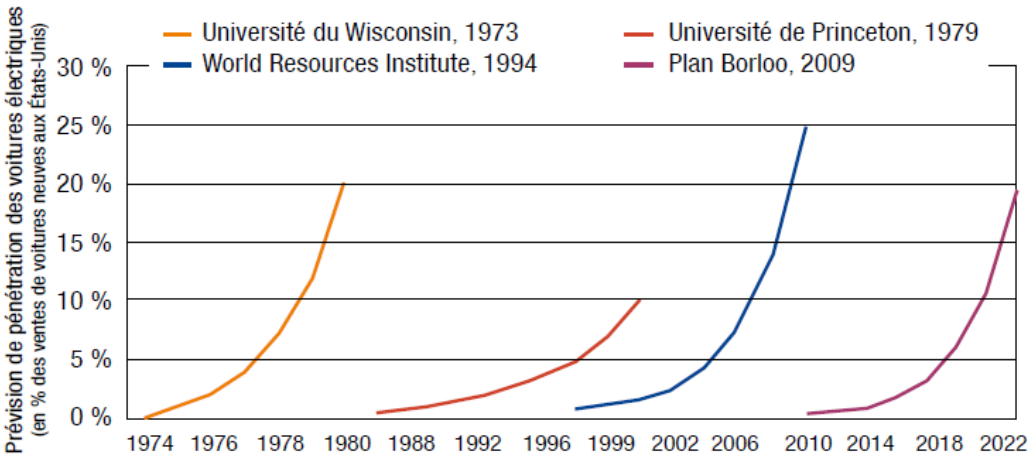


Figure 2: Comparaison des prévisions d'émergence de la voiture électrique (Syrota, 2011)

Aujourd'hui, nous sommes dans une nouvelle période de fortes attentes concernant les voitures électriques avec, selon certains, de bonnes perspectives de croissance. Mais est-ce encore une nouvelle prévision erronée ? Le contexte actuel semble toutefois avoir positivement évolué.

D'une part, la prise de conscience du problème climatique est bien plus poussée qu'auparavant. Les cinq rapports d'évaluation (1990, 1995, 2001, 2007 et 2014) du GIEC, le Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, ont diffusé auprès du grand public, notamment le dernier établissant clairement la responsabilité de l'humanité face au réchauffement climatique (GIEC, 2014). Représentant plus du quart des sources d'émission liées à l'énergie, la part du transport dans les émissions de gaz à effet de serre est claire pour l'ensemble de la population (Figure 3). En France, l'impact du transport sur l'atmosphère est en outre rendu de plus en plus tangible pour la population de par les pics de pollution qui se succèdent et les autorités qui pointent du doigt les automobiles à travers les mesures d'urgence prises telles que la circulation alternée à Paris (Arandel, 2016).

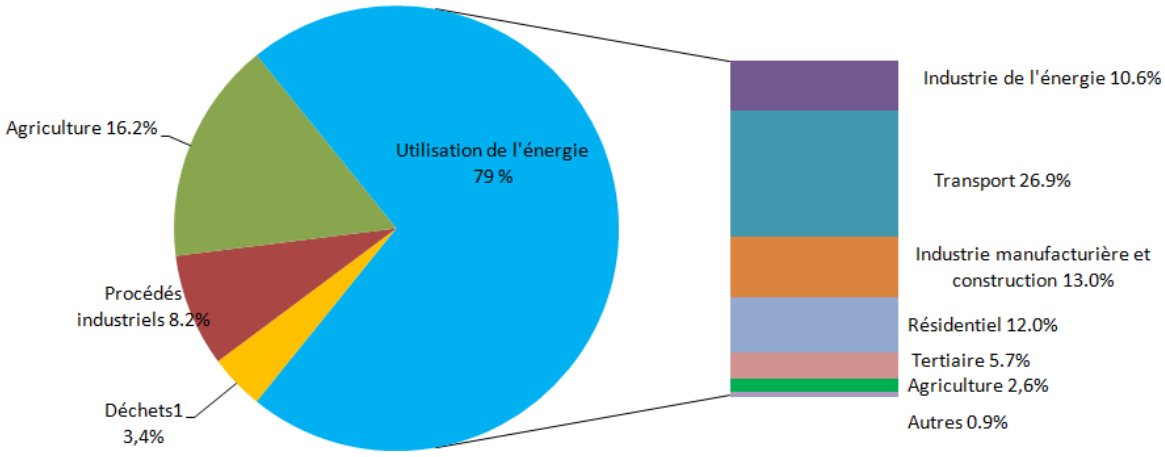


Figure 3: Répartition par source des émissions de gaz à effet de serre en France en 2013 (Commissariat Général au Développement Durable, 2015)

Ces prises de conscience semblent avoir donné un élan réel au monde politique vers la mobilité « propre ». Le Grenelle de l'environnement de 2007, ayant pour objectif de prendre des décisions à long terme en matière d'environnement et de développement durable, à l'initiative du Président de la République Nicolas Sarkozy et conduit par le Ministre de l'Écologie Jean-Louis Borloo, a été suivi de la loi relative à la transition énergétique pour la croissance verte (LTECV) en 2015, portée par Ségolène Royal et sous le mandat de François Hollande. Ce socle politique comporte notamment des signaux forts envers les véhicules électriques considérés comme faisant partie de la solution. Le dispositif réglementaire incite au développement des véhicules propres par un certain nombre de mesures, comme l'obligation pure et simple pour certains acteurs publiques de développer leur flotte de VE, ou des mesures fiscales avantageuses. Spécifiquement pour les voitures électriques, le développement d'infrastructures de recharge est favorisé et un bonus de 6000 euros pour l'achat de voiture électrique est octroyé.

Parallèlement à ces avancées au niveau politique, les constructeurs automobiles ont réellement développé une offre électrique. Deux initiatives ont marqué cet effort. Tout d'abord, Renault cherchant à se positionner comme le premier constructeur généraliste propose des voitures électriques (voir Figure 4) accessibles au plus grand nombre (Renault, 2012a). Ensuite, à l'autre bout du spectre, Tesla s'est lancé dans la production de voitures électriques hautes performances pour le segment des véhicules de luxe, par exemple avec son Model S (Figure 5). Persuadé de l'avenir des voitures électriques, Tesla a pour stratégie de s'attaquer au marché du luxe et des sportives afin de dynamiser le développement technologique, casser les codes automobiles classiques, et prouver au grand public les possibilités de ces véhicules pour, à terme, redescendre de niveau et produire des automobiles grand public.

Figure 4: Gamme de voitures électriques de Renault en 2012 (Renault, 2012a)

Figure 5: La Tesla S

Le contexte actuel est donc bien tourné vers le développement des voitures électriques. Un autre indicateur est l'augmentation des immatriculations de voitures particulières électriques. Bien que restant modeste par rapport au niveau national s'établissant au-dessus du million de véhicules, ce métrique croit régulièrement en France et confirme cette perspective de fort développement du VE (Figure 6).

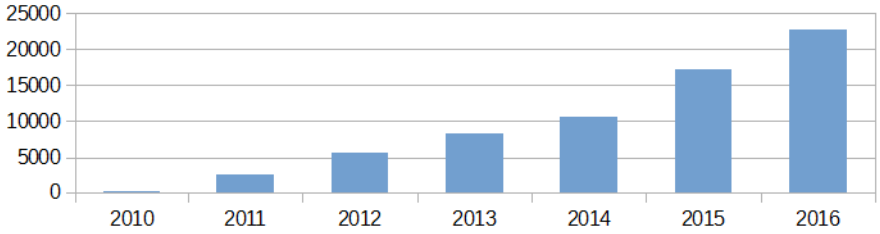


Figure 6: Évolution des immatriculations de voitures particulières électriques en France (Ministère de l'Environnement de l'Énergie et de la Mer, 2016)

2 Les pompes à chaleur pour le chauffage des habitacles de voiture électrique

Le chauffage est une fonction indispensable pour le confort ainsi que pour le désembuage et dégivrage du pare-brise. La climatisation, bien que fonction moins essentielle, s'est répandue de telle sorte qu'il est indispensable de nos jours pour les constructeurs de la proposer sur chacun de leurs véhicules. Ainsi, tout comme pour les voitures conventionnelles, à essence ou à diesel, une voiture électrique doit comporter un système de chauffage et de climatisation.

Le système typique de chauffage et de climatisation d'une voiture conventionnelle, généralement appelé « système HVAC » pour « *Heating, Ventilation and Air-Conditionning* » (terminologie que l'on emploiera tout au long de cette thèse), est décrit par la Figure 7. Ce système se décompose en 3 parties. La première est constituée d'un ventilateur, d'un échangeur de chaleur froid (en bleu sur la figure), d'un échangeur de chaleur chaud (en rouge) et d'un module de contrôle. Elle est communément nommée « module HVAC » (terminologie que l'on utilisera tout au long de cette thèse). On le distinguera donc du « système HVAC » qui est plus large car incluant des circuits de fluide connexes. Ce module est dit « HVAC » car c'est précisément lui qui chauffe ou refroidit l'air pulsé dans la cabine. Le deuxième élément du système HVAC se compose d'un circuit caloporteur chaud. Il permet d'alimenter en caloporteur l'échangeur chaud appelé ici radiateur. Ce circuit n'est autre qu'une dérivation du circuit de l'eau de refroidissement du moteur thermique. Ainsi, c'est la dissipation thermique du moteur thermique qui est utilisée pour chauffer l'habitacle. Enfin, la troisième partie du système HVAC est la boucle de climatisation qui alimente l'échangeur froid du module HVAC en réfrigérant. L'échangeur froid est ici l'évaporateur d'un cycle à compression de vapeur.

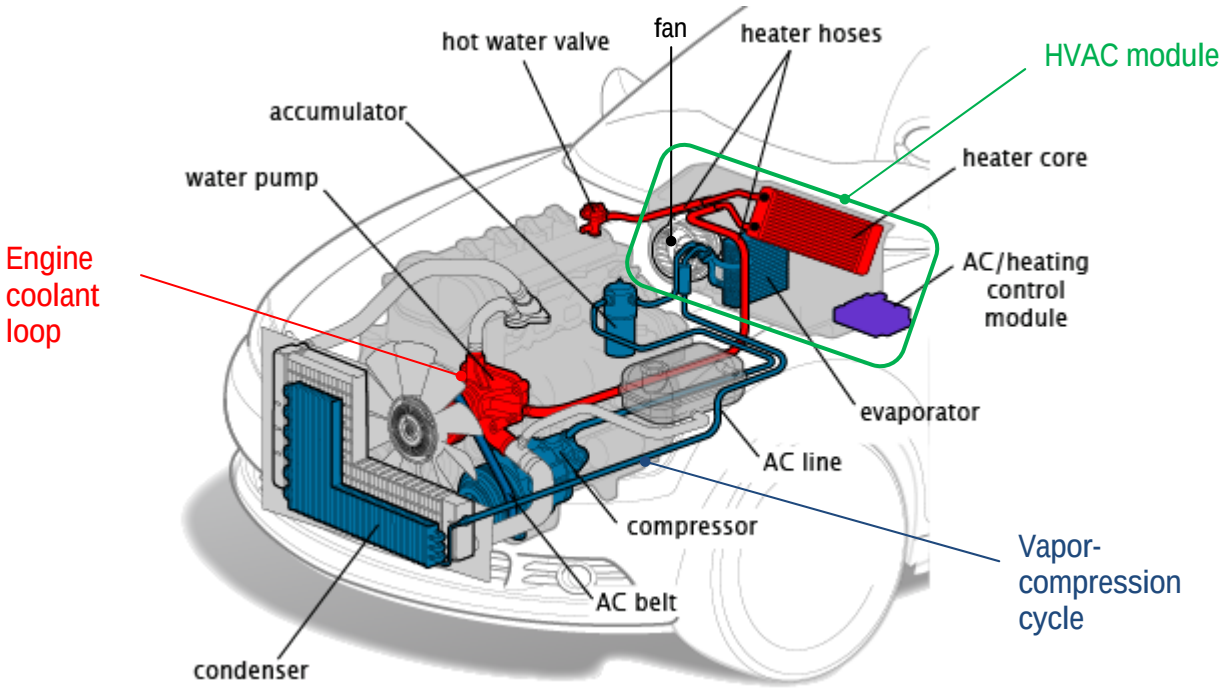


Figure 7 : Système HVAC d'une voiture conventionnelle (RepairPal, 2017)

Dans le cadre d'un véhicule électrique, le contexte est différent. En effet, il n'y a plus de moteur thermique et donc de dissipations thermiques importantes. Avec les moteurs électriques, il n'est donc plus possible de chauffer l'habitacle grâce aux pertes moteur. Une autre méthode de chauffage doit être employée.

Les deux principales méthodes initialement développées consistent à utiliser un brûleur embarqué ou des résistances électriques (ANFA, 1997; Archer et al., 2012; Qi, 2014). Pour la solution par brûleur, plusieurs architectures existent. Il est possible d'utiliser un circuit d'eau avec une pompe et une chaudière, et de connecter ce circuit à un échangeur de chaleur dans le module HVAC. Une autre approche réside en un réchauffement direct de l'air qui circule autour de la chambre de combustion. En termes d'exemples, au début des années 2000, Renault proposait en option sur le Kangoo électrique un chauffage à essence (Chauvet, 2002). Plus récemment, la Volvo C30 de 2010 brûlait de l'éthanol pour assurer la fonction de chauffage (Blanco, 2010). L'approche par brûleur possède deux avantages. D'une part, il n'y a pas d'impact du système HVAC sur l'autonomie du véhicule, d'autre part, il n'y a pas de limitation en termes de puissance de chauffe. Cependant, cette méthode nécessite de « faire le plein » de carburant en plus de charger le véhicule, et surtout, elle est émettrice de CO_2. Ce dernier point est critique. En effet, les véhicules électriques sont intéressants en tant que véhicules « zéro émission » durant le trajet, ce qui est un point majeur pour la qualité d'air des villes, mais est incompatible avec le fait de brûler du carburant. En effet, c'est précisément ce que l'on cherche à éviter en passant du véhicule conventionnel au véhicule électrique. Cette approche avec brûleur est plutôt délaissée de nos jours. L'approche de chauffage utilisée est donc vite devenue celle du chauffage électrique via des éléments résistifs à coefficient de température positif (CTP). Les modèles Nissan Leafs d'avant 2013, ou encore la Tesla Model S utilisent ce type de composants (Bower, 2016; Randall, 2006). Le chauffage électrique est très simple et particulièrement facile à mettre en œuvre. Cependant, il présente l'énorme désavantage de prélever de l'énergie électrique à la batterie et, par conséquence, de diminuer l'autonomie du véhicule en hiver.

Pour répondre à ce problème d'autonomie, une troisième solution a été proposée et s'impose peu à peu: la pompe à chaleur. L'idée est ici de modifier légèrement le système de climatisation afin de le rendre inversable et ainsi pouvoir l'utiliser en mode chauffage (Qi, 2014). Ceci permet d'utiliser le même système pour le chauffage et la climatisation et surtout, permet des performances énergétiques bien supérieures comparativement à celle des résistances électriques.

Bien que les pompes à chaleur pour véhicules électriques soient devenues populaires de nos jours, elles sont en fait plus anciennes. Dès le début des années 90, General Motors a commencé à travailler sur le sujet de manière assez confidentielle et sortit le modèle EV1 en 1996 qui incorporait une pompe à chaleur (Wikipedia, 2017). Les premières publications scientifiques importantes sur le sujet sont apparues la même décennie. Pommé (1997) ainsi que Suzuki et Ishii (1996) proposèrent deux architectures de pompe à chaleur pour véhicule électrique et les testèrent sur banc d'essai. Après une légère pause, c'est surtout depuis les années 2010 que les publications ont repris sur le sujet avec de nouvelles évaluations de performances ou des propositions d'améliorations (Ahn et al., 2016; Lemort et al., 2012; Zhang et al., 2017). C'est aussi à cette période que la solution "pompe à chaleur" a été déployée de manière plus large et industrielle, sous l'impulsion de Renault avec la Zoé (Renault, 2012b) et sa pompe à chaleur représentée dans la Figure 8, suivi par d'autres constructeurs comme BMW avec l'i3 (BMW, 2017). Cette approche est également utilisée pour l'hybride rechargeable Toyota Prius 4 de 2016 (Wong, 2016).

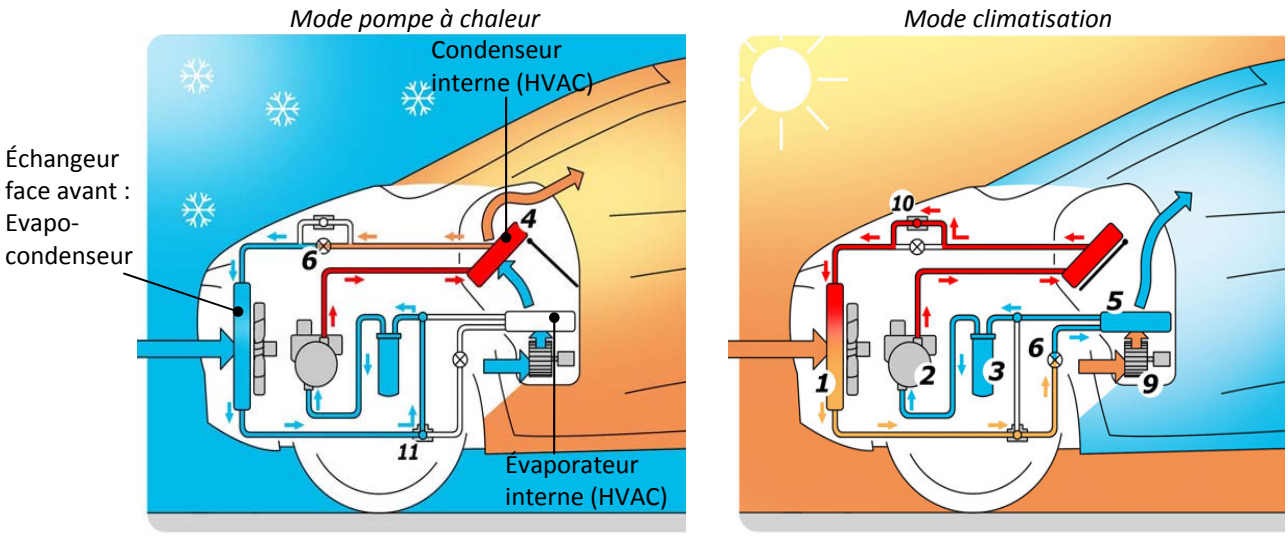


Figure 8: Pompe à chaleur de la Renault Zoé 2012 (Larkum, 2013)

Au-delà du développement spécifique des pompes à chaleur en remplacement des résistances électriques classiques, c'est l'ensemble du design thermique de l'habitacle qui est essentiel pour un véhicule électrique. Les solutions d'amélioration sont plus larges que la simple utilisation d'une pompe à chaleur. Après analyse, 3 axes d'améliorations peuvent être mis en évidence (Figure 9). Tout d'abord, les besoins thermiques de la cabine peuvent être réduits par l'isolation conductive et radiative de la cabine, par des méthodes intelligentes de gestion du renouvellement d'air ou par des approches de confort thermique local. Ensuite, il est possible d'améliorer l'efficacité de la production du chaud. On s'oriente alors vers la solution de la pompe à chaleur associée à des solutions d'optimisation du cycle à compression de vapeur permettant d'améliorer les performances de la climatisation. Juxtaposées aux cycles de compression de vapeur, de « nouvelles » méthodes font leur apparition dans les laboratoires (elles sont en fait connues depuis

longtemps, mais remises au goût du jour, poussées par le contexte actuel d'innovation technologique dans le domaine énergétique). On parle ici des approches par systèmes magnétocaloriques, systèmes Peltier ou encore systèmes thermoacoustiques. Finalement, le troisième axe très actif est celui de la gestion des flux thermiques : récupération d'énergie de la batterie et de l'électronique en particulier, préconditionnement thermique de la cabine ou encore stockage thermique embarqué. Poussant encore ces idées, le concept de système thermique intégré est alors imaginé. L'idée est ici non plus de considérer séparément le système de contrôle thermique de l'habitacle de celui de la batterie ou de l'électronique, mais plutôt d'intégrer tous ces systèmes dans un système unique afin de profiter de la synergie entre les différents composants et d'ouvrir des degrés de contrôle et donc d'optimisation de l'ensemble. Un exemple probant de cette approche intégrée est donné dans le brevet de Renault (Olivier et al., 2011).

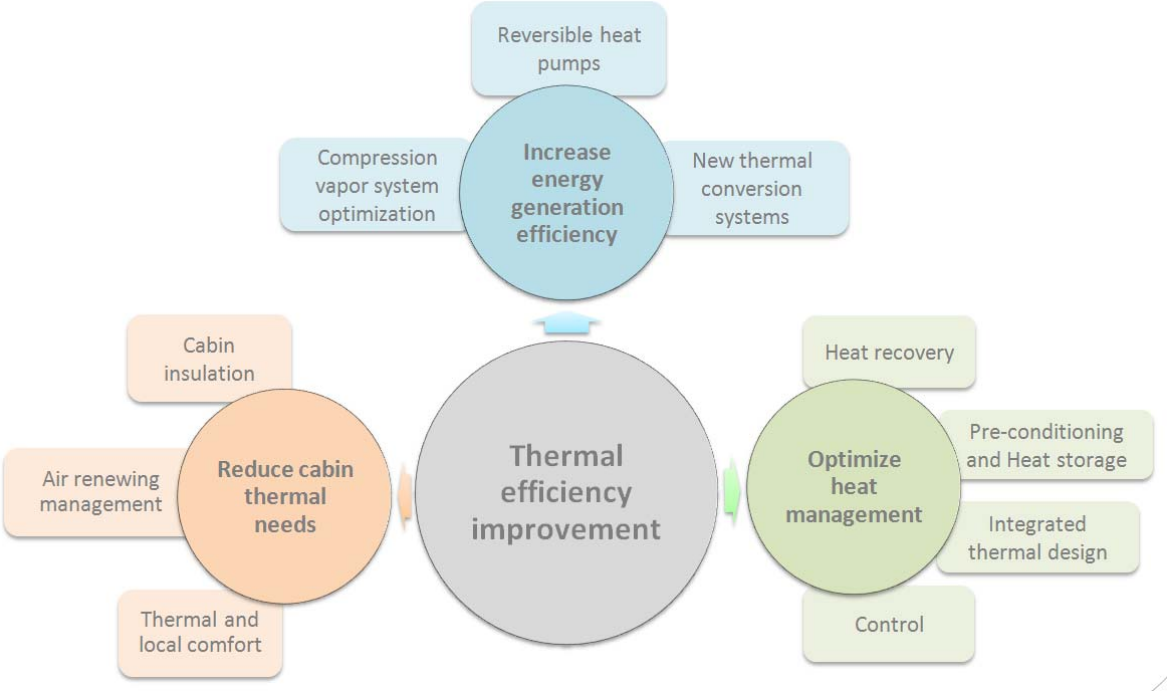


Figure 9: Différentes voies d'amélioration du design thermique cabine

Afin de pouvoir situer la solution de la pompe à chaleur dans un contexte plus large, il était intéressant de prendre du recul sur les différentes solutions d'amélioration de la gestion d'ambiance thermique du véhicule. À ce stade, nous pouvons indiquer que les travaux de cette thèse vont se concentrer spécifiquement sur les pompes à chaleur, sans considération croisée avec ces autres solutions (comme la récupération des dissipations de la batterie). Effectivement, la pompe à chaleur est une solution très intéressante qui comporte cependant une faiblesse : son givrage. Cette faiblesse mérite d'être traitée spécifiquement au niveau de la pompe à chaleur dans un premier temps de par la complexité mise en œuvre...

3 Le givrage des pompes à chaleur: un frein à l'efficacité

Avant d'être développées pour le cas de l'automobile, les pompes à chaleur (PAC) ont été utilisées dans le domaine du bâtiment. Tout comme une PAC classique du résidentiel, une PAC de véhicule électrique pompe des calories à l'air extérieur via un évaporateur. Un évaporateur classique du résidentiel est schématisé dans la Figure 11. C'est un échangeur de type tubes-ailettes avec des tubes ronds et des ailettes planes. Le réfrigérant froid circule dans les tubes. L'air extérieur, froid également puisqu'on est en hiver, mais plus chaud que le réfrigérant, s'écoule entre les ailettes, lesquelles, par conduction, se trouvent à une température proche de celle des tubes. Quand l'air est humide, le transfert thermique entre l'air et la surface des ailettes est associé à de la condensation de la vapeur d'eau. Si la température des ailettes est sous 0°C, l'eau formée gèle et du givre se développe sur l'échangeur. La Figure 11 est un exemple d'un évaporateur d'une pompe à chaleur de bâtiment en cours de givrage. Ce givre dégrade progressivement les performances de la pompe à chaleur jusqu'au moment où cette dernière ne peut plus fonctionner. Dans le contexte du résidentiel, on effectue alors un cycle de dégivrage, qui coûte en énergie, avant de pouvoir revenir en mode chauffage et ainsi relancer un nouveau cycle de givrage.

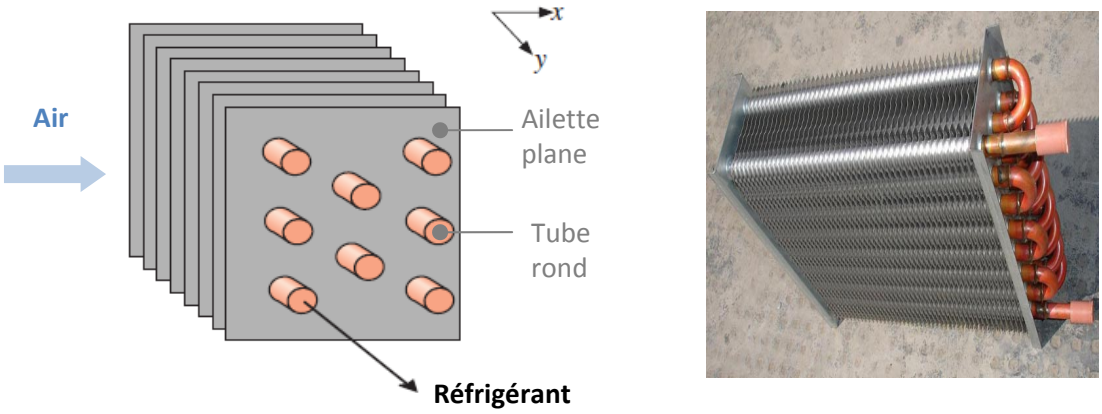


Figure 10: Schématisation et exemple d'évaporateur de type tubes ronds – ailettes planes

Figure 11: Exemple d'un évaporateur d'une pompe à chaleur d'un bâtiment en cours de givrage

Plus précisément, il est établi que le givre se développe selon plusieurs étapes distinctes et décrites par la Figure 12 (Hayashi et al., 1977). Tout d'abord, bien que la température de la plaque soit inférieure à zéro degré, de petites gouttes d'eau liquide se forment spontanément sur la surface, donc en état métastable, avant de geler rapidement. On parle ici de la « phase de nucléation ». Ensuite, à partir de ces gouttes solidifiées, des cristaux de glace se développent perpendiculairement à la surface de la plaque. Cette phase est nommée "phase de croissance des cristaux" par Hayashi. Assez rapidement, des cristaux se développent dans toutes les directions à partir des premiers cristaux verticaux. On parle de la "phase de densification" ou encore "phase de croissance du givre" chez Hayashi. Le givre est alors assimilable à un matériau poreux. Finalement, une quatrième étape peut se produire dans certains cas, la "phase de pleine croissance du givre". Cette phase se caractérise par une température de la surface du givre proche de 0°C. Ainsi, de l'eau liquide peut se former. Elle a alors tendance à rentrer dans les pores du givre puis à se solidifier à son tour. La densification du givre augmente alors fortement et l'on observe une stratification de la couche de givre.

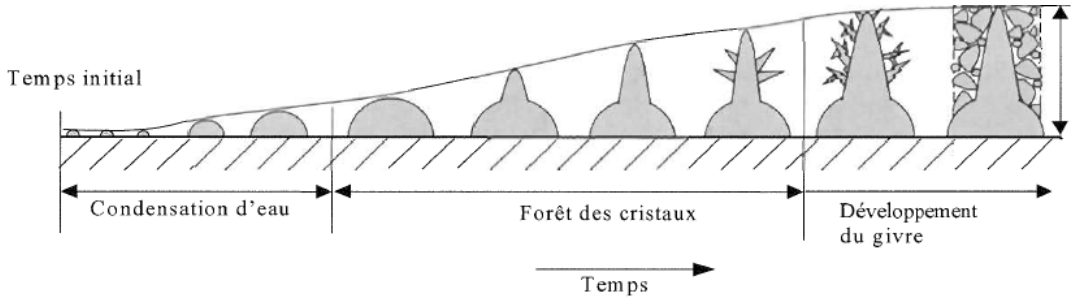


Figure 12: Les étapes de formation du givre

Le développement de ce givre sur les ailettes de l'échangeur de chaleur et sur les tubes de réfrigérant résulte en une forme d'encrassement de la batterie à ailettes. D'une part, le givre constitue une résistance thermique supplémentaire entre l'air et le réfrigérant. D'autre part, le givre tend à colmater les espaces entre ailettes par lesquels s'écoule l'air. Plus le givre se développe, plus il empêche l'air de circuler de manière convenable dans l'échangeur. Ces deux aspects, mais principalement l'effet de colmatage, tendent à dégrader les performances de l'échangeur de chaleur (Barrow, 1985; Sanders, 1974).

Au niveau de la pompe à chaleur, Guo et al (2008) ont très bien observé et décrit l'impact de cette perte de performance de l'évaporateur (voir Figure 13). Puisque l'efficacité de l'échangeur diminue, la basse pression de la pompe à chaleur baisse. Ceci tend déjà à dégrader le coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur. Cette baisse de pression entraîne aussi une diminution du débit et donc une diminution de la puissance de chauffe. Par ailleurs, cela entraîne une diminution de la température des ailettes. Cette dernière tend à augmenter la formation de givre et l'on se retrouve dans un processus divergent qui s'accélère. La pompe à chaleur finit par ne plus pouvoir fonctionner et, dans le cas du bâtiment pour lequel les PAC fonctionnent en continu, le dégivrage est enclenché.

Pour le dégivrage, beaucoup de méthodes générales existent. La principale approche utilisée dans le bâtiment consiste à réaliser une inversion de cycle (Argaud, 2001), c'est-à-dire à faire fonctionner le système en mode climatisation (en refroidissant la pièce souvent). En mode climatisation, l'évaporateur devient condenseur, donc chaud, et ainsi le givre fond. Par ailleurs, bien d'autres méthodes de dégivrage

existent en plus de l'inversion de cycle, notamment celles basées sur le by-pass des gaz chauds en sortie de compresseur vers l'évaporateur (Byun et al., 2008; Cho et al., 2005; Choi et al., 2011).

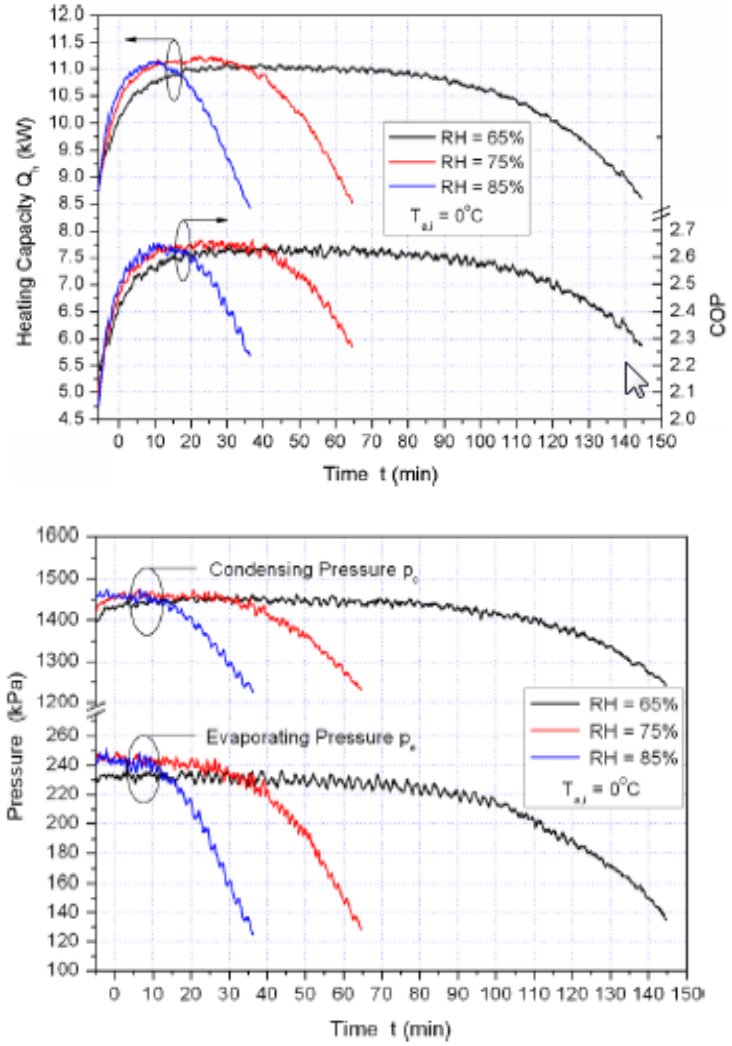


Figure 13: Observation expérimentale des principaux paramètres d'une PAC en condition de givrage (Guo et al., 2008)

Les caractéristiques du givrage sont fortement dépendantes des conditions d'opération et donc des applications considérées. À noter que la problématique du givre est présente aussi dans le domaine de la réfrigération, par exemple avec les chambres froides dans l'industrie agroalimentaire ou bien les meubles de vente frigorifiques. Guo et al. (2008) présentent des épaisseurs maximales de givre jusqu'à 0.5mm sur plaques planes alors que d'autres, comme (Sahin, 1994), reportent des épaisseurs de plusieurs millimètres. Les températures de plaque froide et d'air, ainsi que l'humidité de l'air, influencent très fortement la croissance de givre (Jacobi et al., 2005). Bien entendu, la durée même du givrage considérée va influencer l'épaisseur obtenue. Quand le givre est étudié sur plaque plane, rien n'indique quand arrêter l'observation. Dans le cas d'une application réelle, le pas d'ailette est un paramètre qui va cadencer la durée des phases de givrage puisqu'il va imposer des épaisseurs de givre maximales. Par ailleurs, d'autres paramètres géométriques de l'échangeur, tels que le type d'ailette ou la profondeur de l'échangeur, vont aussi fortement influencer la tenue au givrage (Jacobi et al., 2005). Globalement, on observe des durées de l'ordre de 1h à 1h30 (Byun et al., 2006; Mei et al., 2002). Elles peuvent chuter jusqu'à 40 voir 20 minutes

dans certains cas (Guo et al., 2008; Jacobi et al., 2005). À noter aussi que la structure des cristaux de glace, et donc *in fine* les propriétés thermiques du givre, change suivant les conditions de formation (Na and Webb, 2004). De plus, l'hydrophobicité de la surface influence aussi le développement du givre. Quant au dégivrage, il est beaucoup plus court que la phase de givrage, de l'ordre de quelques minutes. En termes énergétique, les givrages et dégivrages successifs entraînent des chutes de performances, pour des applications de chauffage de bâtiment, de l'ordre de 15 à 20% pour des saisons de chauffage complètes (Baxter and Moyers, 1985; Byun et al., 2008). La qualité du dégivrage va aussi jouer sur les phases subséquentes de givrage. Si à la fin du dégivrage il reste de l'eau dans l'échangeur à cause d'un drainage des condensats imparfait et d'un temps trop limité de dégivrage, le développement du givre par rapport à un cas parfaitement sec sera plus rapide.

Tous ces éléments de discussion ont pour but de faire état de la complexité du givrage ainsi que de sa dépendance aux conditions d'opération et aux géométries données, et donc de sa dépendance à l'application considérée. Bien que très largement fournie dans le contexte de la réfrigération ou du bâtiment, la littérature scientifique concernant le givrage dans le contexte de l'automobile est encore jeune. Cela s'explique par la relative nouveauté de l'utilisation de pompe à chaleur pour le transport. À quel point le givrage est-il critique pour les voitures électriques ? Sommes-nous sur des temps de givrage supérieurs à 1h30 ou de l'ordre de quelques dizaines de minutes ? La réponse à cette question est cruciale pour un véhicule électrique. Pour une pompe à chaleur embarquée au CO2, Hafner (2000) a par exemple observé des temps de givrage de l'ordre de 20 minutes avant que le système ne soit plus opérationnel. Par ailleurs, dès les premières études des PAC pour voitures électriques, Pommé (1997) a observé et mentionné la problématique du givrage. Finalement, dans son article de revue de la littérature, Qi (2014) indique clairement que le givrage est un challenge pour les pompes à chaleur de voiture. Bien qu'observé, ce problème du givrage a jusqu'ici été peu étudié dans le contexte spécifique de l'automobile. L'équipe des Professeurs Jacobi et Hrnjak du *Air-Conditioning and Refrigeration Center (ACRC)* de l'université de l'Illinois d'Urbana-Champaign est une des premières à s'être investie dans le sujet en étudiant spécifiquement les échangeurs automobiles dans le contexte du givrage (Jacobi et al., 2005; Xia and Jacobi, 2010). Mais quelles sont donc les principales spécificités de ces échangeurs de l'automobile ?

Le condenseur d'une climatisation classique d'automobile, qui est l'échangeur de chaleur face avant du véhicule, est un échangeur de type microcanaux à ailettes persiennées (voir Figure 14), aussi appelé échangeur à tubes plats ou encore *microchannel heat exchanger* en anglais avec l'acronyme MCHX. Notons que le terme « micro » est ici un abus de langage puisque les canaux dans les tubes plats ont des diamètres de l'ordre de 1mm et devraient ainsi être nommés « mini-canaux ». Afin d'obtenir une meilleure compacité que les échangeurs tubes ronds et ailettes planes typiques utilisés dans le domaine du bâtiment (voir Figure 10 et Figure 11), ces échangeurs d'automobile ont des pas d'ailettes très faibles et des persiennes permettant d'augmenter l'échange thermique. Ces deux caractéristiques leur confèrent des performances élevées. Dans une pompe à chaleur pour automobile (voir Figure 8), l'échangeur face avant devient un évaporateur. Or, les MCHX ne sont habituellement pas utilisés dans ce mode étant particulièrement sensibles au givrage. D'une part, les espaces entre les persiennes se bouchent rapidement dégradant ainsi la performance des ailettes, et d'autre part, leur faible pas d'ailettes a pour conséquence d'empêcher rapidement l'écoulement d'air.

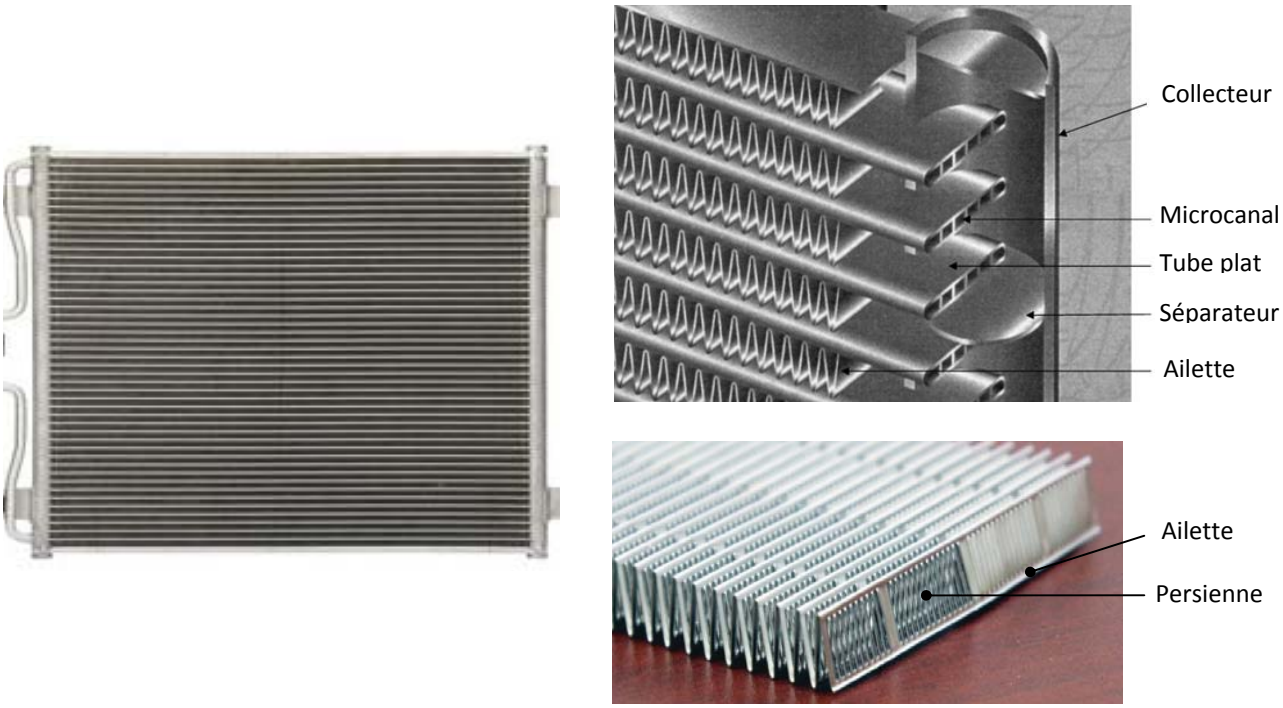


Figure 14 : Un exemple de condenseur de climatisation automobile avec le détail de l'assemblage ainsi qu'un exemple d'ailettes à persiennes

Une autre spécificité du contexte de l'automobile concerne le dégivrage. La méthode de dégivrage par inversion de cycle entraîne une phase avec refroidissement de la zone conditionnée thermiquement. C'est acceptable dans une application comme le bâtiment du fait des inerties thermiques et des faibles jets d'air, mais ce n'est plus pertinent dans le cas de l'automobile où l'on se retrouverait à souffler de l'air froid directement sur le conducteur en hiver. Par cet exemple, on comprend que la méthode de dégivrage doit prendre en considération le confort thermique dans l'habitacle. De plus, en général, lors du dégivrage de l'évaporateur, le flux d'air est stoppé au niveau de ce dernier. Dans le cas de l'automobile, un ventilateur est bien présent pour alimenter en air l'échangeur, mais il n'est pas utilisé en permanence. En effet, quand la vitesse du véhicule est élevée, l'écoulement d'air dans l'échangeur face avant est généré par le déplacement propre du véhicule. Ainsi, le débit d'air ne peut pas être mis à zéro sur une architecture de base, ce qui dégraderait le cas échéant le bilan énergétique du dégivrage. Il serait possible d'ajouter des volets avec actionneurs mécaniques pour résoudre ce problème, mais ceci entraînerait des coûts, de la complexité et de la masse en plus. Ces aspects de dégivrage ne sont pas insurmontables, mais ils renforcent l'idée que le système de pompe à chaleur doit être étudié spécifiquement dans le contexte automobile.

Pour conclure, le givrage est le frein majeur dans le développement de pompes à chaleur efficaces pour voitures électriques. La présente thèse cherche à lever ce verrou. A noter qu'une autre problématique des pompes à chaleur porte sur l'inefficacité pour les très faibles températures (environ sous les -15°C). Plusieurs travaux publiés dans la littérature scientifique s'intéressent à ce deuxième point, qui ne sera cependant pas abordé dans ce document.

4 Les objectifs de cette thèse pour la maîtrise du givrage des pompes à chaleur de voiture électrique

Cette thèse se concentre sur la solution de pompe à chaleur pour le chauffage des voitures électriques et en particulier, sur la problématique de givrage de l'évaporateur de la pompe à chaleur. L'enjeu est de **développer des outils et des prototypes d'évapo-condenseur efficaces en conditions de givrage** afin d'améliorer l'autonomie des voitures électriques en hiver.

Avant d'aborder le cœur de la problématique du givrage des pompes à chaleur, il est utile d'évaluer les gains potentiels apportés par l'utilisation d'une pompe à chaleur. Peu d'études présentent l'impact du chauffage par pompe à chaleur sur l'autonomie du véhicule. Ce genre d'étude est d'autant plus délicat que les usages et conditions particulières d'utilisation influencent fortement les besoins thermiques du véhicule et l'impact du système de chauffage. Ainsi, l'objectif préliminaire est de **quantifier les besoins thermiques puis d'estimer l'impact, en conditions réelles, sans prendre en compte le givrage, de l'utilisation d'une PAC pour le chauffage de l'habitacle** en comparaison à la solution de référence par résistances électriques.

Une fois l'intérêt des PAC pour VE validé, interrogeons-nous sur le cœur de la problématique: le givrage de l'évaporateur. Afin de développer un échangeur efficace, un modèle d'échangeur en conditions de givrage est indispensable. Il nécessite une brique élémentaire décrivant la croissance du givre. Une analyse fine de la littérature révèle l'utilisation de multiples modèles basés sur des hypothèses variées et aboutissant à des résultats parfois très différents. Un des objectifs scientifiques de ce travail est donc **d'étudier les impacts des différentes hypothèses des modèles de croissance de givre et de déterminer lesquelles sont à utiliser** afin de développer un modèle de croissance de givre pertinent et efficace pour notre besoin.

Cette brique élémentaire est utilisée dans un modèle d'échangeur de chaleur à microcanaux typique des condenseurs d'automobile. Comme évoqué précédemment, très peu de travaux sur ce type d'échangeurs en conditions de givrage existent dans la littérature. De plus, tout comme pour les échangeurs de type tubes-ailettes, les modèles de la littérature ont des difficultés à prédire les pertes de charge côté air. Ceci est un réel verrou scientifique puisque, *in fine*, les performances de la pompe à chaleur sont dégradées particulièrement par la chute du débit d'air due à l'augmentation des pertes de charge. Cette étude a donc pour but de **développer un modèle d'échangeur avec son ventilateur en condition de givrage permettant de prédire les performances, et notamment, le phénomène clé de la chute du débit d'air**.

Le modèle développé doit faciliter la conception d'échangeurs innovants. Actuellement, comme décrit ci-dessus la technologie de base utilise des ailettes à persiennes particulièrement sensibles au givrage. Aussi, quelles géométries en rupture permettraient d'améliorer la tenue au givrage ? Cette thèse doit donc permettre de **développer et valider de nouveaux concepts d'échangeurs adaptés au givrage**.

Après ce travail de fond sur le givrage, il est intéressant de remonter au niveau du véhicule et boucler avec l'analyse préliminaire d'impact des PAC sur l'autonomie. Les derniers objectifs de ce document sont **d'évaluer l'impact du givrage sur l'autonomie du véhicule électrique puis d'évaluer les gains sur l'autonomie apportés par les prototypes d'échangeur de chaleur développés**.

5 Une approche multiéchelle alliant travail expérimental et modélisation

Comme les objectifs scientifiques le suggèrent, la problématique générale a été traitée par une approche multiéchelle: niveau véhicule électrique, pompe à chaleur, échangeur de chaleur et niveau plaque plane. Ensuite, la méthodologie globale suivie est une approche pragmatique d'allers-retours entre des parties expérimentales et des parties de modélisation. Elle permet de développer la compréhension des phénomènes physiques et d'élaborer des outils de simulation performants pour générer des avancées scientifiques et au final innover.

Dans le premier chapitre, un modèle thermique de l'habitacle est développé et est intégré dans un modèle complet du véhicule électrique. Ces modèles permettent d'étudier et d'analyser les besoins thermiques ainsi que les différentes approches de chauffage. En particulier, les impacts sur l'autonomie d'un chauffage par résistances électriques et d'un chauffage par pompe à chaleur sont évalués et comparés.

Le chapitre 2 s'intéresse au cœur du phénomène du givrage. Des modèles de croissance de givre sur plaque plane sont développés. Plusieurs hypothèses sont étudiées par implémentation dans les modèles. Les résultats de ces derniers sont alors comparés entre eux et aux données expérimentales. L'analyse fait le point sur les différentes hypothèses de modélisation de la croissance de givre et détermine celles à employer pour notre étude.

Le chapitre 3 traite du développement du modèle au niveau de l'échangeur de chaleur et intègre le modèle de croissance de givre établi dans le chapitre précédent. Une approche quasi-statique et pseudo 3D est utilisée. De plus, une méthode originale pour la prédiction des pertes de charge côté air est mise en avant. L'expérimental permet ici de développer la corrélation nécessaire à cette approche puis de valider le modèle d'échangeur de chaleur de type MCHX.

Une fois développé, le modèle est utilisé dans le chapitre 4 pour concevoir des échangeurs innovants. Plusieurs approches originales sont étudiées numériquement dans un premier temps. En raison du caractère en rupture par rapport aux échangeurs classiques, des briques de modélisation sont ajoutées au modèle de base. Après analyse des résultats fournis par les modèles, deux approches sont retenues et deux prototypes sont conçus puis fabriqués. Des essais expérimentaux sont menés alors afin de valider les concepts établis.

Enfin, sur la base des résultats des chapitres précédents sur le givrage d'échangeurs, un modèle de pompe à chaleur en conditions de givrage est développé. Celui-ci est intégré au modèle de véhicule complet développé dans le premier chapitre. Ce modèle final permet de simuler une voiture électrique sur un trajet donné en prenant en compte le givrage de la pompe à chaleur. Le modèle est utilisé pour estimer la dégradation d'autonomie due au givrage ainsi que les gains apportés par les prototypes d'échangeurs de chaleur innovants proposés dans le chapitre précédent.

6 Le cadre de la thèse

La présente thèse a été réalisée en partie dans le cadre du projet Elec-HP financé par l'ANR via le programme « Transports Terrestres Durables » (projet ANR-11-VPTT-005). Ce projet porte sur le développement des pompes à chaleur pour les véhicules électrifiés. Les véhicules considérés sont ici les trains, les voitures hybrides ainsi que les voitures électriques. Ce projet regroupe les industriels ALSTOM Transport, VALEO Systèmes thermiques et EREIE, ainsi que des laboratoires du monde académique représentés par le Laboratoire d'Études Thermiques (LET) de l'ENSMA (CNRS) et le Centre Efficacité énergétique des Systèmes (CES) pour MINES ParisTech.

Dans le cadre de ce projet ANR, le CES et VALEO ont eu pour mission de se concentrer sur les voitures électriques. VALEO a apporté son expertise du monde automobile, notamment en indiquant les spécifications du système. Le CES a été en charge de développer des prototypes d'échangeur. Enfin VALEO a eu pour responsabilité de tester le ou les prototypes sur véhicule.

Le présent travail a donc été mené avec un soutien financier de l'ANR et un soutien technique de VALEO.

Bibliographie

Ahn, J.H., Lee, J.S., Baek, C., Kim, Y., 2016. Performance improvement of a dehumidifying heat pump using an additional waste heat source in electric vehicles with low occupancy. Energy 115, 67–75. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.08.104

ANFA, 1997. Le véhicule électrique. Dossier technique. Association Nationale pour la Formation Automobile.

Arandel, O., 2016. Pic de pollution : circulation alternée à Paris et en proche banlieue. Article de presse. Le Parisien [WWW Document]. URL http://www.leparisien.fr/info-paris-ile-de-france-oise/transports/ile-de-france-la-pollution-persiste-pas-de-decision-sur-la-circulation-alernee-05-12-2016-6415938.php (consulté le 5.1.17).

Archer, P., Gibert, J., Wallecan, C., Claeys, P., 2012. Device for controlling the temperature of the passenger compartiment of a motor vehicle. Brevet. Renault. WO2012045975.

Argaud, T., 2001. Amélioration énergétique des cycles de givrage-dégivrage des PAC air/eau réversibles sur plancher chauffant. Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris.

Barrow, H., 1985. A note on frosting of heat pump evaporator surfaces. J. Heat Recover. Syst. 5, 195–201.

Baxter, V.D., Moyers, J.C., 1985. Field-measured cycling, frosting, and defrosting losses for a high-efficiency air-source heat pump. ASHRAE Trans. 91, 537–554.

Blanco, S., 2010. Volvo C30 electric vehicle uses ethanol for heat. Article de presse [WWW Document]. URL http://www.autoblog.com/2010/01/21/volvo-c30-electric-vehicle-uses-ethanol-for-heat/ (consulté le 5.3.17).

BMW, 2017. Objectif autonomie: de l'énergie en réserve. Article commercial [WWW Document]. URL http://www.bmw.fr/fr/new-vehicles/bmw-i/i3/2016/Recharge-autonomie.html (consulté le 5.5.17).

Bower, G., 2016. Tesla patent outlines sensible approach to cabin heating. Article de presse [WWW Document]. URL http://insideevs.com/tesla-patent-outlines-sensible-approach-cabin-heating/ (consulté le 5.3.17).

Byun, J.-S., Jeon, C.-D., Jung, J.-H., Lee, J., 2006. The application of photo-coupler for frost detecting in an air-source heat pump. Int. J. Refrig. 29, 191–198. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.06.008

Byun, J.-S., Lee, J., Jeon, C.-D., 2008. Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method. Int. J. Refrig. 31, 328–334. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.05.006

Chauvet, J.P., 2002. Description technique fonctionnelle de la chaudière Ebersspacher du véhicule X76 électrique. Rapport. Renault.

Cho, H., Kim, Y., Jang, I., 2005. Performance of a showcase refrigeration system with multi-evaporator during on-off cycling and hot-gas bypass defrost. Energy 30, 1915–1930.

Choi, H.-J., Kim, B.-S., Kang, D., Kim, K.C., 2011. Defrosting method adopting dual hot gas bypass for an air-to-air heat pump. Appl. Energy 88, 4544–4555. doi:10.1016/j.apenergy.2011.05.039

Commissariat Général au Développement Durable, 2015. Les émissions de gaz à effet de serre par secteur en France. Résultats d'enquête [WWW Document]. URL http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/lessentiel/ar/199/1080/emissions-gaz-effet-serre-secteur-france.html (consulté le 5.1.17).

Fréry, F., 2000. Un cas d'amnésie stratégique : l'éternelle émergence de la voiture électrique, in: IXe Conférence Internationale de Management Stratégique. Montpellier, France.

GIEC, 2014. Changements climatiques - Rapport de synthèse. Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'évolution du Climat.

Guo, X.-M., Chen, Y.-G., Wang, W.-H., Chen, C.-Z., 2008. Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. Appl. Therm. Eng. 28, 2267–2278.

Hafner, A., 2000. Experimental study on heat pump operation of prototype CO2 mobile air conditioning system, in: 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. Institut international du froid, West Lafayette, IN , Etats-Unis, pp. 183–190.

Hayashi, Y., Aoki, K., Yuhara, H., 1977. Study of frost formation based on a theoritical model of the frost layer. heat Transf. japanese Res. 6, 79–94.

Jacobi, A.M., Park, Y., Zhong, Y., Michna, G., Xia, Y., 2005. High performance heat exchangers for air-conditioning and refrigeration applications (non-circular tubes). Rapport. Air-Conditioning and Refrigeration Center.

Larkum, T., 2013. Zoe Information. Article de presse [WWW Document]. URL http://myrenaultzoe.com/index.php/zoe-description/ (consulté le 5.5.17).

Lemort, V., Cuevas, C., Dedaye, S., 2012. Experimental investigation on a reversible heat pump for a passenger car, in: International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette, IN, Etats-Unis.

Mei, V.C., Chen, F.C., Domitrovic, R.E., Kilpatrick, J.K., 2002. A Frost-Less Heat Pump. ASHRAE Trans. 2, 1–8.

Ministère de l'Environnement de l'Energie et de la Mer, 2016. Développement des véhicules propres. Article de communication gouvernementale [WWW Document]. URL http://www.developpement-durable.gouv.fr/developpement-des-vehicules-propres (consulté le 5.1.17).

Na, B., Webb, R.L., 2004. New model for frost growth rate. Int. J. Heat Mass Transf. 47, 925–936. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.001

Olivier, G., Claeys, J.-P., Yu, R., 2011. Systeme for the overall control of heat for electrically propelled motor vehicle. Brevet. Renault. FR2948898.

Pommé, V., 1997. Reversible Heat Pump System for an Electrical Vehicle, in: SAE Technical Paper. SAE International. doi:10.4271/971772

Qi, Z., 2014. Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles - A review. Renew. Sustain. Energy Rev. 38, 754–764. doi:10.1016/j.rser.2014.07.038

Randall, B., 2006. Blowing hot and cold. Article commercial. Tesla [WWW Document]. URL https://www.tesla.com/fr_FR/blog/blowing-hot-and-cold?redirect=no (consulté le 5.3.17).

Renault, 2012a. Le véhicule électrique, une stratégie globale. Article commercial [WWW Document]. URL http://www.renault.com/fr/capeco2/vehicule-electrique/pages/vehicule-electrique.aspx

Renault, 2012b. Renault ZOE. Article commercial [WWW Document]. URL http://www.renault.com/fr/vehicules/aujourd-hui/renault-vehicules-electriques/pages/zoe.aspx

RepairPal, 2017. Heating and Air Conditioning. Article technique [WWW Document]. URL http://repairpal.com/heating-ac (consulté le 5.1.17).

Sahin, A.Z., 1994. An experimental study on the initiation and growth of frost foramation on a horizontal plate. Exp. Heat Transf. 7, 101–119.

Sanders, C.T., 1974. The Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Air Coolers. Thèse de doctorat. Delft Technical University.

Suzuki, T., Ishii, K., 1996. Air Conditioning System for Electric Vehicle, in: SAE Technical Paper. SAE International. doi:10.4271/960688

Syrota, J., 2011. La voiture de demain: carburants et électricité. Rapport. Centre d'analyse stratégique.

Wikipedia, 2017. General Motors EV1. Article d'encyclopédie [WWW Document]. URL https://fr.wikipedia.org/wiki/General_Motors_EV1 (consulté le 5.5.17).

Wikipedia, 2016. La Jamais Contente. Article d'encyclopédie [WWW Document]. URL https://en.wikipedia.org/wiki/La_Jamais_Contente (consulté le 5.1.17).

Wong, F., 2016. Toyota Prius 4 rechargeable : les derniers détails dévoilés au Japon. Article de presse [WWW Document]. URL http://news.hybridlife.org/toyota-prius-4-rechargeable-derniers-details-devoiles-japon (consulté le 5.5.17).

Xia, Y., Jacobi, A.M., 2010. A model for predicting the thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers under frosting conditions. Int. J. Refrig. 33, 321–333. doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.09.021

Zhang, Z., Li, W., Zhang, C., Chen, J., 2017. Climate control loads prediction of electric vehicles. Appl. Therm. Eng. 110, 1183–1188. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.186

Chapitre 1

Besoins en chauffage d'une voiture électrique et gains apportés par une pompe à chaleur

Table des matières

1 Introduction 22

2 Modélisation thermique de la cabine 24

2.1 Description globale du modèle complet 24
2.2 Modèle de paroi 27
2.3 Calcul des flux solaires 30
2.4 Calcul des coefficients d'échange convectif 31
2.5 Modèle de l'intérieur de la cabine 35
2.6 Modèle du module HVAC 37
2.7 Modèle de l'air humide 40
2.8 Résolution numérique du modèle final 41

3 Calcul des besoins 43

3.1 Paramètres de simulation 43
3.2 Analyses en mode confort 46
3.3 Besoins thermiques en mode stabilisé 50
3.4 Analyses en mode convergence 51
3.5 Besoins thermiques en mode convergence 53

4 Modélisation complète d'un véhicule électrique 54

4.1 Description globale du modèle 54
4.2 Modèle mécanique 55
4.3 Moteur électrique 57
4.4 Conducteur et contrôleur du moteur 57
4.5 Système HVAC complet 59
4.6 Batterie 58
4.7 Conditions 60

5 Impacts du chauffage sur l'autonomie du véhicule 61

5.1 Paramètres de simulation 61
5.2 Besoin électrique du module HVAC 64
5.3 Autonomies avec chauffage électrique ou chauffage par PAC 64
5.4 Autonomies pour une autre répartition des trajets 66

6 Conclusion 68

Bibliographie 70

1 Introduction

La présente thèse porte sur le développement des pompes à chaleur (PAC) pour le chauffage de l'habitacle des voitures électriques (VE). L'intérêt est de limiter l'impact du système HVAC (*Heating, Ventilation and Air-Conditionning*) sur l'autonomie du VE. Dans un premier temps, il est donc utile de prédire cet impact du HVAC afin d'évaluer les gains d'autonomie qu'apporte l'utilisation d'une pompe à chaleur.

Plusieurs auteurs ont étudié l'impact du HVAC sur les consommations véhicules, en particulier les chercheurs du *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) qui ont posé les bases au début des années 2000. Farrington *et al*. ont développé des modèles de véhicules conventionnels, hybrides ou électriques avec la plateforme *ADVISOR* (plateforme gratuite de simulation de véhicules développée par le NREL) et ont représenté la climatisation par des puissances imposées (Farrington et al., 1999; Farrington et Rugh, 2000). Ils estiment, sur des cycles de conduite normés, que le système de climatisation peut réduire l'autonomie de 20%, pour les véhicules standards de l'époque, jusqu'à 50% pour des véhicules hybrides ou électriques. Le modèle associé à des données expérimentales leur a permis ensuite d'évaluer l'impact de différents types de vitrages et d'un contrôle optimal de la ventilation. Des études ont aussi été menées au niveau de parcs automobiles complets. Par l'ajout de nombreuses statistiques à des modèles simples, Johnson évalue la consommation en essence due à la climatisation pour le parc Américain à 6% de la consommation totale de pétrole du pays (Johnson, 2002). Ces premières études se concentraient sur l'impact de la climatisation (été) et principalement sur les véhicules conventionnels.

Fiori et al. (2016) ont évalué pour leur part l'impact de la climatisation et du chauffage électrique spécifiquement pour les VE. Ils calculent des pertes d'autonomie allant jusqu'à 24% à -5°C pour des cycles de conduite normés. Cependant, le cœur de leur travail était la récupération d'énergie lors du freinage. Ainsi, en ce qui concerne le HVAC, des puissances fixes représentatives ont aussi été appliquées. Dans la continuité, toujours avec des puissances imposées, l'impact du chauffage et de la climatisation sur l'autonomie des VE fut étudié au niveau global des États-Unis dans (Kambly et Bradley, 2014). Les disparités entre différentes villes ont ainsi été quantifiées. Par ailleurs, Barnitt et al. (2010) ont évalué pour deux véhicules hybrides et une voiture électrique l'impact du préconditionnement thermique de l'habitacle, technique consistant à amener la cabine à la température de consigne avant le début du trajet, le véhicule étant toujours branché à une borne de recharge. Un gain d'autonomie négligeable a été observé pour la voiture électrique. Dans ces publications, seul le cas avec résistances électriques a été étudié et, à chaque fois, des puissances ont été imposées pour représenter les consommations des HVAC.

Afin de ne pas imposer une puissance pour le HVAC, Jeffers et al. (2015) ont développé un modèle de co-simulation associant CFD (*Computational Fluid Dynamics*), solveur radiatif et modèle de confort thermique. Ils étudièrent alors, pour un VE, la réduction de la charge thermique par l'utilisation de vitrages techniques, par la préventilation du véhicule ainsi que par l'approche du confort local. Ils obtiennent jusqu'à 33% d'augmentation d'autonomie en combinant leurs solutions. Cependant, ces études portent essentiellement sur la climatisation et, en ce qui concerne l'autonomie, seulement 3 cycles standards ont été employés pour quelques conditions d'opération spécifiques. Zhang et al. (2017) ont utilisé eux aussi un modèle thermique de la cabine pour étudier l'impact du HVAC sur l'autonomie. Ici, les cas de chauffage ont été analysés. Les approches par résistances électriques et par pompe à chaleur ont été comparées sur le cycle NEDC (Nouveau Cycle Européen de Conduite). Les auteurs ont montré que l'utilisation d'une pompe à chaleur permet d'allonger de 7.6 à 21.1% l'autonomie du véhicule. Une des limitations de ce travail est par contre

de considérer seulement le cycle NEDC. De plus, le modèle thermique de l'habitacle reste encore très simplifié.

De manière sous-jacente à l'aspect d'impact de l'autonomie, cette revue de la littérature a soulevé des questions quant à la modélisation thermique de l'habitacle et l'analyse détaillée des besoins thermiques, aspects clés pour pouvoir *in fine* évaluer les impacts sur l'autonomie. Concernant spécifiquement ce sujet, plusieurs études ont été menées (Al-Kayiem et al., 2010; Li et Sun, 2013; Marcos et al., 2014; Mezrhab et Bouzidi, 2006; Torregrosa-Jaime et al., 2015). Cependant, ces travaux étudient principalement les besoins de climatisation. De plus, les hypothèses de modélisation ne sont pas discutées et quelques analyses de sensibilité sont menées, mais portent sur un nombre restreint de cas.

Dans le contexte de la présente thèse, on souhaite évaluer l'impact de l'utilisation d'une pompe à chaleur pour le chauffage de l'habitacle d'un VE en conditions réelles (tout d'abord sans prendre en compte le givrage). À la vue de ce tour d'horizon de la littérature portant sur l'impact des systèmes HVAC sur les VE, on se propose de mener une étude comportant deux objectifs et permettant de lever certaines des limitations évoquées précédemment.

Tout d'abord, le premier objectif, essentiel pour étudier le chauffage d'un véhicule, est de **modéliser thermiquement l'habitacle et d'en déterminer les besoins thermiques**. Derrière la simplicité de l'expression de cet objectif se cachent plusieurs subtilités qui ne sont que partiellement explicitées dans la littérature malgré leurs impacts importants sur les besoins. Il faut distinguer les besoins thermiques en mode convergence des besoins en mode confort. Le mode de convergence correspond au transitoire permettant d'amener la cabine d'une température initiale à la température de confort alors que le mode confort correspond à cette situation de régime permanent où il faut maintenir la température de confort dans l'habitacle. Ensuite, les besoins thermiques dépendent dans la pratique de paramètres arbitraires tels que le taux de recirculation, le débit d'air soufflé ou encore le critère de temps minimal pour atteindre la convergence. Enfin, les aspects de déshumidification de l'air impactent aussi fortement les besoins et sont parfois négligés. Par ailleurs, il est nécessaire d'étudier les différentes hypothèses de modélisation afin de construire un modèle performant. Effectivement, un modèle thermique de cabine comporte de nombreuses simplifications indispensables à mettre en œuvre pour représenter un système hautement complexe. Il est donc important de discuter les différents éléments de modélisation, ce qui n'est pas examiné habituellement dans la littérature évoquée.

Après avoir étudié les aspects clés de la modélisation thermique et des besoins thermiques auxquels doit répondre la pompe à chaleur, on cherchera à **évaluer le gain de l'utilisation d'une pompe à chaleur sur l'autonomie d'un VE**. Pour ce faire, on considérera comme référence la solution du chauffage par résistances électriques. Pour ces évaluations, l'usage du véhicule est essentiel, car le type de trajet influence très fortement la consommation réelle du système HVAC. Par exemple, pour les déplacements courts, le système HVAC sera en mode de convergence et les besoins en puissance seront alors plus importants par rapport aux trajets très longs principalement en mode stabilisés. Au final, l'étude de l'impact d'une pompe à chaleur sera donc menée pour un ensemble de trajets représentant ceux du parc automobile français et avec un modèle thermique complet pour le calcul des besoins.

Bien que ce travail se concentre sur le chauffage, les résultats du mode climatisation sont aussi intégrés. Cela permet de mettre en perspective les grandeurs obtenues pour le mode chauffage. Par ailleurs, comme indiqué, seules les approches par résistances électriques et par pompe à chaleur sont considérées dans ce

chapitre de thèse. Cependant, les modèles permettent facilement d'étendre l'étude à d'autres stratégies. Aussi, les stratégies de préconditionnement thermique et de stockage thermique embarqué ont aussi été étudiées. Ces cas sortent du cadre de la présente thèse et ne sont donc pas présentés ici, mais les principaux éléments sont donnés dans l'annexe 2.

2 Modélisation thermique de la cabine

2.1 Description globale du modèle complet

Différentes approches de modélisation thermique de la cabine existent dans la littérature. Tout d'abord, certains auteurs utilisent les approches de type CFD (*Computational Fluid Dynamics)* basées sur les équations de Navier-Stokes et les bilans de masse et d'énergie sur chaque maille d'un volume discrétisé (Versteeg et Malalasekera, 2007). Kataoka et Nakamura (2001), Fujita et al. (2001) ainsi que Sevilgen et Kilic (2012) se basent sur cette approche dans le but de développer des modèles permettant l'évaluation détaillée du confort thermique. Avec ce même type de modèle, Zhang et al. (2009a) analysent l'impact de certains paramètres sur le confort thermique et suggèrent quelques points pour diminuer la consommation du système HVAC par un meilleur ajustement du point de fonctionnement choisi. Zhu et al. (2010) ainsi que Al-Kayiem et al. (2010) étudient pour leur part des points particuliers tels que l'impact d'une fenêtre légèrement ouverte et d'une protection solaire, ou encore les aspects de qualité de l'air. Les modèles CFD sont précis, mais très complexes.

À l'opposé dans le spectre de la complexité, les modèles dits monozones, ou encore *lumped models* représentent le volume d'air modélisé par un seul nœud d'air caractérisé par une température, à laquelle peut s'ajouter une humidité. Le volume d'air de la cabine du véhicule est donc considéré comme homogène, c'est-à-dire parfaitement mélangé. Un réseau thermique est alors construit pour représenter les échanges thermiques avec l'extérieur et pouvoir déterminer la température par la résolution du bilan d'énergie en chaque nœud. En complément du bilan d'énergie, les bilans de masse de l'air et de la vapeur d'eau peuvent être intégrés afin de calculer l'humidité. Wischhusen (2012) ainsi que Marcos et al. (2014) présentent des modèles de ce type, Marcos et al. sans le bilan de vapeur d'eau et Wischhusen avec ce bilan. Ces modèles sont principalement utilisés pour analyser l'impact de différents facteurs sur la charge thermique globale de la cabine (Li et Sun, 2013; Torregrosa-Jaime et al., 2015). Ces modèles sont aussi utilisés pour étudier le contrôle des systèmes HVAC (Sanaye et al., 2012).

Il existe ensuite des cas de modélisation intermédiaires. Dans le cas d'un bâtiment constitué de plusieurs pièces, on peut utiliser l'approche monozone pour chaque pièce et ainsi attribuer un nœud d'air, et donc un nœud thermique, à chaque pièce. Les pièces étant potentiellement connectées entre elles par des ouvertures, des échanges d'air sont ajoutés entre les différents nœuds d'air. On parle alors de modèles « multizones ». De manière plus générale, on peut aussi, pour un volume d'air donné, une pièce ou une cabine par exemple, définir plusieurs nœuds d'air. On discrétise ainsi le volume en petits éléments de volumes (Boukhris et al., 2009). Ceci constitue la méthode « zonale ». Pour chaque élément de volume, les bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sont appliqués. Cette méthode se rapproche de la CFD dans le principe à la différence que la discrétisation est beaucoup moins raffinée et que les équations de Navier-Stockes pures ne sont pas utilisées. La difficulté de cette approche réside dans l'établissement

d'un modèle d'écoulement d'air entre les différents nœuds (dépendant des pressions et températures) permettant de reconstituer les profils de vitesse dans le volume (Daoud et Galanis, 2008; Inard et al., 1996). L'intérêt de ce type d'approche est d'aboutir à la connaissance de variables locales sans avoir la complexité d'un modèle CFD, mais au détriment de la précision. Dans la littérature portant sur les cabines de véhicules, cette approche est parfois employée, mais elle se restreint souvent à la définition de deux nœuds d'air dans la cabine (Torregrosa-Jaime et al., 2015; Wischhusen, 2012).

Suite à ce tour d'horizon de la littérature, la modélisation de type monozonal a été retenue dans le cadre du présent travail. En effet, ce type de modélisation permet de répondre à l'objectif de détermination des besoins thermiques globaux. De plus, la simplicité de cette approche permettra d'intégrer le modèle de la cabine dans un modèle complet de véhicule tout en conservant des temps de calcul raisonnables.

La Figure 1 expose l'ensemble du modèle thermique de la cabine avec intégration des bilans concernant l'air humide. La schématisation est basée sur une représentation de type potentiel – flux (les nœuds thermiques sont associés à un potentiel T et reçoivent des flux $\dot{Q}$ alors que les nœuds fluidiques de l'air humide sont constitués des potentiels h, x_w, p, *auxquels on peut associer* T *et* φ, et reçoivent des flux $\dot{m}$). Le modèle est découpé en trois parties: l'intérieur de la cabine, les parois et le module HVAC. Il intègre un réseau thermique ainsi qu'un réseau fluidique multiespèce. Il est développé dans l'environnement Dymola qui se base aussi sur l'approche potentiel - flux (voir l'annexe 1 pour une description de cet environnement et pour des informations sur l'interprétation des figures de modèles Dymola).

Comme expliqué précédemment, l'air de la cabine est modélisé selon une approche monozone et donc via un nœud thermique d'air unique, et un volume d'air associé. En ce qui concerne la partie thermique, de la chaleur est échangée entre l'air de la cabine et l'extérieur au travers des différentes parois. Ces dernières sont modélisées par des plaques planes. Bien qu'une unique paroi soit représentée dans la Figure 1, toutes les parois de la cabine sont en fait juxtaposées en parallèle dans le modèle. Elles échangent aussi radiativement avec le nœud représentant les masses internes de la cabine (sièges, volant, tableau de bord…). Ce dernier nœud est important par la capacité thermique qu'il lui est associé. Il reçoit aussi le flux solaire traversant directement les parois transparentes. Ensuite, une source de chaleur correspondant à la chaleur sensible des passagers est imposée au nœud thermique de l'air de la cabine. La température de la cabine est par ailleurs fortement dépendante des apports en air fournis par le module HVAC. Aussi, le bilan d'énergie, ainsi que les bilans de masse pour l'air et pour la vapeur d'eau, sont appliqués au niveau du volume d'air de la cabine. Les bilans de masse permettent d'établir l'équilibre en humidité résultant de l'interaction entre l'air soufflé et l'humidité apportée par les passagers. Afin de déterminer les propriétés de l'air soufflé, le modèle du module HVAC réalise des bilans de masse et d'énergie pour calculer le mélange entre air neuf et air de recirculation ainsi que les impacts des échangeurs de chaleur sur le flux d'air.

Les prochaines sections décrivent dans le détail les différentes parties constituant ce modèle de cabine. En premier lieu, le modèle de paroi est présenté (section 2.2) ainsi que les modules de calcul des flux solaires (section 2.3) et de calcul des coefficients d'échange convectifs (section 2.4) intégrés à ce modèle. Ensuite, le modèle de l'intérieur de la cabine est décrit (section 2.5), suivi du modèle du module HVAC (section 2.6).

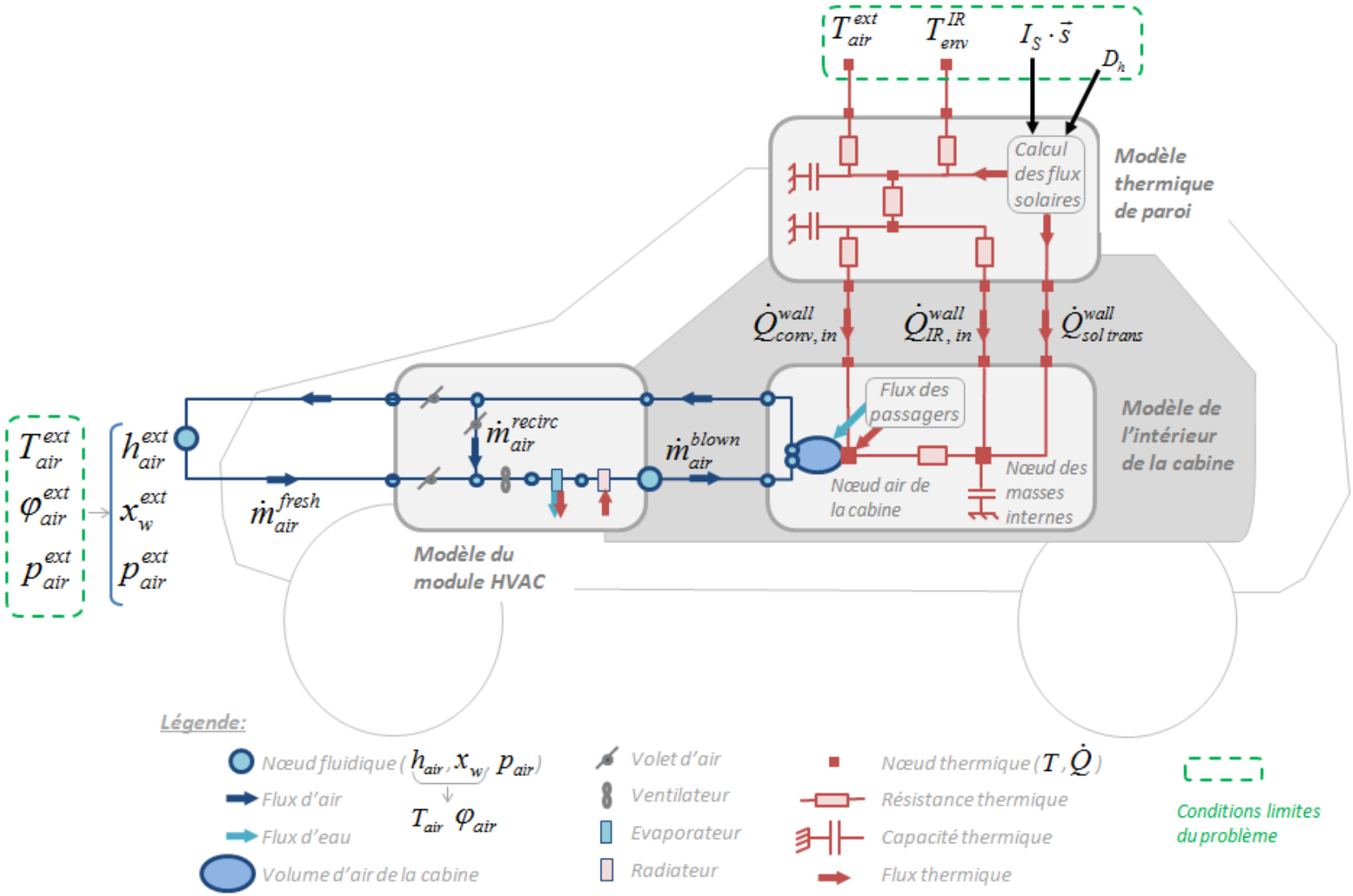


Figure 1 : Schématisation du modèle thermique de la cabine avec réseau fluidique pour l'air humide

2.2 Modèle de paroi

Le modèle de paroi, schématisé dans la Figure 2 et dont la vue Dymola est donnée dans la Figure 3, permet de représenter l'échange thermique entre l'intérieur de la cabine et l'environnement extérieur.

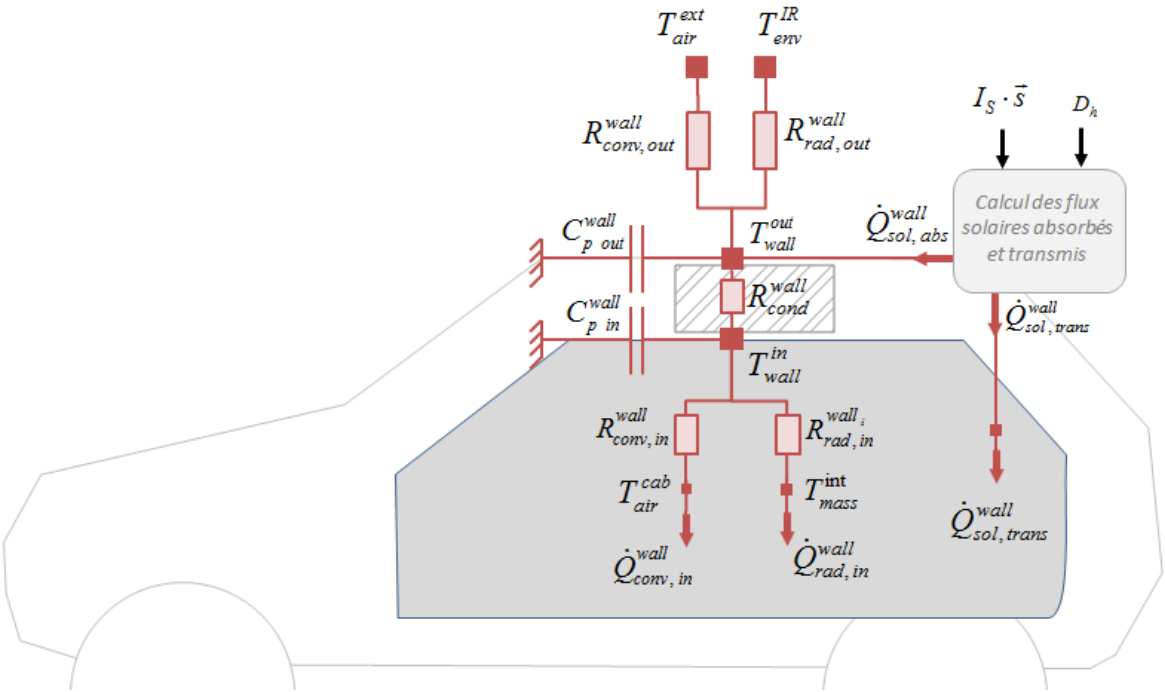


Figure 2: Schématisation du modèle de paroi

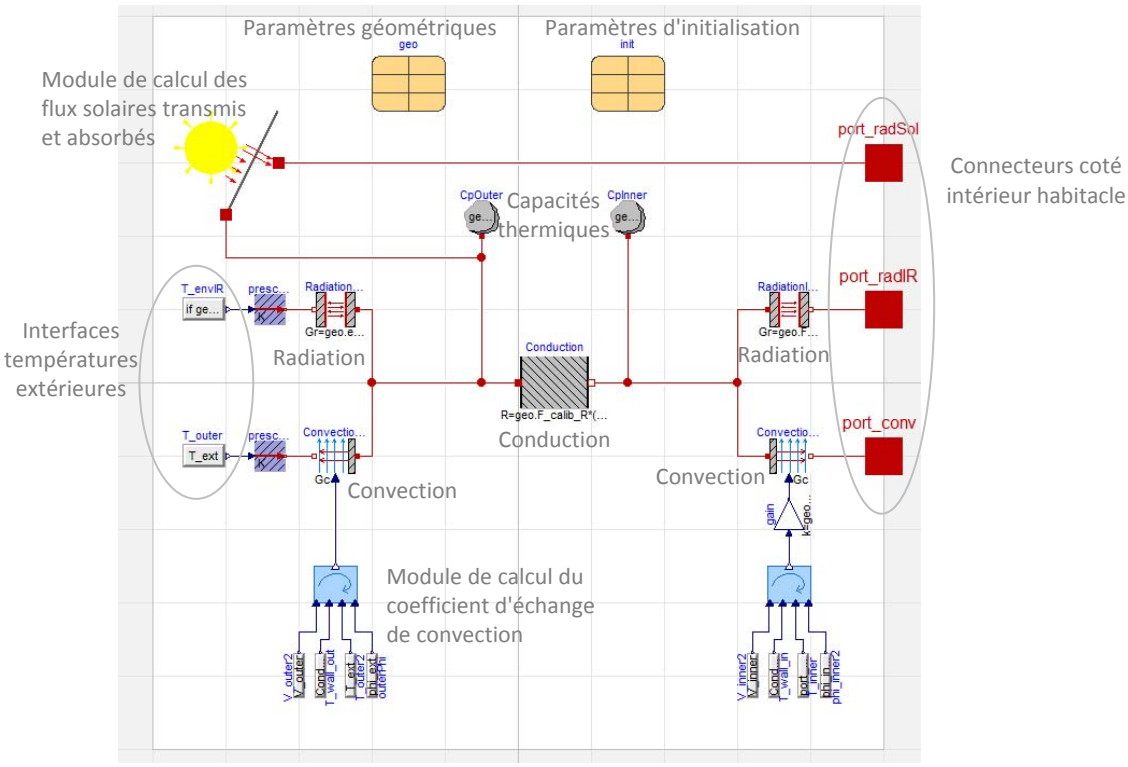


Figure 3: Vue Dymola du modèle de paroi

En termes d'équations du modèle, à partir de la loi des nœuds appliquée au nœud thermique T_{wall}^{out} de la surface extérieure de la paroi, on obtient l'équation suivante (avec, par convention, les flux de chaleur comptés positivement quand la chaleur va de l'extérieur vers l'intérieur) :

$$C_{p\,out}^{wall} \cdot \frac{d(T_{wall}^{out})}{dt} = \dot{Q}_{conv,out}^{wall} + \dot{Q}_{rad,out}^{wall} - \dot{Q}_{cond}^{wall} + \dot{Q}_{sol,abs}^{wall} = h_{conv}^{out} \cdot A_{wall} \cdot \left(T_{air}^{ext} - T_{wall}^{out}\right) + \varepsilon_{wall}^{out} \cdot A_{wall} \cdot \sigma \cdot \left({T_{env}^{IR}}^{4} - {T_{wall}^{out}}^{4}\right) - \frac{1}{R_{cond}^{wall}} \cdot \left(T_{wall}^{out} - T_{wall}^{in}\right) + \dot{Q}_{sol,abs}^{wall} \quad (1)$$

Appliqué à la surface intérieure T_{wall}^{in}, la loi des nœuds permet d'obtenir :

$$C_{p\,in}^{wall} \cdot \frac{d\left(T_{wall}^{in}\right)}{dt} = \dot{Q}_{cond}^{wall} - \dot{Q}_{conv,in}^{wall} - \dot{Q}_{rad,in}^{wall} = \frac{1}{R_{cond}^{wall}} \cdot \left(T_{wall}^{out} - T_{wall}^{in}\right) - h_{conv}^{in} \cdot A_{wall} \cdot \left(T_{wall}^{in} - T_{air}^{cab}\right) - \varepsilon_{wall}^{in} \cdot F_{wall-int} \cdot A_{wall} \cdot \sigma \cdot \left({T_{wall}^{in}}^{4} - {T_{mass}^{int}}^{4}\right) \quad (2)$$

Le flux solaire absorbé $\dot{Q}_{sol,abs}^{wall}$ est déterminé par le modèle de calcul des flux solaires décrit en section 2.3. Les deux coefficients d'échange convectif intérieur et extérieur, respectivement h_{conv}^{in} et h_{conv}^{out} sont déterminés par le modèle de calcul du coefficient de convection présenté en section 2.4.

Le calcul de la résistance de conduction de la paroi R_{cond}^{wall} dépend de la structure de la paroi. Le modèle générique de paroi, qui s'applique donc aussi bien au vitrage qu'à la carrosserie, considère une paroi constituée de 3 épaisseurs: la peau extérieure (*outer skin*), le garnissage (*lining*) et la peau intérieure (*inner skin*). Ainsi, la résistance se calcule comme suit:

$$R_{cond}^{wall} = \frac{\delta_{skin}^{out}}{A_{wall} \cdot k_{skin}^{out}} + \frac{\delta_{lining}}{A_{wall} \cdot k_{lining}} + \frac{\delta_{skin}^{in}}{A_{wall} \cdot k_{skin}^{in}} \quad (3)$$

Cette structure correspond bien à la structure de la carrosserie en général constituée d'une tôle métallique à l'extérieur, d'un isolant et d'un revêtement plastique à l'intérieur. Pour ce qui est du vitrage, la même équation s'applique en considérant deux peaux avec les propriétés du vitrage, des épaisseurs de peaux de la moitié de l'épaisseur du vitrage et avec une épaisseur nulle de garnissage.

Comme présenté dans la Figure 2 et par les équations (1) et (2), la capacité thermique de la paroi est découpée en deux capacités séparées par une résistance de conduction. Ainsi, les capacités thermiques s'expriment comme suit:

$$C_{p\,out}^{wall} = \delta_{skin}^{out} \cdot A_{wall} \cdot \rho_{skin}^{out} \cdot c_{p\,skin}^{out} + \frac{\delta_{lining}}{2} \cdot A_{wall} \cdot \rho_{lining} \cdot c_{p\,lining} \quad (4)$$

$$C_{p\,in}^{wall} = \delta_{skin}^{in} \cdot A_{wall} \cdot \rho_{skin}^{in} \cdot c_{p\,skin}^{in} + \frac{\delta_{lining}}{2} \cdot A_{wall} \cdot \rho_{lining} \cdot c_{p\,lining} \quad (5)$$

En ce qui concerne les échanges radiatifs, la surface extérieure, considérée comme grise et diffuse dans le spectre infrarouge (IR), voit un environnement radiatif à T_{env}^{IR}. Mais que vaut cette température

d'environnement ? Répondre à cette question n'est pas trivial puisque dans la réalité, l'environnement radiatif est complexe et hétérogène. Spontanément, on peut penser que l'environnement est à T_{air}^{ext}. Cependant, par temps clair, le toit échange radiativement avec une température qui peut être bien inférieure à la température extérieure puisque le ciel est un gaz semi-transparent. Si le ciel est considéré comme un corps noir, il est possible de déterminer sa température équivalente T_{sky} qui aboutit au même échange radiatif avec la surface en question (au lieu de considérer un gaz semi-transparent et l'espace en arrière). Cette température est inférieure à T_{air}^{ext} dans le cas d'un ciel dégagé et s'approche de T_{air}^{ext} pour un ciel couvert. La formule par temps clair est donnée par Swinbank (1963) :

$$T_{sky} = 0.0552 \cdot {T_{air}^{ext}}^{1.5} \tag{6}$$

À l'opposé, le plancher du véhicule échange radiativement avec la route. En été, cette route peut être bien plus chaude que l'air environnant. Les parois latérales du véhicule échangent aussi avec un environnement radiatif complexe (verdure, bâtiments, routes, ciels…). Afin de gérer cette complexité, différentes températures sont appliquées pour T_{env}^{IR} suivant les cas:

- Pour les surfaces orientées principalement vers le ciel, $T_{env}^{IR} = T_{sky}$, selon l'équation (6);
- Pour les surfaces latérales et le plancher, $T_{env}^{IR} = T_{air}^{ext}$.

Ce paramétrage est considéré par défaut. Une étude de sensibilité sur l'impact de la température choisie, notamment dans le cas d'une route chaude, est présentée par la suite.

Puisque la surface est grise et diffuse dans l'infrarouge (IR) et que l'environnement émet aussi dans l'infrarouge, l'absorptivité de la surface extérieure relativement au rayonnement IR environnant peut donc être considérée comme égale à son émissivité (IR également). Ceci permet donc de regrouper les différents termes radiatifs d'absorption et d'émission en IR dans le terme en $\sigma \cdot (T^4 - T^4)$ de l'équation (1).

De manière similaire, un terme radiatif est aussi inclus dans l'équation (2). La subtilité réside ici dans le choix de la température interne considérée. La paroi échange radiativement, par de multiples réflexions, avec les autres parois et avec les masses internes additionnelles (sièges, tableau de bord…). Ces échanges radiatifs sont faibles et il n'est pas nécessaire de les modéliser en détail. Tout d'abord, les échanges entre parois tendent à légèrement réduire les écarts de température entre parois, mais n'ont pas d'impact en première approximation sur les besoins thermiques totaux. Ces échanges sont donc négligés dans ce modèle. Par ailleurs, l'échange entre les parois et le nœud des masses internes est lui pris en compte puisqu'il pourrait augmenter très légèrement l'échange global thermique au travers des parois, d'autant plus que le chemin thermique en parallèle de la radiation est un chemin de convection naturelle, connue pour ses faibles coefficients d'échanges. Cet échange radiatif pourra aussi modifier la réponse transitoire du système.

Il est donc fait l'hypothèse que la paroi échange radiativement avec l'ensemble des masses internes intégrées dans la même capacité thermique à la température T_{mass}^{int} (voir Figure 1). Cet ensemble est considéré comme un corps noir. Considérer ici un corps noir est proche de la réalité de par les couleurs et matériaux utilisés habituellement qui possèdent des émissivités en IR de l'ordre de 0.8 – 0.95 et de par les formes complexes de ces masses internes qui tendent à piéger les rayonnements thermiques. Ceci explique donc la forme de la conductance radiative dans l'équation (2) avec le facteur de forme moyen $F_{wall-int}$ entre l'ensemble des parois de la cabine et l'ensemble des masses internes. Une analyse d'impact et de sensibilité du terme interne radiatif sera menée afin de vérifier la pertinence des hypothèses.

2.3 Calcul des flux solaires

Le but de ce modèle est de calculer, pour une paroi, le flux solaire absorbé sur la face extérieure $\dot{Q}_{sol,abs}^{wall}$ ainsi que le flux solaire transmis au travers de la paroi $\dot{Q}_{sol,trans}^{wall}$. Pour ce faire, les données suivantes sont utilisées comme paramètres d'entrée:

- irradiation solaire directe I_S
- direction du soleil $\vec{s}$
- flux solaire diffus horizontal D_h.

De plus, les flux vont dépendre de l'orientation de la paroi. Dans le modèle, cette dernière est caractérisée par deux angles comme indiqué dans la Figure 4:

- l'angle θ entre la normale de la surface et la verticale
- l'angle φ entre la projection au sol du vecteur $\vec{s}$ et le nord

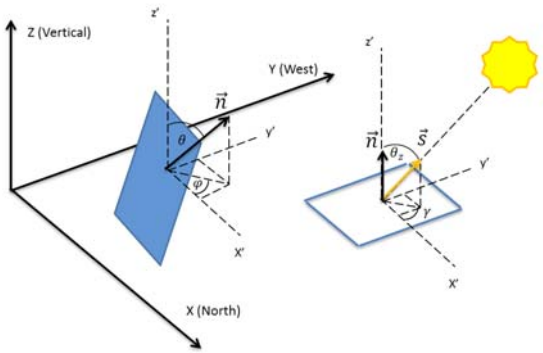


Figure 4: Définition des angles

Au vu de ces définitions, la normale $\vec{n}$ de la surface s'exprime dans le repère terrestre comme suit:

$$\begin{cases} n_x = sin\theta \cdot cos\varphi \\ n_y = sin\theta \cdot sin\varphi \\ n_z = cos\theta \end{cases} \tag{7}$$

À partir de ces éléments, les calculs peuvent être menés suivant la procédure décrite dans ASHRAE (2009), d'après laquelle le produit scalaire p_{sn} des deux vecteurs $\vec{n}$ et $\vec{s}$ s'exprime de la manière suivante:

$$p_{ns} = s_x \cdot n_x + s_y \cdot n_y + s_z \cdot n_z \tag{8}$$

Une valeur négative de ce facteur signifie que la surface « tourne le dos » au soleil et ne reçoit donc pas de flux direct. Si la valeur est positive, le flux solaire direct I_n reçu par la surface est :

$$I_n = p_{ns} \cdot I_s \tag{9}$$

En plus de l'irradiation directe, la surface reçoit un flux diffus provenant du ciel et un flux engendré par la réflexion du flux solaire sur le sol. Pour ces deux contributions, un modèle isotrope est considéré et permet de calculer le flux diffus total D_n reçu par la surface de normale $\vec{n}$:

$$D_n = D_h \cdot \left(\frac{1 + cos\theta}{2}\right) + \rho \cdot G_h \cdot \left(\frac{1 - cos\theta}{2}\right) \tag{10}$$

Avec D_h le flux diffus du ciel reçu par une surface horizontale, ρ l'albédo du sol pris ici à 0.15 selon les valeurs classiques et G_h le flux total reçu par une surface horizontale exprimé comme suit:

$$G_h = D_h + s_z \cdot I_s \tag{11}$$

Finalement, la puissance absorbée par la surface irradiée d'absorptivité α_{sol} est exprimée par :

$$\dot{Q}_{sol,abs}^{wall} = \alpha_{sol} \cdot A_{wall} \cdot (I_n + D_n) \tag{12}$$

Par ailleurs, une surface semi-transparente, comme un vitrage, de transmissivité τ_{sol}, transmet directement une partie du flux solaire vers l'intérieur de l'habitacle:

$$\dot{Q}_{sol,trans}^{wall} = \tau_{sol} \cdot A_{wall} \cdot (I_n + D_n) \tag{13}$$

À noter que, comme le suggèrent les deux dernières équations, la surface est considérée comme une surface grise et diffuse dans le spectre solaire (hors infrarouge). Ceci est une approximation. En particulier, la transmissivité de la surface chute quand les rayons solaires sont reçus avec un angle par rapport à la normale qui se rapproche de 90°. Cependant, cet aspect n'est pas conséquent puisque le produit scalaire p_{ns} chute alors aussi fortement et que l'approche est conservatrice.

2.4 Calcul des coefficients d'échange convectif

Les équations (1) et (2) nécessitent de déterminer les coefficients d'échange convectif interne h_{conv}^{in} et externe h_{conv}^{ext}. Ces coefficients dépendent fortement des cas d'application: convection forcée ou naturelle, écoulement turbulent ou laminaire, orientation de la surface… Pour chaque cas, il est nécessaire d'utiliser une corrélation adaptée. Le Tableau 1 regroupe les principales corrélations et approches rencontrées dans la littérature spécifiquement pour les modèles de véhicules. On constate que des corrélations s'appliquant aux plaques planes ou des corrélations spécifiques sont employées.

La Figure 5 présente les coefficients d'échange convectif obtenus par les corrélations utilisées pour les surfaces externes de divers véhicules en mouvement. Les résultats suggèrent que les écoulements sur les surfaces extérieures sont turbulents. En effet, les corrélations d'écoulements turbulents sur plaque plane donnent des coefficients proches (avec une légère tendance à la sous-estimation) de ceux des corrélations *ad hoc* qui sont obtenues en général par des essais sur véhicule. Le caractère turbulent de l'écoulement est par ailleurs confirmé par une analyse du nombre de Reynolds. Effectivement, pour le cas d'une plaque plane lisse et d'un écoulement parallèle à 15 km.h^{-1}, un calcul montre que le Reynolds critique, habituellement considéré à 5.10^5, se situe vers les 1.5m du bord d'attaque. Or, pour le cas d'un véhicule réel possédant des surfaces non planes, non parallèles à l'écoulement et comportant des irrégularités, la transition entre couche limite laminaire et turbulente se déclenche encore plus tôt que dans le cas théorique de la plaque plane. Il peut donc être conclu que le régime est turbulent.

Pour le cas d'un véhicule à l'arrêt, on constate que les approches *ad hoc* utilisent des valeurs proches des 20 W.m^{-2}.K^{-1}, ce qui est supérieur aux valeurs d'écoulements laminaires ou de convection naturelle (voir Tableau 2). Ces valeurs élevées sont pertinentes car, dans la réalité, un léger vent est en général présent même quand le véhicule est à l'arrêt. De plus, limiter la chute du coefficient d'échange extérieur est habituellement conservateur puisqu'un coefficient d'échange plus élevé tend à augmenter les besoins thermiques.

Au vu de cette analyse, il est décidé de retenir une des corrélations *ad hoc* pour l'extérieur du véhicule. L'expression (23) de Fujita et al. (2001) avec un minimum à 21 $W.m^{-2}.K^{-1}$ pour des vitesses inférieures à 5 $m.s^{-1}$ est choisi car elle donne des résultats intermédiaires par rapport aux autres corrélations.

Tableau 1 : Corrélations de la littérature pour les coefficients d'échange convectif

#	Corrélation (et/ou approche)		Cas d'application	Référence de la corrélation et exemple d'application à un cas de véhicule
Plaque plane en convection forcée				
1	$Nu_L = 0{,}664 \cdot \mathrm{Re}_L^{1/2}\ \mathrm{Pr}^{1/3}$	(14)	Écoulement forcé, laminaire et parallèle à une plaque isotherme. $\mathrm{Re}_L < 5 \cdot 10^5$.	(Bergman et al., 2011) Utilisé par (Marcos et al., 2014)
2	$Nu_L = \left(0{,}037 \cdot \mathrm{Re}_L^{0.8} - 871\right) \cdot \mathrm{Pr}^{1/3}$	(15)	Écoulement forcé parallèlement à une plaque isotherme avec une couche limite mixte laminaire et turbulente. $\mathrm{Re}_L > 5 \cdot 10^5$.	(Bergman et al., 2011) Utilisé par (Marcos et al., 2014)
3	$Nu_L = \left(0{,}037 \cdot \mathrm{Re}_L^{0.8}\right) \cdot \mathrm{Pr}^{1/3}$	(16)	Écoulement forcé parallèle à une plaque isotherme et couche limite totalement turbulente. $\mathrm{Re}_L > 5 \cdot 10^5$.	(Bergman et al., 2011)
Plaque plane en convection naturelle				
4	$Nu_L = \left(0.825 + \frac{0{,}387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492/\mathrm{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}}\right)^2$	(17)	Plaque plane verticale, ou inclinée jusqu'à 30° (considérer alors $g \cdot \cos(\theta)$ pour Ra_L), avec la surface chaude vers le bas ou la surface froide vers le haut. Quelque soit Ra_L.	(Bergman et al., 2011) Utilisé par (Sanaye et Dehghandokht, 2011)
5	$Nu_L = 0{,}52 \cdot Ra_L^{1/5}$	(18)	Plaque plane horizontale avec la surface froide vers le haut ou la surface chaude vers le bas. $10^7 < Ra_L < 10^9$	(Bergman et al., 2011) Utilisé par (Sanaye et Dehghandokht, 2011)
6	$Nu_L = 0{,}54 \cdot Ra_L^{1/4}$	(19)	Plaque plane horizontale avec la surface froide vers le bas ou la surface chaude vers le haut. Laminaire $10^4 < Ra_L < 10^7$	(Bergman et al., 2011) Utilisé par (Sanaye et Dehghandokht, 2011)
7	$Nu_L = 0{,}15 \cdot Ra_L^{1/3}$	(20)	Plaque plane horizontale avec la surface froide vers le bas ou la surface chaude vers le haut. Turbulent $10^7 < Ra_L < 10^{11}$	(Bergman et al., 2011) Utilisé par (Sanaye et Dehghandokht, 2011)

Convection naturelle ou mixte pour l'intérieur d'un bâtiment				
8	$h_{conv} = c \cdot \left\| T_{in}^{wall} - T_{air}^{cab} \right\|^{n}$ (21)		Parois planes du bâtiment :	Synthétisé et utilisé dans (Abou Eid, 2016)
	Avec c :	et n :		
9	3	0	Plafond – Convection naturelle.	(Allard, 1987)
10	3	0.7	Plafond – Convection mixte	(Inard, 1988)
11	1.5	1/3	Plancher – Plancher chauffant	(Argaud, 2001)
12	3	0	Plancher – Autres cas	(Allard, 1987)
13	1.5	1/3	Verticale – Convection naturelle	(Allard, 1987)
14	**3**	**1/3**	**Verticale – Convection mixte**	(Lebrun, 1970)
15	0.662	0.77	Verticale – Écoulement de panache	(Inard, 1988)
Cas d'un véhicule complet				
16	$h_{conv} = 5.7 + 3.8 \cdot V$	(22)	Cas d'une voiture. Surfaces externes ET internes. *V* est la vitesse d'air. Pour l'intérieur, la vitesse de l'air est mesurée ou bien déterminée par simulation CFD.	(Mezrhab et Bouzidi, 2006)
17	$h_{conv} = 6.14 \cdot V^{0.78}$	(23)	Cas d'une voiture. Surfaces externes. Appliqué pour $V > 5$ m.s^{-1}	(Fujita et al., 2001)
18	$V > 5$ m.s^{-1} : $h_{conv} = 7.12 \cdot V^{0.78}$ $V < 5$ m.s^{-1} : $\begin{cases} h_{conv} = 20 & \text{Surf. horizontales} \\ h_{conv} = 16.7 & \text{Surf. verticales} \end{cases}$	(24)	Cas d'un train. Surfaces externes.	(Abou Eid, 2016)
19	$h_{conv} = 1.163 \cdot \left(4 + 12 \cdot V^{0.5}\right)$	(25)	Cas d'une voiture. Surfaces externes. Appliqué quelque soit *V*	(Zhang et al., 2009b)
20	$V > 3$ m.s^{-1} : $h_{conv} = 9 + 3.5 \cdot V^{0.66}$ $V < 3$ m.s^{-1} : $h_{conv} = 16$	(26)	Cas d'un train. Surfaces externes.	(Li et Sun, 2013)
21	$Nu_L = 0{,}029 \cdot \mathrm{Re}_L^{0.8}$	(27)	Cas d'une voiture. Surfaces externes	(Kataoka et Nakamura, 2001)
22	Coefficients déterminés par calibration pour obtenir la meilleure adéquation entre expérimental et simulation.		Voiture ou minibus	(Bjurling, 2014; Möller, 2011; Wischhusen, 2012)

Note: Nu, Pr, Re,..., doivent être évalués à la température moyenne entre l'air et de la surface de la paroi.

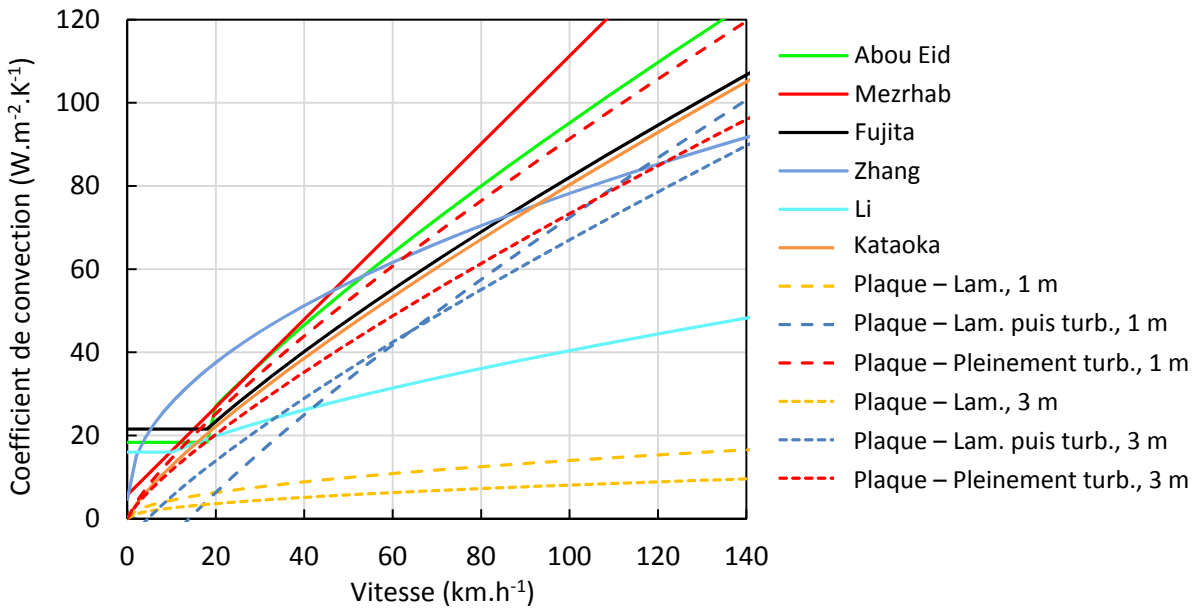


Figure 5 : Résultats des corrélations de coefficients d'échange pour les surfaces extérieures d'un véhicule

Tableau 2: Exemple des valeurs des coefficients d'échange de convection naturelle ou mixte

	#	Cas d'application	Coefficient d'échange calculé ($W.m^{-2}.K^{-1}$)			
			$\left\|T_{in}^{wall} - T_{air}^{cab}\right\|$ = 3°C		$\left\|T_{in}^{wall} - T_{air}^{cab}\right\|$ = 10°C	
			Longueur plaque = 1m	*Longueur plaque = 3m*	*Longueur plaque = 1m*	*Longueur plaque = 3m*
Cas d'une plaque plane en convection naturelle	4	Plaque verticale	2.3	2.2	3.3	3.2
	5	Plaque horizontale avec surface froide vers le haut ou chaude vers le bas.	0.7	0.4	0.9	0.6
	6	Plaque plane horizontale avec la surface froide vers le bas ou la surface chaude vers le haut. Laminaire	1.9	1.4	2.6	1.9
	7	Plaque plane horizontale avec la surface froide vers le bas ou la surface chaude vers le haut. Turbulent	2.8	2.8	4.1	4.1
Cas en convection naturelle ou mixte pour l'intérieur d'un bâtiment	9	Plafond – Convection naturelle.	3.0		3.0	
	10	Plafond – Convection mixte	6.5		15.0	
	11	Plancher – Plancher chauffant	2.2		3.2	
	12	Plancher – Autres cas	3.0		3.0	
	13	Verticale – Convection naturelle	2.2		3.2	
	14	Verticale – Convection mixte	4.3		6.5	
	15	Verticale – Écoulement de panache	1.5		3.9	

Le Tableau 2 présente les valeurs obtenues suite à l'application des corrélations de convection naturelle de plaque plane ainsi que des corrélations *ad hoc* pour les faces internes des parois de bâtiments. De par la complexité du problème physique réel, et dans un souci de conservatisme (il faut mieux surestimer le coefficient interne pour le calcul des besoins), il est décidé de retenir l'équation (21) avec c=3 et n=1/3 du cas de convection mixte (Lebrun, 1970). Considérer une convection mixte est d'autant plus pertinent pour le cas d'un véhicule que les buses de soufflages induisent des vitesses d'air élevées dans l'habitacle, particulièrement pour le mode de convergence. Ces vitesses sont supérieures à celles tolérées dans le cas des bâtiments selon les normes de confort. Des analyses de sensibilité seront menées par la suite pour évaluer l'impact de ce choix.

2.5 Modèle de l'intérieur de la cabine

Le modèle de l'intérieur de la cabine, illustré par la Figure 6 et la Figure 7, est principalement constitué du nœud d'air de la cabine et du nœud des masses internes. Il consiste alors en la résolution des bilans d'énergie aux deux principaux nœuds et des bilans de masse de l'air humide de la cabine.

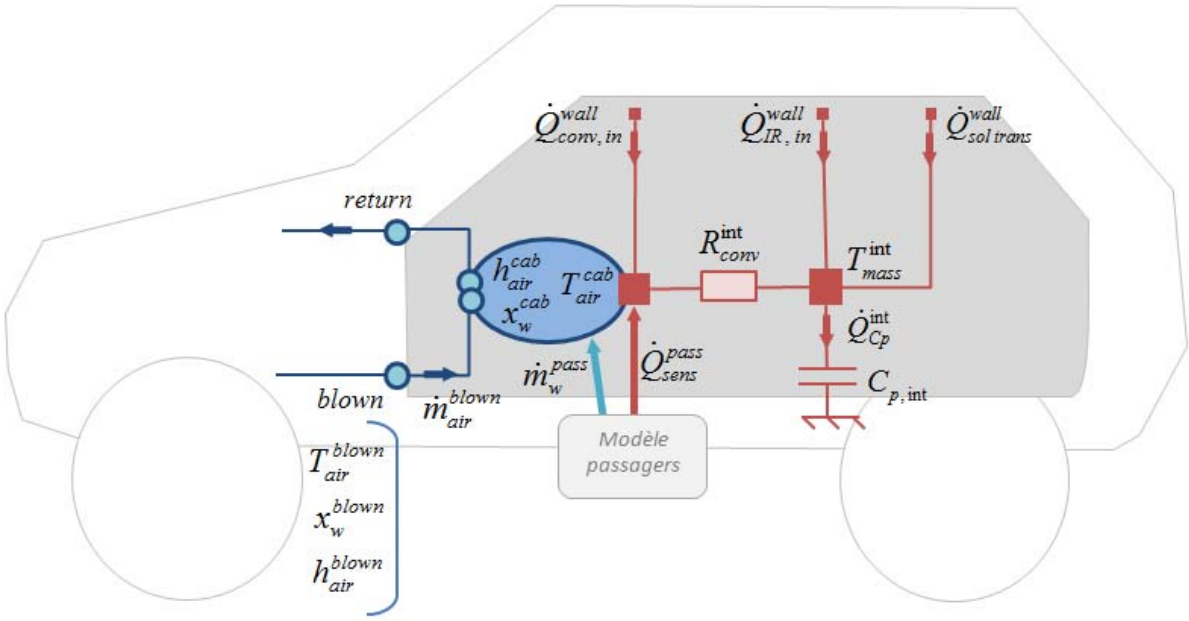


Figure 6: Schématisation du modèle de l'intérieur de la cabine

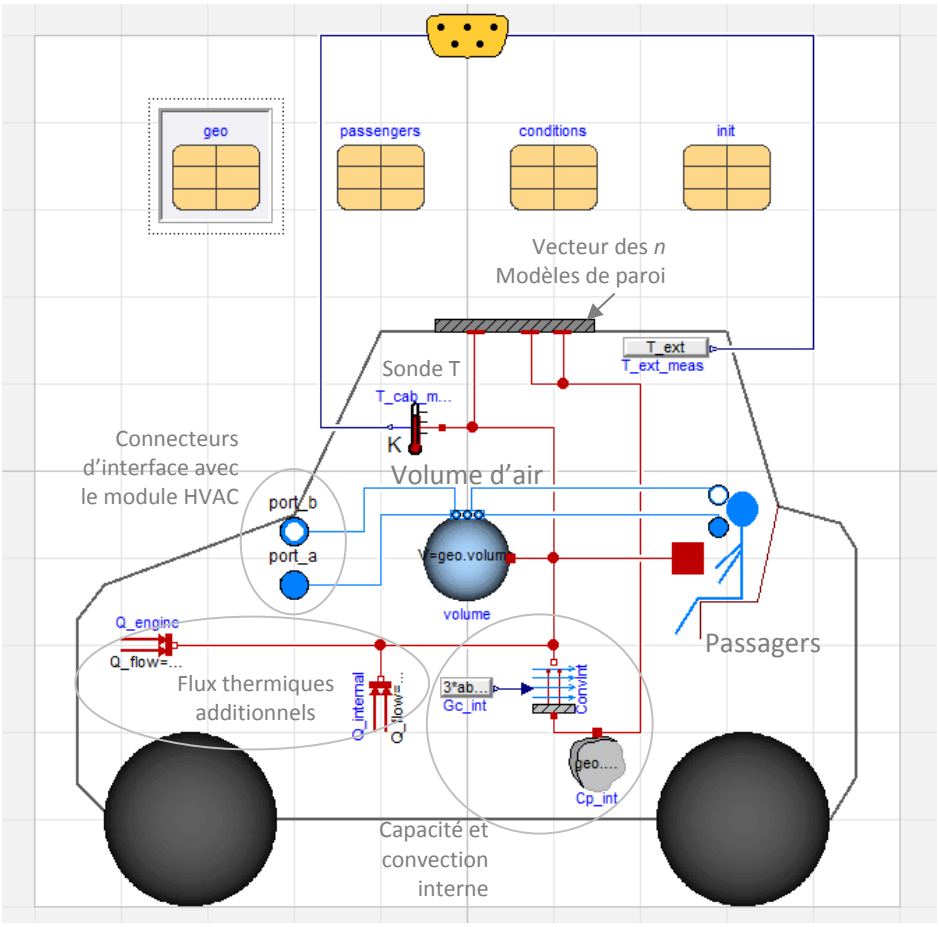


Figure 7: Vue Dymola du modèle intérieur de la cabine

Bilan d'énergie au niveau du nœud des masses internes

Le bilan d'énergie au niveau du nœud des masses internes s'exprime selon l'équation suivante:

$$C_p^{int} \cdot \frac{d(T_{mass}^{int})}{dt} = \dot{Q}_{conv}^{int} + \sum_{i=1}^{n_{wall}} \left(\dot{Q}_{sol,trans}^{wall_i} + \dot{Q}_{rad,in}^{wall_i}\right) \tag{28}$$

Avec :

$$\dot{Q}_{conv}^{int} = h_{conv}^{int} \cdot A_{mass} \cdot \left(T_{air}^{cab} - T_{mass}^{int}\right) \tag{29}$$

Les géométries des masses internes sont très complexes. Aussi, et dans la même logique que celle discutée dans la section 2.4, h_{conv}^{int} est calculé selon l'équation (21) avec c=3 et n=1/3.

Le flux solaire transmis au travers des vitrages est appliqué au nœud des masses internes. En effet, la quasi-totalité du flux solaire qui passe au travers des vitrages abouti sur cet ensemble des masses internes. Dans l'équation (28), l'ensemble des masses internes est implicitement assimilé à un corps noir (pas d'absorptivité intégrée) car les couleurs sombres habituellement utilisées possèdent des absorptivités solaires élevées de l'ordre de 0.8-0.95. De plus, une grande partie du flux qui est réfléchie atteindrait ensuite les parois de la carrosserie et donc reste une charge thermique pour la cabine. Enfin, cette approche se justifie par son conservatisme.

Bilan d'énergie appliqué au volume d'air de la cabine

Le bilan d'énergie au niveau du volume d'air de la cabine s'écrit comme suit (en kg d'air humide):

$$V_{air}^{cab} \cdot \left(u_{air}^{cab} \cdot \frac{\partial \rho_{air}^{cab}}{\partial t} + \rho_{air}^{cab} \cdot \frac{\partial u_{air}^{cab}}{\partial t} \right) = \dot{m}_{air}^{blown} \cdot h_{air}^{blown} - \dot{m}_{air}^{return} \cdot h_{air}^{cab} + \dot{Q}_{sens}^{pass} + \dot{m}_{w}^{pass} \cdot h_{w}^{vap} + \sum_{i=1}^{nWall} \dot{Q}_{conv,in}^{wall_i} - \dot{Q}_{conv}^{int} \quad (30)$$

On retrouve tout d'abord dans ce bilan, la considération des flux enthalpiques dus à l'échange d'air avec le module HVAC, à quoi s'ajoutent la chaleur sensible et l'enthalpie de la vapeur d'eau h_w^{vap} apportées par les passagers. Ensuite les différents flux de chaleur relatifs aux parois et aux masses internes s'appliquent.

Concernant les apports des passagers, une personne assise émet 70 W de chaleur sensible selon ASHRAE (2009). Ainsi, le flux thermique des passagers se calcule comme suit, avec n_{pass} le nombre de passagers :

$$\dot{Q}_{sens}^{pass} = n_{pass} \cdot 70\ W \quad (31)$$

De plus, toujours selon ASHRAE (2009), une personne assise émet 35 W de chaleur latente. Par conséquent, le débit de vapeur d'eau injecté se calcule comme suit, avec L_{lv} l'enthalpie de changement de phase liquide-vapeur (=2454 kJ.kg^{-1} à 20°C selon Energie Plus (2016)):

$$\dot{m}_{w}^{pass} = n_{pass} \cdot \frac{35\ W}{L_{lv}} \quad (32)$$

Bilans de masse appliqués à l'air de la cabine

Logiquement, dans la continuité du bilan d'énergie précédent, le bilan de masse d'air s'écrit comme suit:

$$V_{air}^{cab} \cdot \frac{\partial \left(\rho_{air}^{cab} \right)}{\partial t} = \dot{m}_{air}^{blown} - \dot{m}_{air}^{return} + \dot{m}_{w}^{pass} \quad (33)$$

Le bilan de masse d'eau donne, avec x_w le titre de vapeur d'eau dans l'air (en $kg_{vap} \cdot kg_{air\ humide}^{-1}$) :

$$V_{air}^{cab} \cdot \left(x_w^{cab} \cdot \frac{\partial \rho_{air}^{cab}}{\partial t} + \rho_{air}^{cab} \cdot \frac{\partial x_w^{cab}}{\partial t} \right) = \dot{m}_{air}^{blown} \cdot x_w^{blown} - \dot{m}_{air}^{return} \cdot x_w^{cab} + \dot{m}_{w}^{pass} \quad (34)$$

Les infiltrations d'air sont ici négligées. En effet, les habitacles de véhicule sont particulièrement étanches.

2.6 Modèle du module HVAC

Le module HVAC décrit dans la Figure 8 et la Figure 9 permet de faire recirculer tout ou partie de l'air de la cabine. Ceci est réalisé dans le modèle via un ventilateur et un ensemble de volets qui permettent d'aspirer plus ou moins d'air de la cabine ou d'air extérieur puis de mélanger ces deux débits. De plus, le module HVAC intègre un évaporateur et un radiateur ajustant la température et l'humidité de l'air soufflé afin de

conditionner l'air de la cabine. Les équations du module de recirculation ainsi que des échangeurs de chaleur sont présentées ci-dessous.

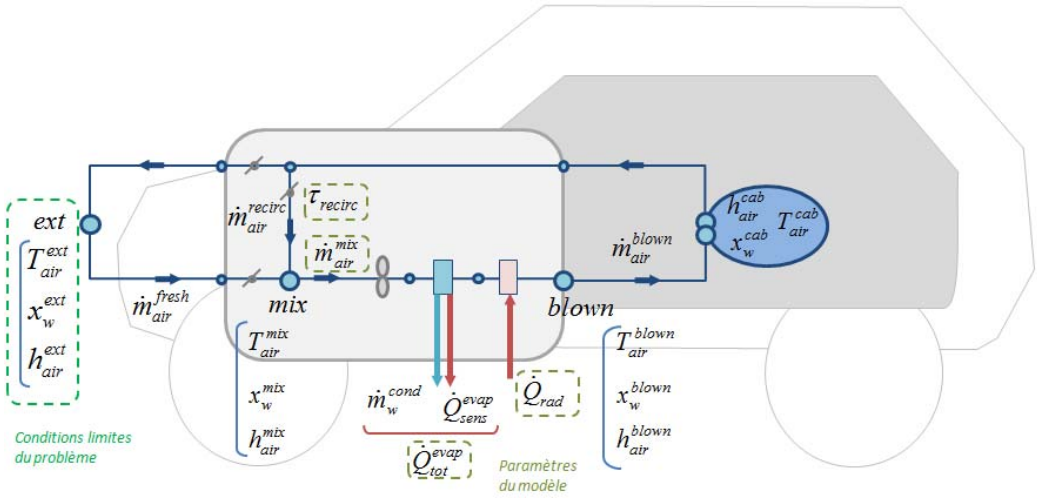


Figure 8: Schématisation du modèle du module HVAC

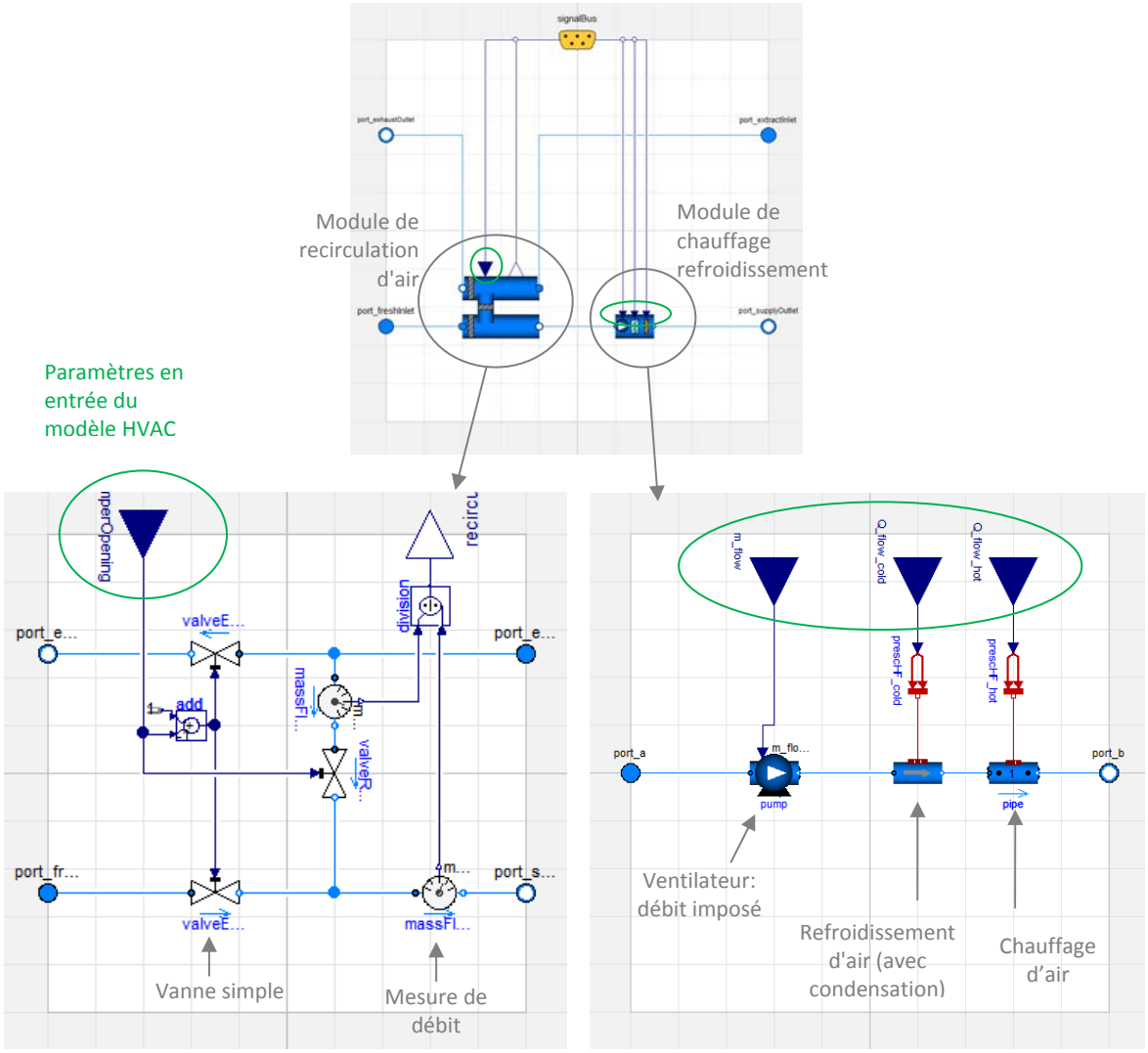


Figure 9: Vue Dymola du modèle du module HVAC

Bilans au nœud de l'air de mélange: module de recirculation

Le bilan de masse d'air au niveau du nœud de l'air de mélange est donné par l'équation suivante:

$$\dot{m}_{air}^{mix} = \dot{m}_{air}^{fresh} + \dot{m}_{air}^{recir} \tag{35}$$

Avec le débit $\dot{m}_{air}^{mix}$ imposé par le composant ventilateur.

Appliqué à la vapeur d'eau, on obtient le bilan suivant:

$$\dot{m}_{air}^{mix} \cdot x_w^{mix} = \dot{m}_{air}^{fresh} \cdot x_w^{ext} + \dot{m}_{air}^{recir} \cdot x_w^{cab} \tag{36}$$

Enfin, le bilan d'énergie peut s'écrire comme suit:

$$\dot{m}_{air}^{mix} \cdot h_{air}^{mix} = \dot{m}_{air}^{fresh} \cdot h_{air}^{ext} + \dot{m}_{air}^{recir} \cdot h_{air}^{cab} \tag{37}$$

Comme indiqué précédemment, des volets sur l'air sont utilisés afin de contrôler le débit de recirculation. Pour chaque volet, le taux d'ouverture permet de contrôler son débit d'air, ce dernier étant proportionnel au taux d'ouverture, au coefficient caractéristique k_{volet} du volet ainsi qu'à la différence de pression (avec approximation linéaire):

$$\dot{m}_{air} = ouverture \cdot k_{\text{volet}} \cdot dp_{air} \tag{38}$$

Les ouvertures des trois volets sont liées dans le modèle (volet de recirculation fermé quand les deux autres sont ouverts et inversement). Il est donc nécessaire de choisir une ouverture unique du volet de recirculation entre 0 et 1. Finalement, ce dernier est ajusté par un contrôleur PID qui reçoit l'information du taux de recirculation actuel τ_{recir}^{act} afin d'atteindre *in fine* le taux de recirculation de consigne τ_{recir}. Ce contrôle par PID est quasi instantané dans les simulations. On peut donc considérer l'expression suivante:

$$\tau_{recir} = \frac{\dot{m}_{air}^{recir}}{\dot{m}_{air}^{mix}} \tag{39}$$

Bilans entre le nœud de l'air de mélange et le nœud de l'air soufflé: module de chauffage/refroidissement

À la suite du mélange entre l'air de recirculation et l'air frais, l'air traverse deux échangeurs de chaleur : un évaporateur puis un radiateur. Une masse $\dot{m}_w^{cond}$ de vapeur d'eau présente dans l'air humide peut se condenser dans l'évaporateur. Le besoin en puissance thermique du système HVAC est impacté. Par conséquent, le phénomène de condensation dans le module HVAC est à considérer dans notre étude.

Le bilan de masse de l'air entre le point de mélange et le point de soufflage est donné par :

$$\dot{m}_{air}^{blown} = \dot{m}_{air}^{mix} - \dot{m}_w^{cond} \tag{40}$$

Appliqué à la vapeur d'eau, on obtient le bilan suivant :

$$\dot{m}_{air}^{blown} \cdot x_w^{blown} = \dot{m}_{air}^{mix} \cdot x_w^{mix} - \dot{m}_w^{cond} \tag{41}$$

Ensuite, le bilan d'énergie s'explicite comme suit :

$$\dot{m}_{air}^{blown} \cdot h_{air}^{blown} = \dot{m}_{air}^{mix} \cdot h_{air}^{mix} - \dot{m}_{w}^{cond} \cdot h_{w,vap} - \dot{Q}_{sens}^{evap} + \dot{Q}_{rad} \tag{42}$$

Avec:

$$\dot{Q}_{sens}^{evap} = h_{conv}^{evap} \cdot A_{evap} \cdot \left(\frac{T_{air}^{mix} - T_{air}^{evap\ out}}{ln\left(\frac{T_{air}^{mix} - T_{evap}^{wall}}{T_{air}^{evap\ out} - T_{evap}^{wall}} \right)} \right) \tag{43}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{w}^{cond} = \dfrac{h_{conv}^{evap} \cdot A_{evap}}{\rho_{air}^{mix} \cdot c_{p,air}} \cdot \left(\dfrac{x_{air}^{mix} - x_{air}^{blown}}{ln\left(\dfrac{x_{air}^{mix} - x_{sat}(T_{evap}^{wall})}{x_{air}^{blown} - x_{sat}(T_{evap}^{wall})} \right)} \right) & si\ \ x_{air}^{mix} > x_{sat}(T_{evap}^{wall}) \\ \dot{m}_{w}^{cond} = 0 \qquad si \qquad x_{air}^{mix} \leq x_{sat}(T_{evap}^{wall}) \end{cases} \tag{44}$$

Dans les équations (43) et (44), la température de surface (coté air) de l'évaporateur, T_{evap}^{wall}, est considérée homogène. À partir de cette hypothèse, une approche avec température logarithmique moyenne est appliquée pour déterminer les échanges de chaleur et de masse. Il est par conséquent nécessaire de prendre en compte une surface d'échange côté air de l'échangeur A_{evap} ainsi qu'un coefficient d'échange côté air h_{conv}^{evap}. Ces deux derniers sont des paramètres d'entrée du modèle. On considère une surface de 2 m^2 et un coefficient d'échange de 100 $W.K^{-1}.m^{-2}$, ce qui correspond à un évaporateur typique de climatisation automobile.

Suite aux équations (43) et (44), la puissance latente et la puissance totale de l'évaporateur se calculent ainsi:

$$\dot{Q}_{lat}^{evap} = \dot{m}_{w}^{cond} \cdot L_{lv} \tag{45}$$

Et

$$\dot{Q}_{tot}^{evap} = \dot{Q}_{sens}^{evap} + \dot{Q}_{lat}^{evap} \tag{46}$$

Dans les équations (42) à (46), les puissances thermiques totales des deux échangeurs, à savoir $\dot{Q}_{tot}^{evap}$ et $\dot{Q}_{rad}$, sont considérées comme des entrées du modèle (et non des résultats). Les équations (43) à (46) servent *in fine* à déterminer la puissance sensible $\dot{Q}_{sens}^{evap}$ ainsi que la quantité d'eau $\dot{m}_{w}^{cond}$ qui condense. La puissance sensible va alors jouer sur l'équilibre thermique de la cabine et l'eau qui condense sur l'équilibre en vapeur d'eau dans la cabine.

2.7 Modèle de l'air humide

Le système d'équations décrit précédemment nécessite aussi une description de l'air humide afin de lier l'enthalpie massique, l'énergie interne massique, la température, l'humidité et la densité en plus de calculer la conductivité thermique. Le modèle "MoistAir" disponible dans la bibliothèque *Modelica Standard Library* (MSL) intégrée à Dymola est employé. Il est décrit dans le manuel d'utilisation de la bibliothèque (Modelica Association, 2013). L'air humide est représenté par un mélange idéal des deux gaz que sont l'air et la vapeur d'eau. L'équation d'état des gaz parfaits est utilisée ainsi que le modèle de Dalton pour gérer le mélange. Le

modèle est valable pour des pressions de mélange proches de la pression atmosphérique d'une part, et pour des températures allant de 190 à 647 K d'autre part. La Figure 10 présente le diagramme de l'air humide généré par le modèle.

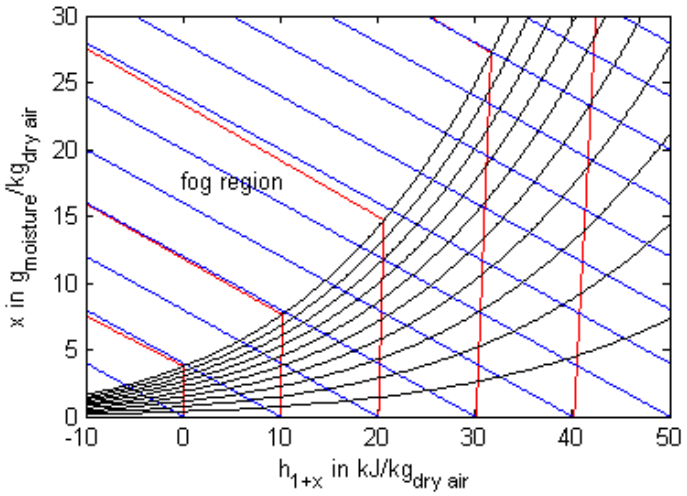


Figure 10: diagramme de l'air humide généré par le modèle "MoistAir" de la MSL

2.8 Résolution numérique du modèle final

Une vue du modèle Dymola final de la cabine est donné dans la Figure 11. C'est ce modèle qui est simulé dans l'environnement Dymola (voir l'annexe 1).

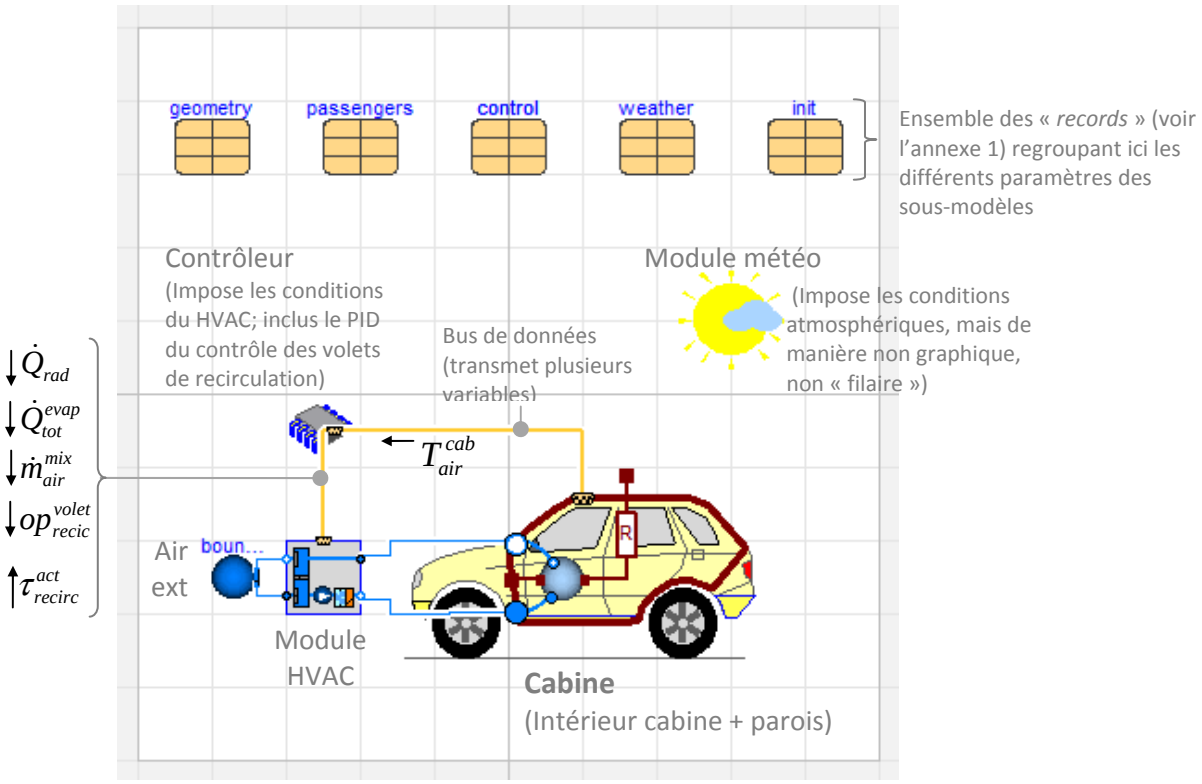


Figure 11: Vue Dymola du modèle final du niveau supérieur

L'ensemble des équations qui constituent le modèle est directement résolu par le logiciel sans nécessité de développer un schéma numérique. Effectivement, les équations présentées forment un ensemble fermé d'équations différentielles algébriques (*differential/algebraic equations* – DAE) que Dymola est capable de traiter.

Le système de DAE est tout d'abord manipulé symboliquement afin de simplifier (élimination de variables) et de réorganiser les équations sous forme d'une matrice de structure triangulaire par blocs (utilisation notamment de l'algorithme de Tarjan). Ensuite, le nouveau système DAE est transformé en système ODE (*ordinary differential equations*) en utilisant notamment l'algorithme de "*tearing*" et l'algorithme de Pantelides quand applicable. Finalement, le cœur de l'intégration du système ODE à chaque pas de temps est mené par l'algorithme DASSL (Petzold, 1982). Cet algorithme utilise notamment la méthode BDF (*backward differentiation formula*) pour aboutir à un nouvel ensemble d'équations algébriques, souvent non linéaires, résolues par la suite via la méthode de Newton. L'algorithme de DASSL est un algorithme à pas variable et est notamment adapté pour les systèmes dits *stiff*.

3 Calcul des besoins

3.1 Paramètres de simulation

3.1.1 Spécification des calculs

La section 2 a permis de développer un modèle thermique et fluidique de la cabine et du module HVAC permettant de simuler le système. Cet outil numérique permet d'établir les besoins thermiques de la cabine. Pour se faire, il reste à préciser la spécification des calculs. Cette dernière regroupe les informations sur les conditions d'opération, telle que la température extérieure, mais aussi différents critères comme la température de consigne de la cabine. Cette spécification de calcul influence directement les résultats. Par exemple, choisir une température cible pour la cabine à 18°C ou à 22°C n'aboutira pas aux mêmes besoins… Bien choisir la spécification des calculs est donc important, mais n'est pas trivial.

Premièrement, il n'existe pas de normes nationales ou internationales précisant les performances d'un système HVAC à respecter dans l'automobile, contrairement à ce qui est rencontré, par exemple, dans le ferroviaire avec la norme NF EN 14750 (2006) qui fixe notamment des plages de températures et d'humidités cibles suivant les températures extérieures et fixe les débits d'air neuf minimums. Du côté des constructeurs et équipementiers automobiles, il ne semble pas non plus se dégager de règles généralisées permettant de rendre plus générique l'approche de détermination des besoins. Au vu de différentes discussions, le cas par cas semble dominer d'autant plus que chaque constructeur a ses propres habitudes, notamment en termes de positionnement de l'interface avec l'équipementier (en particulier, savoir qui est en charge du contrôle du système). Par exemple, l'équipementier VALEO présente parfois une approche avec 0% de recirculation en dessous d'une certaine température extérieure (Neveu, 2011), alors que le constructeur PSA privilégie 100% de recirculation avec un apport d'air neuf à des intervalles de temps bien définis (Bou Nader, 2016).

De plus, certains critères de calcul sont particulièrement arbitraires. Par exemple, la durée cible du mode convergence est plus délicate à fixer qu'une simple température cible de cabine avoisinant les 20°C. Choisit-on d'atteindre la consigne en 5 min ou en 15 min ? Par rapport à ce point, une approche se dégage dans l'industrie automobile. Elle est basée sur un test de Volkswagen et stipule qu'il faut atteindre 22°C en climat tempéré au niveau des appuis-tête après 20 min de roulage à 45 km.h^{-1} à 45°C de température extérieure et avec flux solaire. Cependant, ce test donne des spécifications pour le cas de la climatisation et ne permet pas de calculer les besoins sur l'ensemble des températures extérieures.

Enfin, il y a une infinité de façons d'injecter une puissance thermique donnée dans l'habitacle suivant le couple débit de soufflage et température de soufflage. Or, en mode « tout-air-neuf », le débit de soufflage a une forte influence sur le besoin thermique. Il est possible de considérer une loi d'air de soufflage en température, ou en débit, mais laquelle ? Cet aspect est aussi couplé aux critères acoustiques et aux requis sur les températures de soufflage.

Au vu de ces complexités, il s'est avéré nécessaire de faire des choix. Basé sur les différents éléments rencontrés au cours de ce travail, il a été choisi de se fixer les spécifications présentées dans le Tableau 3 pour les calculs finaux des besoins thermiques. À noter que des analyses de sensibilité seront menées afin de mettre en perspective les résultats finaux par rapport aux présents choix de spécification.

Tableau 3: Spécifications du calcul des besoins thermiques

	T_{air}^{ext} (°C)	HR^{ext} (1) (%)	Cible T_{air}^{cab} (2) (°C)	t_{cible} (3) (min)	$\dot{m}_{air}^{blown}$ Stab. (4) (kg.h^{-1})	$\dot{m}_{air}^{blown}$ Conv. (5) (kg.h^{-1})	$\dot{m}_{air}^{fresh}$ (6) (kg.h^{-1})	n_{pass} (-)	Déshum. ΔT_{air}^{evap} (7) (°C)	Enso-leille-ment (8) (N/A)	Initiali-sation (N/A)	Vitesse véhicule (9) (km.h^{-1})
Chauffage	-20	85	23	20	245	400	Idem $\dot{m}_{air}^{blown}$ (pas de recirc)	0	Non	Non	Tout à T_{air}^{ext}	45
	-15				236	390						
	-10	95			225	360						
	-5				210	330						
	0			15	**200**	**310**						
	5				185	290			3			
	10			10	180	285			5			
	15				187	290			10			
	20				195	300						
Clim	15	95	23	10	187	290	187	4	min 10 (10)	Oui: $I_S = 700\ W.m^{-2}$ $D_h = 117\ W.m^{-2}$ (13)	Tout à T_{air}^{ext}	45
	20				195	300	195					
	25				248	390	124		Non (11)			
	30	85			330	533	88					
	35	65		15	378	608	59					
	40	55			**400**	**632**	48 (12)					
	45	35		20	408	640						

Notes :

(1) : Estimation des humidités relatives maximales pour les différentes températures typiques pour des climats Français.
(2) : Basé sur des façons de faire PSA (Bou Nader, 2016)
(3) : Mode convergence : Temps requis pour atteindre la température cible. Basé sur des façons de faire PSA (Bou Nader, 2016).
(4) : Mode stabilisé. Basé sur des valeurs de Valeo (Neveu, 2011).
(5) : Mode Convergence. Basé sur des valeurs de Valeo (Neveu, 2011).
(6) : Basé sur des valeurs de Valeo (Neveu, 2011).
(7) : Si la déshumidification est souhaitée, on cherche ici à contrôler la chute de température de l'air entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. Basé sur des données PSA (Bou Nader, 2016)
(8) : Si présence d'ensoleillement, $I_S = 700\ W \cdot m^{-2}$, $D_h = 117\ W \cdot m^{-2}$ *et* $\vec{n} = \{0,0,1\}$. *Basé sur norme NF EN 14750 (2006).*
(9) : Basé sur des données PSA (Bou Nader, 2016).
(10) : Le refroidissement nécessaire peut être supérieur à 10°C. Aussi, la considération sur la déshumidification n'est appliquée que si ce refroidissement était inférieur à 10°C dans le cas sans déshumidification.
(11) : Dans la continuité du commentaire précédent, on ne cherche pas ici à rajouter de la déshumidification, car le refroidissement en crée déjà.
(12) : Tel que, au minimum, $\dot{v}_{fresh\ air} = n_{pass} \cdot 12\ m^3 \cdot h^{-1}$ *selon NF EN 14750 (2006).*
(13) : selon NF EN 14750 (2006) zone climatique II.

3.1.2 Paramètres de la cabine

Afin de mener les analyses, un véhicule type de segment C (compact) a été considéré. Les différentes propriétés géométriques et thermiques du véhicule sont présentées dans le Tableau 4.

Tableau 4: Géométrie et propriétés de la cabine du véhicule de référence

Composant		Caractéristique	Valeur	Unité
Géométries Vitrages	Pare-brise	Surface	0.9	m^2
		Angle [1]	29	°
	Vitres avant	Surface	0.25	m^2
		Angle	90	°
	Vitres arrière	Surface	0.20	m^2
		Angle	90	°
	Lunette arrière	Surface	0.30	m^2
		Angle	67	°
Géométries Carrosserie	Toit	Surface	2.23	m^2
		Angle	0	°
	Portes avant	Surface	0.9	m^2
		Angle	90	°
	Portes arrière	Surface	0.9	m^2
		Angle	90	°
	Plancher	Surface	4.04	m^2
		Angle	180	°
Épaisseurs	Carrosserie	Épaisseur	2	mm
	Vitrage	Épaisseur	4	mm
	Garnissage	Épaisseur plafond	13	mm
		Épaisseur portières [2]	75	mm
		Épaisseur plancher	15	mm
Matériaux	Verre	Densité	2530	$kg.m^{-3}$
		Capacité thermique massique	795	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
		Conductivité thermique	1.4	$W.m^{-1}.K^{-1}$
		Émissivité	0.85	-
		Transmissivité	0.85	-
		Absorptivité	0.08	-
	Carrosserie	Densité	7800	$kg.m^{-3}$
		Capacité thermique massique	500	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
		Conductivité thermique	25	$W.m^{-1}.K^{-1}$
		Émissivité extérieure	0.85	-
		Émissivité intérieure	0.85	-
		Absorptivité	0.8	-
	Garnissage	Densité	250	$kg.m^{-3}$
		Capacité thermique massique	700	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
		Conductivité thermique	0.08	$W.m^{-1}.K^{-1}$
Cabine	Air	Volume cabine	3.1	m^2
	Masses internes	Capacité thermique	75 [3]	$kJ.K^{-1}$
		Surface d'échange	15	m^2
		Facteur de forme entre les parois et l'ensemble des masses internes	0.75	-

[1] Angles entre la normale et la verticale. L'angle entre la normale et le nord n'est pas précisé ici, car on considère un véhicule pointant vers le nord et l'angle est donc intuitif pour les différentes surfaces.

[2] Les épaisseurs d'air sans garnissage présentes dans les portes sont prises en compte dans l'épaisseur du garnissage (conservatif)

[3] Estimation basée sur les informations données par Marcos et al. (2014) (à noter que Marcos ne prenait en compte que la capacité thermique de la base du véhicule, soit environ la moitié de la capacité cumulée des parois). Pour information et mise en perspective, la capacité thermique totale des parois est ici de 155 $kJ.K^{-1}$.

3.2 Analyses en mode confort

3.2.1 Cas de référence

Afin de débuter l'analyse, détaillons tout d'abord les résultats pour deux cas de température ambiante extérieure: un cas d'hiver à 0°C et un cas d'été à 40°C (les autres paramètres étant fixés selon le Tableau 3). La Figure 12 présente les différentes charges thermiques calculées pour les deux cas.

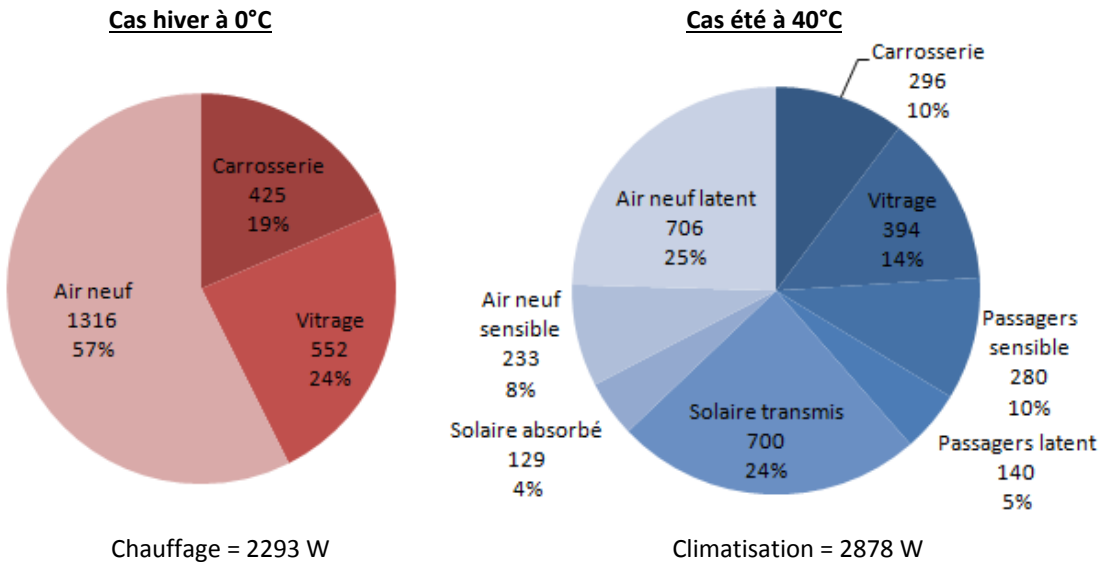


Figure 12 : Répartition de la charge thermique (en watts) pour les cas de référence à 0°C et 40°C

Dans le cas du chauffage, le besoin thermique est de 2.3 kW. On constate que l'apport d'air neuf représente environ la moitié de la charge thermique totale. En ce qui concerne les déperditions thermiques au travers des parois, on observe que les vitrages induisent légèrement plus de pertes thermiques que les parois de la carrosserie malgré des surfaces bien inférieures. Ceci est dû à la faible isolation au niveau des vitrages.

Le besoin total en mode climatisation est de 2.9 kW. Le découpage des charges est plus complexe pour ce mode du fait de la présence du soleil, des passagers et du phénomène de condensation de l'eau.

Les déperditions au niveau des parois représentent environ un quart de la charge totale. À noter que ces déperditions correspondent au flux thermique qui traverse les parois si l'on impose les bonnes températures extérieures et intérieures en l'absence de soleil. En effet, on a cherché ici à découpler ce qui est dû à l'absorption du flux solaire et passe par conduction au travers des parois de ce qui est intrinsèquement dû à l'échange avec l'air extérieur via le coefficient d'échange global de la cabine. Pour ces déperditions, les vitrages ont aussi un poids plus important que la carrosserie.

Ensuite, loin d'être négligeable, les charges thermiques dues aux passagers comptent pour 15% de la charge totale avec évidemment une répartition 2/3 1/3 entre, respectivement, chaleur sensible et latente.

Le troisième quart approximativement de la charge thermique correspond à l'impact du soleil. Le flux transmis directement est le principal apport thermique. Une grande partie du flux absorbé est réémis vers l'ambiant au travers d'une augmentation des températures extérieures des parois exposées.

Finalement, l'apport d'air neuf, bien que faible, car le taux de recirculation est élevé (0.808 ici afin de respecter le critère donné dans le Tableau 3), constitue au final 1/3 de la charge totale. Ce poids important n'est pas dû à la part sensible (faible débit d'air), mais plutôt à l'énergie latente de condensation de l'humidité présente dans l'air neuf. Il arrive que cette charge thermique pour le système de climatisation ne soit pas prise en compte. Dans ces cas, souvent, seule la chaleur latente des passagers est considérée. Cette approche est acceptable à 100% de recirculation, mais elle n'est pas complète s'il y a apport d'air neuf, comme dans le cas présent.

3.2.2 Sensibilité aux coefficients de convection

Comme montré à la section 2.4, plusieurs corrélations peuvent être employées. Aussi, une sensibilité sur ces corrélations a été menée. Basés sur les deux simulations précédentes, les cas suivants ont été simulés:

- Cas 1: cas de référence avec l'expression (32) de Fujita et al. (2001) pour la convection externe et l'équation (30) avec c=3 et n=1/3 du cas de convection mixte pour la convection interne;
- Cas 2: coefficients internes calculés à partir des corrélations de la plaque plane en convection naturelle avec les équations (17) à (20) (suivant l'orientation de la plaque et la différence de température, la corrélation appropriée est utilisée);
- Cas 3: coefficients internes calculés à partir de la corrélation de la plaque plane en convection forcée et écoulement laminaire, équation (14), et une vitesse d'air fixée par hypothèse à 0.5 m/s;
- Cas 4: même équation que le cas 3, mais avec une vitesse de 1 m/s;
- Cas 5: coefficients externes calculés à partir de la corrélation de la plaque plane en convection forcée et écoulement pleinement turbulent selon l'équation (16);
- Cas 6: coefficients externes calculés avec la même équation que le cas de référence, mais en appliquant un coefficient multiplicateur de 1.5.

Pour le cas 1 de référence à une température extérieure de 0°C, les coefficients d'échanges internes varient de 4.6 à 7.3 $W.K^{-1}.m^{-2}$ suivant la surface considérée. Le passage de la convection mixte à la pure convection naturelle, cas 2, a pour effet de diminuer les coefficients d'échanges internes entre 0.7 et 3.9 $W.K^{-1}.m^{-2}$. Quant à la corrélation de convection forcée, elle permet d'aboutir à des valeurs entre 1.8 et 5 puis 2.6 et 7 $W.K^{-1}.m^{-2}$ respectivement pour les cas 3 et 4. En ce qui concerne la convection externe, le coefficient d'échange passe de 44 $W.K^{-1}.m^{-2}$ pour toutes les surfaces à des valeurs allant de 37 à 60.9 $W.K^{-1}.m^{-2}$ pour le cas 5 correspondant à une plaque plane en écoulement forcé turbulent. Le cas 6 implique un coefficient d'échange de 66 $W.K^{-1}.m^{-2}$.

Les impacts sur les besoins thermiques pour le cas à 0°C et celui à 40°C sont présentés dans le Tableau 5. Tout d'abord, on observe que les écarts entre les différents cas sont faibles. Les corrélations du cas 2 diminuent d'environ 10% les besoins et donnent des résultats similaires à ceux avec un écoulement d'air forcé à faible vitesse. À noter que cette diminution est physique, et non simplement liée à une incertitude du coefficient d'échange, puisque le cas 2 simule un cas de convection naturelle contrairement à la situation de convection mixte du cas de référence.

Ensuite, en ce qui concerne le coefficient d'échange externe, la sensibilité du besoin est inférieure à +/-3% malgré une variation du coefficient d'échange allant jusqu'à 50%.

Au vu de cette analyse, il est conclu que les corrélations choisies par défaut sont pertinentes et génèrent peu d'incertitudes sur les résultats finaux en termes de besoins thermiques.

Tableau 5 : Impacts des corrélations de convections sur les besoins thermiques

	Écarts relatifs des besoins avec le cas de référence (%)				
T_{air}^{ext}	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6
0°C	-10.6%	-12.3%	-8.8%	0.2%	1.4%
40°C	-8.9%	-10.7%	-8.1%	0.6%	-2.7%

3.2.3 Sensibilité à la prise en compte de la radiation

Dans la section 2.2 portant sur le modèle de paroi, plusieurs hypothèses ont été faites concernant les aspects radiatifs en infrarouge. Cette section a pour premier but d'évaluer l'impact de différentes hypothèses de radiation en infrarouge. De plus, il a été montré dans la section 2.3 portant sur le calcul des flux solaires que le rayonnement diffus ainsi que la réflexion diffuse sur le sol est prise en compte par le modèle. Ainsi, on cherche également à évaluer l'impact de ces deux derniers aspects qui sont omis dans certains modèles de la littérature.

Comme pour la section précédente, on cherche à comparer les résultats du cas de référence avec des cas utilisant une hypothèse différente (les autres restantes égales par ailleurs). Les cas suivants sont considérés:

- Cas 1: cas de référence. Les surfaces orientées vers le ciel échangent radiativement avec le ciel sans nuages à T_{sky}. Les parois latérales échangent avec un environnement radiatif à T_{air}^{ext}. De plus, les faces internes des parois échangent radiativement avec les masses internes. Pour chaque paroi, le facteur de forme avec les masses internes est de 0.75.
- Cas 2: toutes les parois échangent avec un environnement radiatif à T_{sky}.
- Cas 3: toutes les parois échangent avec un environnement radiatif à T_{air}^{ext}.
- Cas 3 bis (pour le cas été seulement): le plancher échange radiativement avec la route à 80°C
- Cas 4: facteur de forme avec les masses internes de 1.
- Cas 5: pas d'échanges radiatifs à l'intérieur de l'habitacle.
- Cas 5 bis: pas d'échanges radiatifs à l'intérieur de l'habitacle avec convection naturelle pure à l'intérieur de l'habitacle.
- Cas 6: pas de rayonnement solaire diffus.
- Cas 7: pas de réflexion diffuse du solaire par le sol (albédo nul).
- Cas 8: ni rayonnement solaire diffus ni réflexion diffuse du solaire par le sol.

Le Tableau 6 présente les résultats des différents cas. Suivant l'environnement IR considéré, les résultats varient dans une plage de +/- 3%, voir souvent inférieure à +/- 1.5% par rapport au cas de référence. Cette hypothèse sur la température à retenir pour représenter l'environnement IR est donc secondaire. En particulier, la considération d'une route très chaude impacte très peu les besoins. Au vu des résultats du cas 4, on peut évaluer que l'incertitude sur le facteur de forme de chaque paroi avec les masses internes engendre une incertitude d'environ 2%, ce qui reste négligeable. Ne pas considérer cette radiation entraîne par contre une sous-estimation du besoin d'environ 5 à 7% dans le cas avec convection interne mixte. En utilisant les corrélations de convection naturelle, l'écart augmente jusqu'à 17%. Il est donc important de modéliser ce chemin thermique interne par radiation. Par ailleurs, ne pas prendre en compte le rayonnement solaire diffus et la réflexion diffuse du solaire par le sol entraîne une sous-estimation de plus de 10%. Ces deux aspects sont donc aussi à considérer.

Tableau 6: Impacts des hypothèses de radiation sur les besoins thermiques

	Écarts relatifs des besoins avec le cas de référence (%)								
T_{air}^{ext}	Cas 2	Cas 3	Cas 3bis	Cas 4	Cas 5	Cas 5bis	Cas 6	Cas 7	Cas 8
0°C	2.0%	-1.5%	N/A	1.7%	-6.7%	-17.3%*	N/A	N/A	N/A
40°C	-3.0%	0.7%	0.8%	1.1%	-4.6%	-16.7%*	-9.0%	-5.6%	-12.2%

** L'écart est calculé par rapport au cas 5.*

3.2.4 Sensibilité aux propriétés du véhicule

Il est difficile de connaître exactement les propriétés d'un véhicule. Ainsi, il est utile d'avoir une idée des incertitudes engendrées en comparant les cas suivants:

- Cas 1: cas de référence avec les propriétés présentées dans la section 3.1.
- Cas 2: pour une même surface totale du véhicule, augmentation de 50% des surfaces vitrées qui passent de 2 à 3 m^2 (et la carrosserie passe de 10 à 9 m^2).
- Cas 3: augmentation de 20% de l'ensemble des surfaces. Le véhicule passe alors de 12 à 14.4 m^2.
- Cas 4: augmentation de 50% de la conductivité des parois.
- Cas 5: diminution de 50% de la conductivité des parois.

Le Tableau 7 présente les résultats. Bien que les impacts sur les besoins augmentent relativement aux comparaisons précédentes (valeurs entre 7 et 17%), on constate que les variations sur les paramètres du véhicule sont toutefois relativement amorties. Ainsi, 20% d'incertitude sur les surfaces (alors que ce paramètre est un des mieux mesurables) donne 10% d'incertitude sur les besoins. Encore plus évocateur, 50% d'incertitude sur la conductivité des parois n'implique que 10% de variation sur les besoins.

Tableau 7: Impacts des propriétés du véhicule sur les besoins thermiques

	Écarts relatifs des besoins avec le cas de référence (%)			
T_{air}^{ext}	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5
0°C	6.7%	8.5%	-5.7%	12.0%
40°C	16.6%	11.5%	-7.0%	10.1%

3.2.5 Sensibilité aux conditions d'opération

Nous venons d'analyser l'impact de différentes hypothèses de modélisation et d'incertitudes sur les propriétés d'un véhicule. Il reste un groupe de paramètres qui peuvent influencer les besoins thermiques. Ce groupe est constitué des différentes conditions d'opération considérées pour mener le calcul. Elles correspondent aux choix arbitraires sous-jacents aux spécifications du calcul présentées dans le Tableau 3 de la section 3.1.1.

Afin d'analyser l'impact de ces conditions d'opération, les cas suivants sont considérés:

- Cas 1: cas de référence avec les conditions d'opération du Tableau 3 de la section 3.1.1.
- Cas 2: 25% de débit soufflé supplémentaire.
- Cas 3: 25% de débit soufflé en moins.
- Cas 4: recirculation de 0% (note: correspond au cas de référence pour la condition à 0°C).
- Cas 5: recirculation de 50%.
- Cas 6: recirculation de 100%.
- Cas 7: Température de consigne à 20°C.

- Cas 8: Température de consigne à 25°C.
- Cas 9: Véhicule à l'arrêt (avec convection mixte).
- Cas 10: Véhicule à 100 km.h^{-1}.
- Cas 11: Soleil incliné vers le nord de 30° par rapport à la verticale.
- Cas 12: Soleil incliné vers l'ouest de 30° par rapport à la verticale.

Les résultats sont présentés dans le Tableau 8. L'importance majeure du choix du taux de recirculation est clairement mise en évidence par ces résultats. Le besoin thermique passe quasiment du simple au triple. Ensuite, le choix de la température de consigne influence de l'ordre de 5 à 14% les résultats, et ce, surtout pour le cas de chauffage à cause de la faible recirculation. Le cas de chauffage est aussi sensible au débit d'air soufflé pour la même raison. Finalement, la vitesse du véhicule ainsi que l'orientation du soleil ont ici peu d'impact. À noter que le besoin thermique est maximisé pour de faibles vitesses pour le cas de climatisation avec soleil. D'autre part, pour un véhicule standard, le besoin thermique est maximal pour un soleil au zénith.

Tableau 8: Impacts des conditions d'opération considérées sur les besoins thermiques

	Écarts relatifs des besoins avec le cas de référence (%)										
T_{air}^{ext}	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6	Cas 7	Cas 8	Cas 9	Cas 10	Cas 11	Cas 12
0°C	14.3%	-14.3%	N/A	-28.6%	-57.3%	-13.6%	9.1%	-9.3%	2.0%	N/A	N/A
40°C	-3.2%	0.8%	98.7%	43.4%	-32.9%	7.8%	-5.4%	2.1%	-0.8%	-5.0%	-2.0%

3.3 Besoins thermiques en mode stabilisé

Les analyses précédentes ont permis de bien appréhender la physique du modèle. Maintenant, à partir des conditions d'opération choisies pour le calcul (voir section 3.1.1 et Tableau 3), les besoins thermiques peuvent être calculés pour un véhicule automobile de taille moyenne. La Figure 13 présente les résultats de simulation. Puisque l'on a montré précédemment l'énorme impact du taux de recirculation choisi, les cas correspondant à 100% et 0% de recirculation ont été ajoutés et bornent la surface grisée de la figure. Pour ces cas, la déshumidification n'a pas été prise en compte. À noter que le besoin ne s'annule pas, car, aux alentours de 15 et 20°C, les cas de chauffage ou de climatisation (avec ou sans soleil et passagers) peuvent s'appliquer comme indiqué dans le Tableau 3. On a donc considéré le cas le plus défavorable des deux scénarios.

Le graphique inclus aussi le besoin thermique total qui est simplement la somme du besoin thermique de chauffage et du besoin thermique de climatisation. Les puissances thermiques sont loin d'être négligeables entre 5°C et 20°C. Une augmentation du besoin thermique total peut même être observée en raison de la nécessité de déshumidification qui implique l'utilisation de la climatisation et du chauffage en même temps.

Pour les cas de froid plus extrêmes, le besoin de chauffage augmente de manière conséquente. Il est par exemple de 3.6 kW à -10°C. Ces puissances de chauffage sont du même ordre de grandeur que les puissances mécaniques nécessaires pour faire avancer un véhicule sur le plat à faible vitesse.

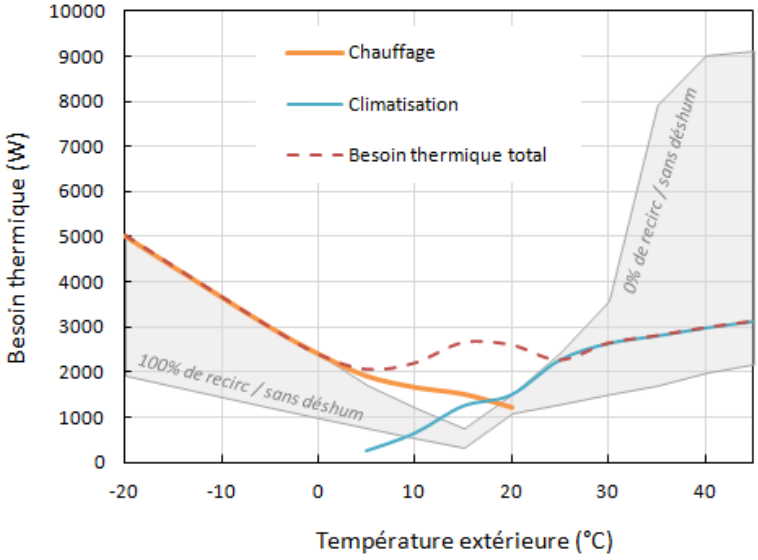


Figure 13: Besoins thermiques de chauffage et climatisation en mode stabilisé

3.4 Analyses en mode convergence

3.4.1 Cas de référence

La Figure 14 présente la montée et la chute de température d'air de la cabine respectivement pour un cas d'hiver à 0°C avec 4 kW de chauffage et un cas d'été à 40°C avec 3.5 kW de climatisation (les autres paramètres étant fixés selon le Tableau 3). Pour les deux cas, le transitoire du système de chauffage et de climatisation n'est pas considéré. La puissance est imposée de manière constante lors de la durée de la simulation. Cette approche est légèrement conservatrice pour le cas de la climatisation puisque, en réalité, la puissance de climatisation n'est pas constante à cause des performances du cycle à compression de vapeur plus élevées en début du transitoire (écarts de températures initialement faibles entre condenseur et évaporateur).

Dans les deux cas, une réponse dynamique comportant deux transitoires se dégage. On observe une variation très rapide de la température puis une évolution plus lente. Le premier transitoire correspond à la capacité thermique du volume d'air à chauffer. Le deuxième transitoire correspond à la capacité thermique des parois et des masses internes.

Les besoins thermiques en mode de convergence sont déterminés par ce type de simulations. On cherche à respecter le critère donné dans le Tableau 3, à savoir atteindre 23°C en un délai défini. Une puissance est imposée pour la simulation et des itérations permettent de déterminer la puissance nécessaire. Pour les deux cas présentés, les puissances sélectionnées correspondent justement au besoin de convergence.

Comme pour les cas en mode stabilisé, certains paramètres du modèle et des conditions d'opération retenus ont un impact sur les résultats. Ainsi, des analyses de sensibilité sont présentées dans les deux prochaines sections.

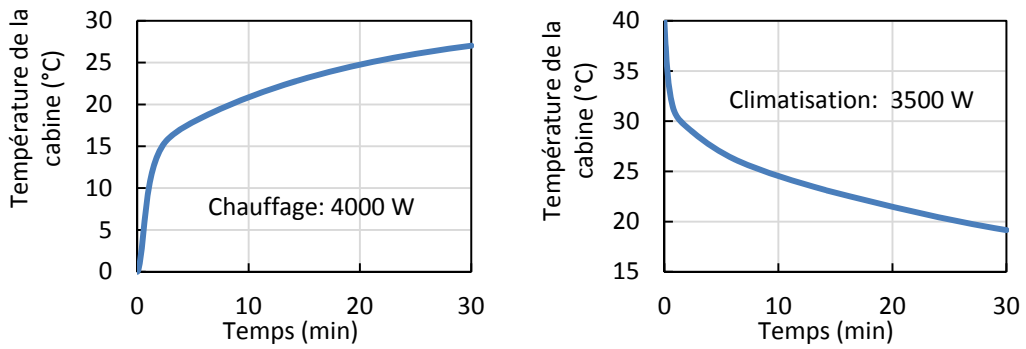


Figure 14 : Réponses transitoires de l'air de la cabine pour un cas avec 4000 W de chauffage à 0°C extérieur et un cas de 3500 W de climatisation à 40°C extérieur

3.4.2 Sensibilité aux coefficients thermiques et au traitement de la radiation

Il est difficile de connaître exactement les propriétés thermiques d'un véhicule. Aussi, une analyse de sensibilité est menée avec les cas suivants:

- Cas 1 : cas de référence avec les propriétés présentées dans la section 3.1.
- Cas 2 : Capacités thermiques des parois multipliées d'un facteur 1.5.
- Cas 3 : Capacité thermique de l'ensemble des masses internes multipliée d'un facteur 1.5.
- Cas 4 : Coefficient d'échange thermique avec les masses internes multiplié d'un facteur 2.
- Cas 5 : Capacité des masses internes directement sur l'air (pas de convection entre masses et air)
- Cas 6 : Flux radiatifs solaire et IR provenant des parois directement appliqués au nœud d'air.

Les résultats sont présentés dans le Tableau 9. Les cas 2, 3 et 4 indiquent que des incertitudes raisonnables sur les différents coefficients thermiques ont un faible impact sur les besoins en transitoire. Les cas 5 et 6 suggèrent qu'il est très important, dans l'approche de modélisation, de considérer le nœud des masses internes distinctement du nœud de l'air de la cabine.

Tableau 9 : Impacts des coefficients thermiques et du traitement de la radiation sur les besoins en mode convergence

	Écarts relatifs des besoins avec le cas de référence (%)				
T_{air}^{ext}	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6
0°C	2.5%	7.5%	3.8%	8.8%	5.5%
40°C	1.4%	5.7%	8.6%	27.7%	15.0%

3.4.3 Sensibilité aux conditions d'opération

Quels sont les impacts des conditions d'opération considérées pour le calcul du besoin ? Afin de répondre à cette question, analysons les cas suivants :

- Cas 1 : cas de référence avec les propriétés présentées dans la section 3.1.1.
- Cas 2 : cas avec une température cible à la fin de la période de convergence à 2°C de la température cible en régime permanent.
- Cas 3 : cas avec un temps de convergence de 10 min
- Cas 4 (été seulement): cas ne débutant pas avec un véhicule chauffé à la température extérieure, mais avec des températures stabilisées correspondant à un cas de parking avec exposition au soleil.

Les résultats sont synthétisés dans le Tableau 10. Comme pour l'analyse en régime permanent, on constate que les conditions retenues pour le calcul ont des impacts conséquents sur les résultats. En particulier, la considération d'un temps long et statique d'exposition au soleil augmente d'environ 40% le besoin en puissance de climatisation. Cette augmentation est bien sûr cohérente puisqu'un véhicule à l'arrêt au soleil chauffe ce qui engendre des températures initiales bien supérieures à la température extérieure.

Tableau 10 : Impacts des conditions d'opération retenues sur le besoin thermique en mode convergence

	Écarts relatifs des besoins avec le cas de référence (%)		
T_{air}^{ext}	Cas 2	Cas 3	Cas 4
0°C	**-10.0%**	**12.5%**	N/A
40°C	**-8.6%**	**8.6%**	**42.9%**

3.5 Besoins thermiques en mode convergence

À l'aide du modèle thermique de la cabine et des conditions du Tableau 3, les besoins thermiques en mode convergence pour le module HVAC peuvent être calculés, voir Figure 15.

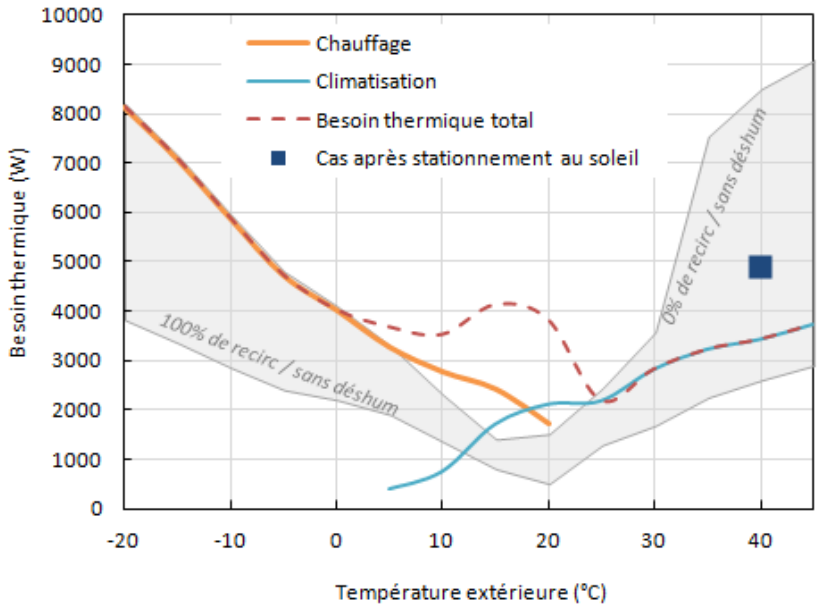


Figure 15: Besoins thermiques de chauffage et climatisation en régime de convergence

Les profils des courbes sont similaires à ceux du cas du régime établi, mais avec des puissances supérieures. Une exception existe pour une température extérieure de 25°C. En effet, pour cette température, la puissance nécessaire en régime permanent est suffisante. L'appliquer directement aboutit à une chute rapide de la température de l'air de l'habitacle à des températures inférieures à la température de consigne puis la température d'air remonte car les masses thermiques se chargent des apports solaires. Ainsi, pour 25°C, la puissance nécessaire pour le mode stabilisé est en fait reportée dans le graphique. Ce phénomène tendant à rendre le besoin inférieur pour le mode convergence existe aussi pour des températures de 10 à 20°C, mais il n'apparaît pas ici en raison de la nécessité de déshumidification et du débit d'air soufflé supérieur au cas stabilisé. À noter par ailleurs que, dans le cas de climatisation, une hausse du débit d'air frais pour des températures faibles peut en fait aider à réduire le besoin. Enfin, sur le graphique figure le

point de l'analyse de sensibilité du cas après stationnement au soleil. En effet, la condition initiale fixée arbitrairement pour le calcul du besoin a un fort impact (+43% ici dans le cas du stationnement au soleil), ce qui mérite donc d'apparaître ici.

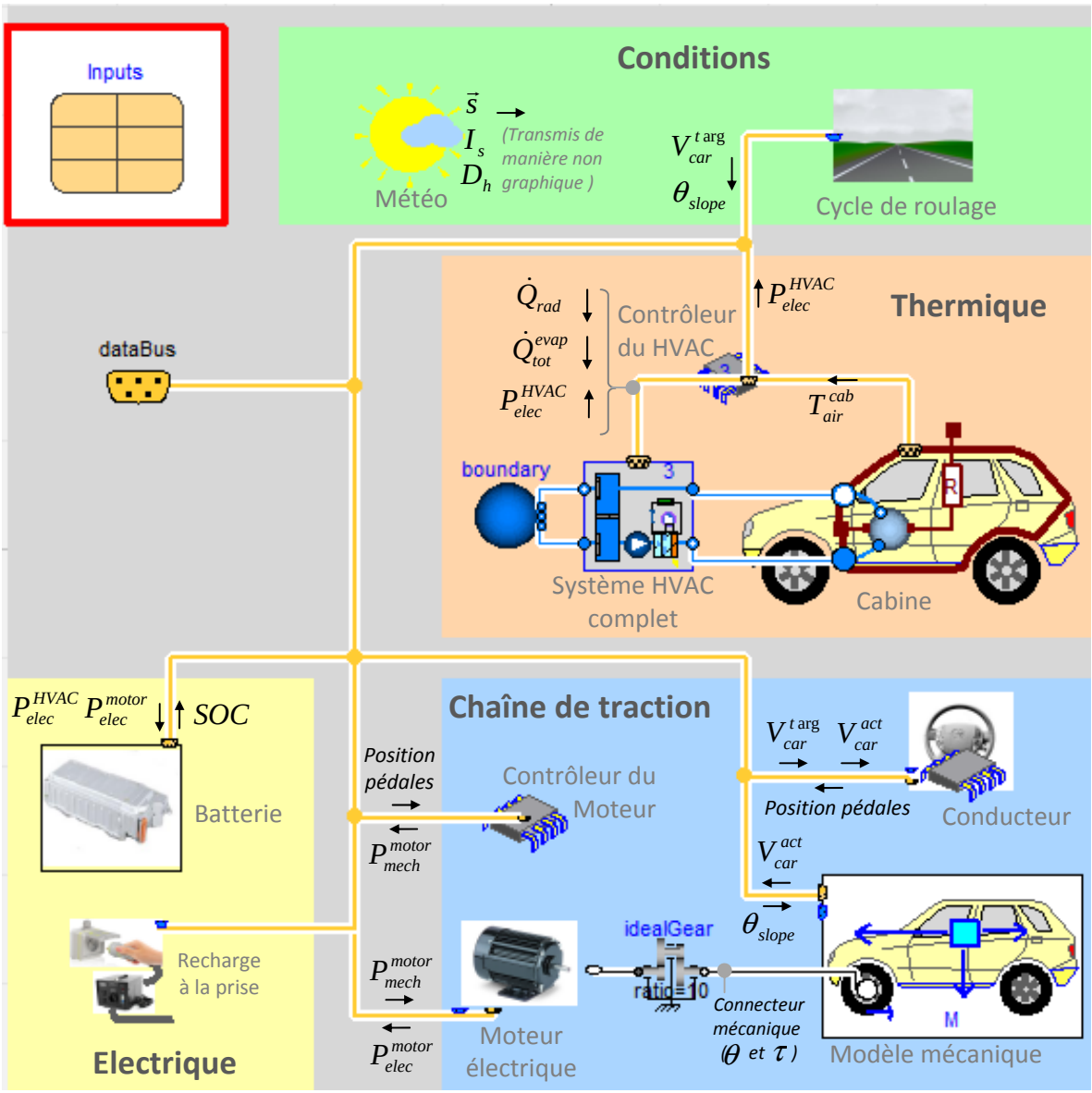
4 Modélisation complète d'un véhicule électrique

Dans la partie précédente, le modèle thermique d'un habitacle a été développé et a permis de déterminer les besoins thermiques de la cabine. Ceci est l'aspect clé quand on étudie un système de chauffage et de climatisation. Cependant, il est intéressant de passer au niveau véhicule complet et d'estimer l'impact du système HVAC en termes d'autonomie. Pour ce faire, le modèle thermique de la cabine doit être intégré dans un modèle complet de véhicule décrit dans la présente section.

4.1 Description globale du modèle

Un véhicule électrique a été modélisé sous l'environnement Dymola (voir l'annexe 1). La Figure 16 est une vue d'ensemble de ce modèle. Ce modèle est composé de plusieurs parties et sous-modèles. On distingue sur la figure, la partie mécanique qui réalise le calcul relatif à la puissance nécessaire pour la traction. Par ailleurs, la partie thermique gère tous les calculs relatifs à l'habitacle et au système HVAC. Enfin, la partie électrique gère la batterie, la recharge ainsi que la distribution d'énergie électrique dans le véhicule. La section "Conditions" regroupe les informations relatives à la météo et au cycle de conduite. La section "Inputs" est quant à elle simplement utilisée pour regrouper et facilement modifier les principaux paramètres des différents modèles qui seront variés dans cette étude. Ce modèle utilise certains sous-modèles développés auparavant au Centre Efficacité énergétique des Systèmes (CES) dans le cadre de la modélisation de véhicules hybrides.

Le modèle thermique de l'habitacle est celui présenté dans la section 2. C'est un modèle physique de détails. Les autres sous-modèles sont décrits dans les sections suivantes. Ils sont basés sur des approches avec coefficients caractéristiques ou par cartographies. Des équations physiques simples sont donc utilisées mais elles intègrent des paramètres globaux représentatifs, ou des relations données par des tableaux de performances en fonction des conditions d'opération, afin de décrire des composants réels. Ces modèles intègrent donc indirectement des calibrations expérimentales. De par cette approche par caractéristiques de composants réels, il n'est pas nécessaire de discuter ici les hypothèses de modélisation contrairement à ce que l'on a dû faire dans la section 2 pour bien maîtriser le modèle.



Note : afin de garder une figure lisible, seules les principales variables des bus de données sont indiquées.

Figure 16: Vue d'ensemble du modèle de véhicule électrique sous Dymola

4.2 Modèle mécanique

Ce modèle, représenté dans la partie chaîne de traction de la Figure 16, regroupe l'ensemble des équations qui permettent d'établir la relation entre vitesse du véhicule et puissance fournie. Ce modèle inclut donc le bilan des forces s'exerçant sur le véhicule, partant du châssis en passant par les roues et l'arbre principal (voir Figure 17).

Considérons pour simplifier un déplacement rectiligne du véhicule sur l'abscisse $\vec{x}$. Le bilan est alors projeté sur ce dernier. Tout d'abord, la force d'inertie F_{kin} s'exprime comme suit :

$$F_{kin} = -m_{car} \cdot \frac{dV_{car}}{dt} \tag{47}$$

Ensuite, la gravité entraîne la résultante F_g:

$$F_g = -m_{car} \cdot g \cdot sin(\theta_{slope}) \tag{48}$$

Avec g l'accélération de la pesanteur et θ_{slope} l'angle de la route avec l'horizontale (voir Figure 17).

De plus, les effets aérodynamiques génèrent une traînée F_{drag} donnée par :

$$F_{drag} = -\frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot A_{front} \cdot C_x \cdot {V_{car}}^2 \tag{49}$$

Avec C_x le coefficient de traînée du véhicule.

Finalement, les résistances aux roulements entraînent la force équivalente F_{roll} suivante :

$$F_{roll} = -m_{car} \cdot g \cdot f_R \cdot V_{car} \tag{50}$$

Avec f_R le coefficient de friction des pneus et des arbres en rotation donné, pour la Prius, par:

$$f_R = 0.01 \cdot (1 + 3.6 \cdot V_{car}/100) \tag{51}$$

La force de traction F_{tract} au niveau des roues s'exprime alors comme suit :

$$F_{tract} = -(F_{kin} + F_g + F_{drag} + F_{roll}) \tag{52}$$

De plus, la position des roues x_{wheel}, et donc du véhicule, est liée à la vitesse par :

$$V_{car} = \frac{dx_{wheel}}{dt} \tag{53}$$

À partir des résultats de ces deux dernières équations, un modèle de roue permet de déterminer le couple s'appliquant à l'arbre de la roue τ_{wheel} ainsi que la vitesse de rotation $\dot{\theta}_{wheel}$ de cette dernière pour un moment d'inertie J_{wheel} et un rayon donné r_{wheel} :

$$J_{wheel} \cdot \ddot{\theta}_{wheel} = \tau_{wheel} + r_{wheel} \cdot F_{tract} \tag{54}$$

Et

$$r_{wheel} \cdot \theta_{wheel} = x_{wheel} \tag{55}$$

Maintenant, afin de déterminer le couple τ_{motor} et la vitesse de l'arbre $\dot{\theta}_{motor}$ du moteur électrique, il suffit de prendre en compte le rapport de réduction k_{gear} entre le moteur et les roues (boîte de réduction entre le moteur et le modèle mécanique dans la Figure 16):

$$\dot{\theta}_{motor} = k_{gear} \cdot \dot{\theta}_{wheel} \tag{56}$$

Et

$$\tau_{motor} = \tau_{wheel}/k_{gear} \tag{57}$$

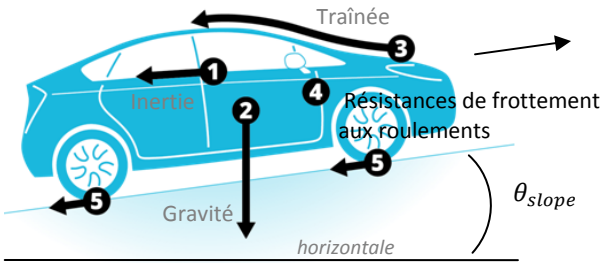


Figure 17: ***Forces s'appliquant au véhicule***

4.3 Moteur électrique

La puissance mécanique fournie par le moteur P_{mech}^{motor} est donnée par :

$$P_{mech}^{motor} = \tau_{motor} \cdot \dot{\theta}_{motor} \tag{58}$$

Ensuite, l'efficacité du moteur électrique η_{motor} est donnée dans l'équation (59) par une cartographie en fonction du couple et de la vitesse de rotation.

$$\eta_{motor} = f_{carto}^{motor}(\tau_{motor}, \dot{\theta}_{motor}) \tag{59}$$

Finalement, la puissance électrique consommée par le moteur P_{elec}^{motor} est donnée par :

$$P_{mech}^{motor} = {\eta_{motor}}^{k} \cdot P_{elec}^{motor} \tag{60}$$

Avec $k = 1$ si $P_{mech}^{motor} \geq 0$ et $k = -1$ si $P_{mech}^{motor} < 0$. En effet, jusqu'à maintenant, la description a été faite avec la considération sous-jacente que l'énergie mécanique est fournie aux roues pour faire avancer le véhicule (les variables de puissance présentées sont alors positives). Or, le cas de récupération de l'énergie mécanique pour alimenter la batterie est aussi possible. Les puissances peuvent aussi être négatives et les rendements s'appliquent alors de manière inverse, d'où l'apparition de la puissance *k* dans l'équation (60).

4.4 Conducteur et contrôleur du moteur

Les équations des sections précédentes permettent de faire le lien entre la puissance mécanique du moteur et la vitesse du véhicule. Afin de déterminer cette puissance mécanique, le comportement du conducteur a été pris en compte via l'utilisation d'un contrôleur PID (modèle « conducteur » dans la Figure 16). Le contrôleur PID cherche à suivre le profil de vitesse donné en entrée de la simulation. Il donne une valeur entre -1 et 1 et ainsi ajuste la position des pédales d'accélérateur et de frein avec des valeurs entre 0 et 1. Les paramètres du PID sont ajustés afin de représenter une conduite plus ou moins "agressive". Ici, il est paramétré de manière à suivre quasi parfaitement le profil de vitesse demandé.

Ensuite, dans le modèle du contrôleur du moteur représenté dans la Figure 16, l'information sur la position des pédales de frein et de l'accélérateur est lue. Le contrôleur intègre une cartographie moteur de la puissance maximale de traction et de la puissance maximale de décélération pour une vitesse de rotation donnée. La puissance imposée (positive pour la traction ou négative pour la décélération) au moteur électrique est alors le produit de la valeur du positionnement de la pédale par la puissance maximale.

4.5 Système HVAC complet

Le modèle du système HVAC complet reprend tous les éléments du modèle du module HVAC décrit en section 2.6, mais intègre également la partie technologique qui permet de remonter à la puissance électrique P_{elec}^{HVAC} consommée par le système HVAC.

En ce qui concerne la climatisation, nous connaissons à partir du module HVAC la puissance froide $\dot{Q}_{tot}^{evap}$ (puissance totale côté air). Le cycle à compression de vapeur est représenté par un « rendement éxergétique réfrigérant » η_{AC} constant à appliquer au « COP de Carnot réfrigérant » dépendant des températures chaude et froide du cycle thermodynamique (note : on ne considère pas ici le vrai « COP de Carnot » et le vrai « rendement éxergétique » puisque les températures du réfrigérant sont considérées et non les températures d'air). Les températures du cycle thermodynamique sont déterminées par la considération des pincements aux deux échangeurs, ΔT_{pinch}^{evap} et ΔT_{pinch}^{cond}, et par la prise en compte de l'augmentation de température de l'air entre entrée et sortie du condenseur ΔT_{air}^{cond}. Ainsi, nous obtenons:

$$P_{elec}^{AC} = \frac{\dot{Q}_{tot}^{evap}}{\eta_{AC} \cdot \frac{\left(T_{air}^{evap\ out} - \Delta T_{pinch}^{evap}\right)}{\left(T_{air}^{ext} + \Delta T_{air}^{cond} + \Delta T_{pinch}^{cond}\right) - \left(T_{air}^{evap\ out} - \Delta T_{pinch}^{evap}\right)}} \tag{61}$$

Pour le chauffage, nous avons besoin de considérer deux systèmes : un par résistances électriques (Relec) et un par pompe à chaleur (PAC). Pour le cas d'utilisation de résistances électriques, un rendement énergétique η_{Relec} est simplement pris en compte:

$$P_{elec}^{H} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\eta_{Relec}} \tag{62}$$

Pour le cas d'une pompe à chaleur, le radiateur est un condenseur d'un système à compression de vapeur et l'on transpose logiquement la même approche que pour la climatisation. On obtient ainsi l'équation (63):

$$P_{elec}^{H} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\eta_{PAC} \cdot \frac{\left(T_{air}^{rad\ out} + \Delta T_{pinch}^{cond}\right)}{\left(T_{air}^{rad\ out} + \Delta T_{pinch}^{cond}\right) - \left(T_{air}^{ext} - \Delta T_{air}^{evap} - \Delta T_{pinch}^{evap}\right)}} \tag{63}$$

ΔT_{air}^{evap} correspond à la différence de température d'air entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. η_{HP} est le rendement éxergétique de la PAC.

À noter que dans le cas d'une PAC avec de la déshumidification, le refroidissement et le chauffage de l'air sont tous deux réalisés par la PAC dont l'évaporateur et le condenseur sont en série dans le module HVAC. Dans cette configuration, la puissance de chauffage va en général imposer le régime de la PAC puisque, d'après le calcul des besoins, pour les conditions considérées, la puissance de chauffe est supérieure à la puissance de froid.

Finalement, hormis pour les cas de déshumidification avec PAC, la puissance consommée par le HVAC est (en négligeant les puissances des ventilateurs):

$$P_{elec}^{HVAC} = P_{elec}^{AC} + P_{elec}^{H} \tag{64}$$

Pour le cas particulier de la déshumidification avec une PAC, pour $5°C \leq T_{air}^{ext} \leq 20°C$, on retient l'approximation suivante:

$$P_{elec}^{HVAC} = P_{elec}^{H} \tag{65}$$

4.6 Batterie

Le modèle de la batterie est constitué de 4 modules de calcul. Le premier module de calcul de la puissance électrique de la batterie P_{bat} permet d'établir cette dernière à partir de la puissance électrique fournie au moteur (ou reçue suivant le cas, mais la variable sera alors négative comme expliqué à la section précédente) et de la puissance consommée par le HVAC en prenant en compte les pertes dues à l'électronique de puissance :

$$P_{bat} = \frac{P_{elec}^{motor}}{\eta_{powerElectronic}{}^{k}} + \frac{P_{elec}^{HVAC}}{\eta_{powerElectronic}} \tag{66}$$

Avec $k = 1$ si $P_{elec}^{motor} \geq 0$ et $k = -1$ si $P_{elec}^{motor} < 0$

Ensuite, un module calcule la tension à vide V_0 ainsi que la résistance interne de la batterie R_{int} selon les équations (67) et (68). Les deux valeurs sont obtenues via des cartographies de performances en fonction de l'état de charge de la batterie *SOC* (« *State Of Charge* ») et de la puissance électrique P_{bat}. Les cartographies considérées sont différentes dans le cas de charge ou le cas de décharge.

$$V_0 = f_{carto\,V}^{bat}(P_{bat}, SOC) \tag{67}$$

Et

$$R_{int} = f_{carto\,R}^{bat}(P_{bat}, SOC) \tag{68}$$

Dans le troisième module, la tension V_{bat} de la batterie ainsi que le courant i_{bat} (courant positif si la batterie fournit de l'énergie) peuvent être calculés à partir des deux équations classiques suivantes :

$$P_{bat} = V_0 \cdot i_{bat} - R_{int} \cdot i_{bat}{}^{2} \tag{69}$$

et

$$V_{bat} = V_0 - R_{int} \cdot i_{bat} \tag{70}$$

Enfin, un dernier module de calcul détermine l'état de charge de la batterie, en utilisant l'équation suivante :

$$SOC = \text{SOC}_{\text{ini}} - \int_{t=0}^{t} \left(i_{bat} \cdot \eta_{\text{coulombic}}{}^{\text{k}}\right) \cdot \text{dt} \;\; / \;\; C_{max} \tag{71}$$

Avec $\eta_{\text{coulombic}}$ le rendement correspondant aux pertes Coulombiennes, $k = 1$ si $i_{bat} \geq 0$ et $k = 0$ sinon, et C_{max} la charge maximale de la batterie (en Coulombs).

4.7 Conditions

Concernant les modules définissant les conditions d'opération du véhicule présents dans la Figure 16, un premier élément permet de définir le cycle de roulage, c'est-à-dire le profil de vitesse du trajet. Ce profil peut être basé sur un cycle de conduite normalisé comme les cycles NEDC (New European Driving Cycle) ou WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures) présentés par la Figure 18. En 20 minutes, environ 11km sont parcourus avec le cycle NEDC contre 23 km en 30 minutes pour le cycle WLTP. On observe des cycles bien différents en termes de réalisme, ce qui influence les résultats. Afin de déterminer les autonomies du véhicule dans la suite de l'analyse, différents cycles représentatifs seront présentés et utilisés par la suite.

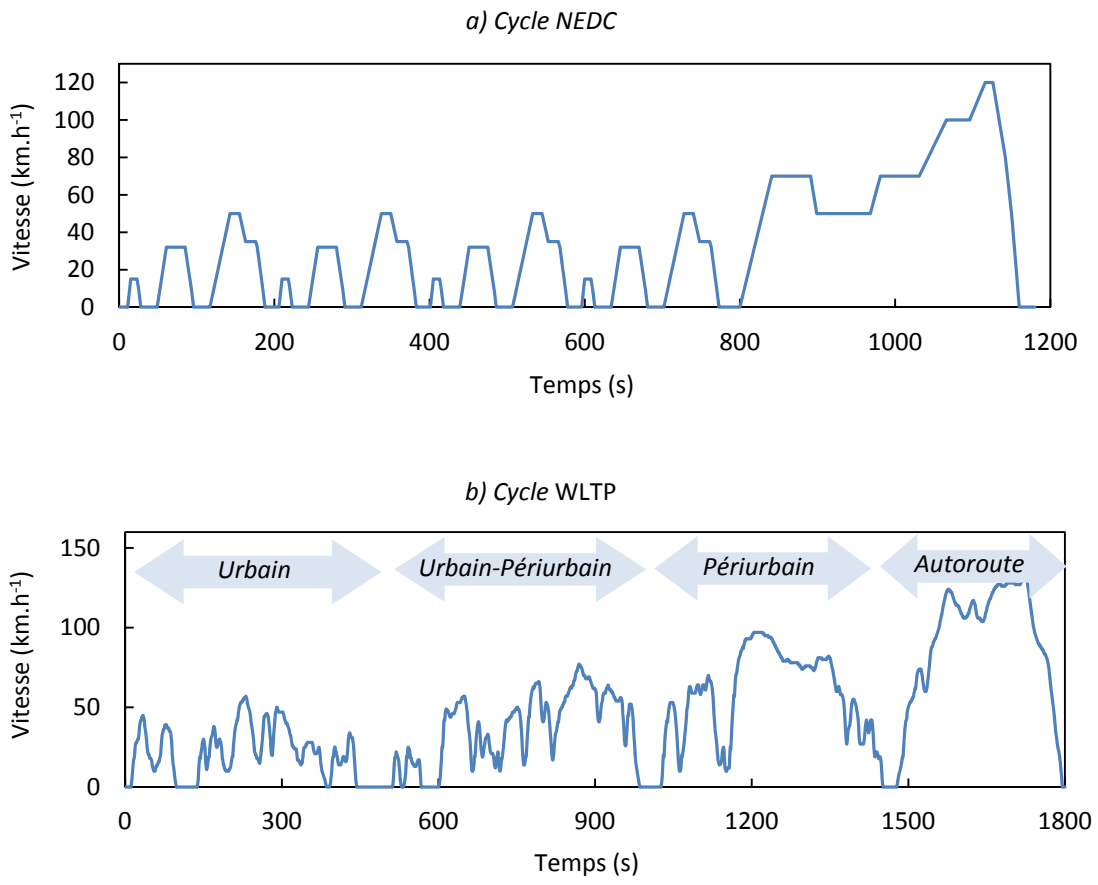


Figure 18 : Exemples de profils de cycles normalisés

En plus du cycle de conduite, le même module météo que celui du modèle thermique de la cabine (section 2) est utilisé. Il permet de définir la température et l'humidité extérieures ainsi que les conditions d'ensoleillement.

5 Impacts du chauffage sur l'autonomie du véhicule

5.1 Paramètres de simulation

5.1.1 Paramètres du véhicule

Les paramètres de simulation pour les aspects thermiques sont les mêmes que ceux donnés dans la section 3.1. À noter en particulier que des humidités élevées sont considérées. Les cas présentés ici sont donc des cas avec déshumidification.

En plus des paramètres thermiques, le modèle de véhicule décrit précédemment nécessite les différents paramètres donnés dans le Tableau 11. Les paramètres correspondent à un véhicule de segment C. La majorité des données proviennent de la Toyota Prius hybride. La batterie correspond à un véhicule d'environ 140 km d'autonomie.

Tableau 11: Géométrie et propriétés du véhicule de référence

Composant		Variable	Valeur	Unité
Véhicule	masse	m_{car}	1315	kg
	Profil de pente	θ_{slope}	0	°
	Surface frontale	A_{front}	2.289	m^2
	Coefficient de traînée	C_x	0.254	-
Chaîne de traction	Moment d'inertie des roues	J_{wheel}	0.71	$Kg.m^2$
	Rayon des roues	τ_{wheel}	0.301	m
	Rapport de réduction	k_{gear}	4.113	-
	Cartographies rendement moteur, puissance max de traction et puissance max de décélération		Prius	-
Batterie	Rendement de l'électronique de puissance	$\eta_{powerElectronic}$	0.95	-
	Cartographies tension à vide et résistance interne en charge et en décharge		Prius	-
	Rendement correspondant aux pertes Coulombiennes	$\eta_{coulombic}$	0.95	-
	Charge maximale de la batterie	C_{max}	70	A.h
Système HVAC complet	Pincements	ΔT_{pinch}^{evap} et ΔT_{pinch}^{cond}	5	°C
	Différence de température en valeur absolue entre l'entrée et la sortie de l'échangeur extérieur (*cond.* en clim. et *evap.* en mode PAC)	ΔT_{air}^{cond} et ΔT_{air}^{evap}	10	°C
	« Rendement éxergétique réfrigérant » du cycle à compression de vapeur (basé sur les températures du réfrigérant)	η_{AC} et η_{PAC}	0.5	-
	Rendement énergétique résistance électrique	η_{Relec}	0.95	-

5.1.2 Usages du véhicule

Quand les performances d'un véhicule électrique sont étudiées en prenant en compte les aspects de gestion d'ambiance thermique, l'usage du véhicule devient un facteur clé. Ainsi, afin d'évaluer les impacts des systèmes HVAC, il est important de considérer des trajets réels. Pour la présente étude, on choisit donc de considérer les trajets de l'ensemble du parc automobile Français au lieu de considérer les simples cycles de conduite normés (NEDC, WLTP). Pour se faire, les statistiques fournies par l'INSEE dans le rapport « Enquête Nationale Transports et Déplacements 2007-2008 » ont été utilisées (INSEE, 2011). Ce rapport permet d'obtenir des informations sur les distances, mais aussi sur les durées des trajets des Français (voir Figure 19). On observe tout d'abord une diversité importante d'usage. Cependant, le profil des trajets des Français est marqué par la prédominance des parcours courts, correspondant à des déplacements urbains ou mixtes urbains-périurbains. Les trajets de moins de 15 minutes et 5 km sont majoritaires.

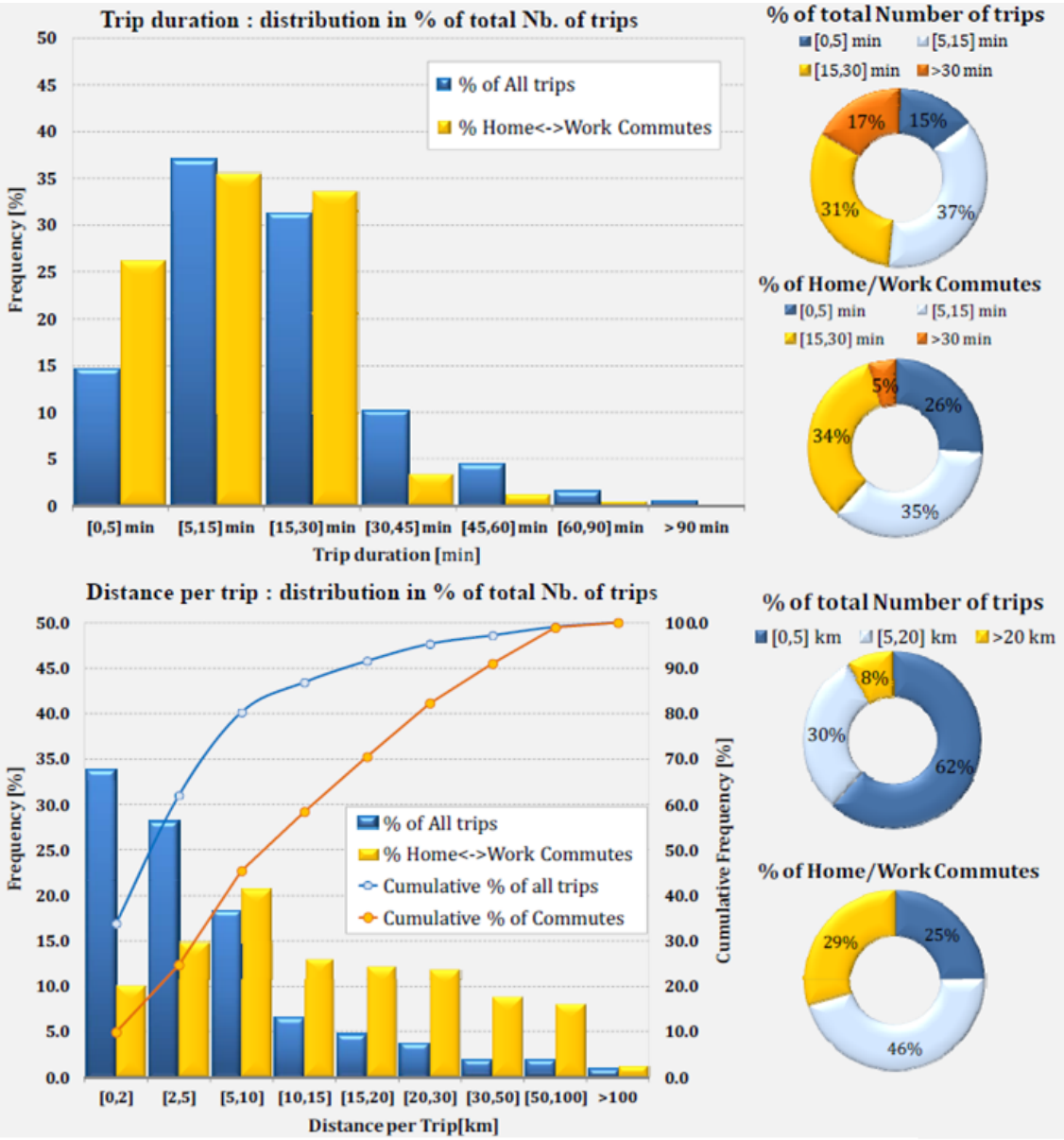


Figure 19: Statistiques des trajets des Français (INSEE, 2011)

À partir de ces données, il a été décidé de modéliser l'ensemble de tous les trajets des Français par 10 trajets types présentés dans le Tableau 12. Les caractéristiques de ces parcours (distance et durée), associées à une fréquence de distribution, permettent de reconstituer les statistiques données précédemment et, par conséquent, de modéliser les déplacements du parc automobile Français.

Tableau 12 : Modélisation des trajets des Français en 10 trajets types

Trajet	Fréq (-)	Distance (km)	Temps (min)	Type
1	15%	1.0	3.5	Urbain
2	19%	2.0	8.3	Urbain
3	18%	4.7	9.4	Périurbain
4	10%	4.6	20.1	Urbain
5	18%	9.5	18.0	Périurbain
6	3%	14.8	21.8	Rural
7	4%	14.0	31.5	Urbain
8	5%	19.1	35.8	Périurbain
9	5%	43.8	48.5	Rural
10	3%	119.8	87.7	Autoroute
Total:	**100%**			

Ensuite, ces trajets ont été traduits en profils de vitesse. Ces derniers ont été construits en utilisant des portions du cycle WLTP présenté dans la Figure 18. On obtient par exemple les profils de vitesses de la Figure 20 pour représenter les trajets #2 et #7 du Tableau 12. Ces profils de vitesse vont être utilisés pour simuler les 10 parcours, évaluer les performances du véhicule sur chaque trajet et enfin agglomérer les résultats en considérant la fréquence de distribution des trajets afin, *in fine*, d'établir la performance pondérée du véhicule pour l'ensemble des trajets du parc automobile Français.

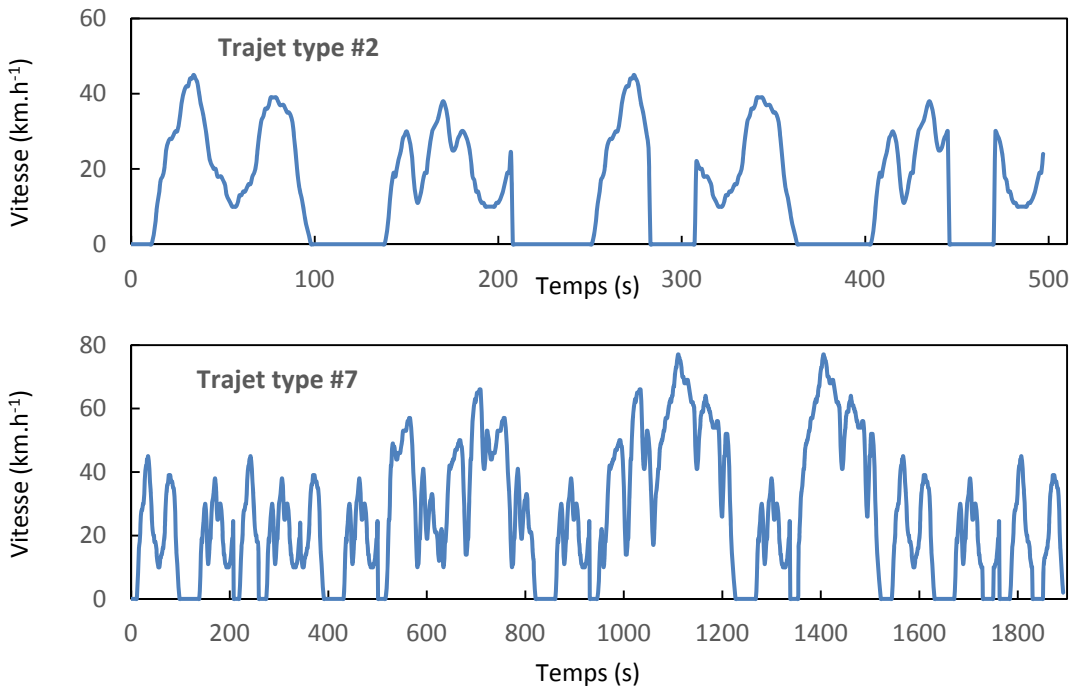


Figure 20: Exemple des profils de vitesses pour deux trajets types

5.2 Besoin électrique du module HVAC

Tout d'abord, il est intéressant de présenter le besoin électrique total du système HVAC (chauffage plus climatisation) pour les cas de chauffage par résistances électriques (Relec) d'une part et par pompe à chaleur (PAC) d'autre part. Ces derniers sont présentés dans la Figure 21 (à noter qu'au dessus de 25°C, le HVAC est en mode climatisation seule et il n'y a plus de distinction entre HVAC avec Relec ou PAC).

À la température extérieure de -10°C, la puissance électrique consommée par le système HVAC est diminuée de 55% dans le cas d'une pompe à chaleur par rapport à des résistances électriques, autant pour le mode convergence que pour le mode confort. Ce gain monte à 80% à 10°C grâce aux très bonnes performances des PAC à ces températures proches de l'ambiant.

Par ailleurs, on constate que les courbes des besoins évoluent de manière régulière pour le cas PAC alors que des cassures sont présentes entre 20 et 25°C pour le cas Relec. Ces changements secs sont dus au mode déshumidification. Le HVAC avec chauffage électrique s'avère particulièrement consommateur dans ce mode.

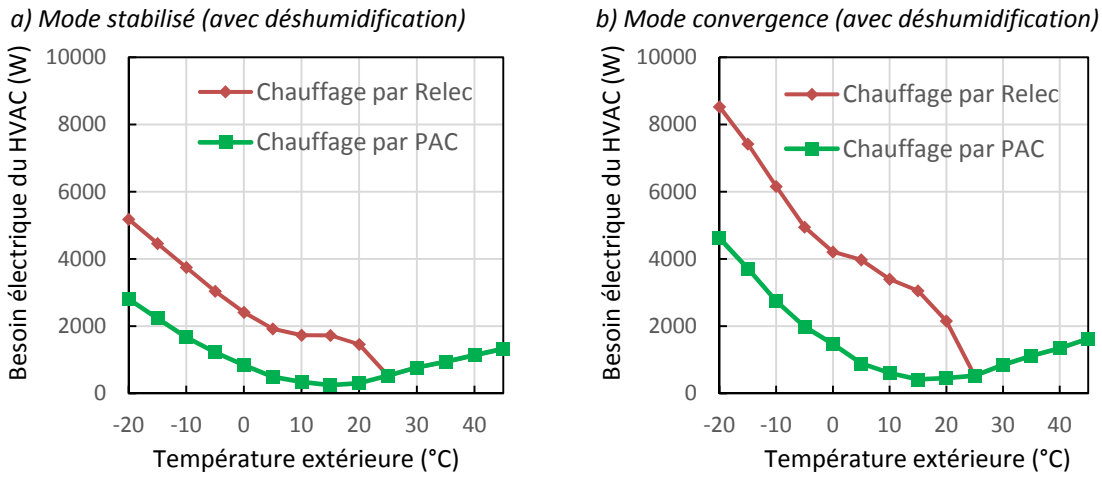


Figure 21: Besoin total électrique du système HVAC (chauffage et climatisation) en mode stabilisé et convergence

5.3 Autonomies avec chauffage électrique ou chauffage par PAC

Observons tout d'abord les résultats présentés dans la Figure 22 d'une simulation de 3 cycles NEDC enchaînés à une température extérieure de 0°C. La courbe de la consommation d'énergie des résistances électriques est tout d'abord bien au-dessus de celle du moteur puis passe en dessous. On observe ici l'influence marquée de la durée du trajet sur le ratio d'énergie consommée entre le chauffage et le moteur, et ainsi, sur l'autonomie du véhicule. Si le trajet dure moins de 15 min, le chauffage électrique consomme 2 à 3 fois plus que le moteur. Ensuite, les consommations d'énergie cumulées tendent à s'équilibrer.

Sur le graphique, le passage du mode de convergence au mode stabilisé apparaît clairement. Il correspond au changement brutal de la pente de la consommation de chauffage. On observe bien ici une puissance nécessaire à la convergence bien supérieure à celle du mode stabilisé.

La chute de consommation d'énergie par l'utilisation d'une PAC au lieu de résistances électriques est évidente sur le graphique (courbe verte bien plus basse que la courbe orange). Traduites en termes d'autonomie, les simulations donnent les résultats suivants :

- L'autonomie pour un trajet de 1 cycle NEDC (11 km pour 20 min) à 0°C avec HVAC est:
  52% de l'autonomie du véhicule sans HVAC pour le cas avec résistances électriques contre 75.6% pour une PAC
- L'autonomie pour un trajet de 5 cycles NEDC (55 km pour 1h40) à 0°C avec HVAC est:
  60.4 % d'autonomie du véhicule sans HVAC pour le cas avec résistances électriques contre 81.4% pour une PAC

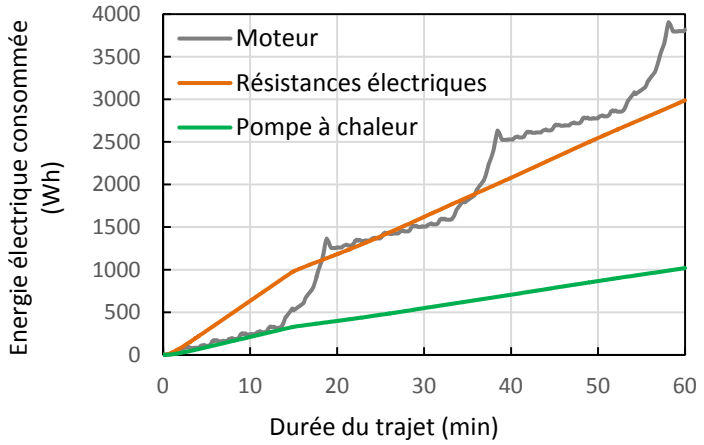


Figure 22 : Énergie électrique consommée à 0°C pour 3 cycles NEDC : cas Relec et cas PAC

Au vu de la forte influence du type de trajet considéré, on comprend bien ici pourquoi il est intéressant de comparer les résultats pour l'ensemble des trajets du parc Français comme évoqué précédemment. Pour cet ensemble, la Figure 23 présente la chute d'autonomie moyenne des véhicules électriques à cause du chauffage pour les cas des résistances électriques et de pompe à chaleur en fonction de la température extérieure.

Tout d'abord, pour le cas standard à résistances électriques, on constate une diminution très marquée de l'autonomie. À 0°C, il ne reste que 48% de l'autonomie initiale du véhicule électrique (c'est-à-dire, sans mise en route du HVAC). Ce chiffre bas est dû à la prépondérance des courts trajets réalisés par les Français. Environ la moitié des trajets durent moins de 15 minutes (voir Figure 19). Ainsi, pour ces trajets de type urbain, la consommation pour la traction est moindre, car les vitesses de déplacement sont plus faibles et, d'un autre côté, le chauffage est continuellement en mode convergence très consommateur. Ainsi, le besoin thermique est très important et l'autonomie fortement dégradée. Cependant, puisque ce sont des trajets courts, le véhicule, qui est rechargé en général une fois par jour, ne sera donc pas en condition critique quant à son autonomie. Ainsi, bien que très consommateurs, ces trajets courts ne créeront pas de situations à risque en termes d'autonomie pour le conducteur, contrairement à des trajets dégradant un peu moins l'autonomie, mais plus long et qui vont consommer une grande quantité de l'énergie de la batterie.

Par ailleurs, on constate sur la Figure 23 l'intérêt de la PAC surtout pour la plage de température de 0 à 15°C. À 10°C par exemple, l'autonomie avec des résistances électriques représente 54% de l'autonomie de base et repasse à 84% avec l'utilisation d'une PAC. À 0°C, on passe de 45% à 68% grâce à une PAC.

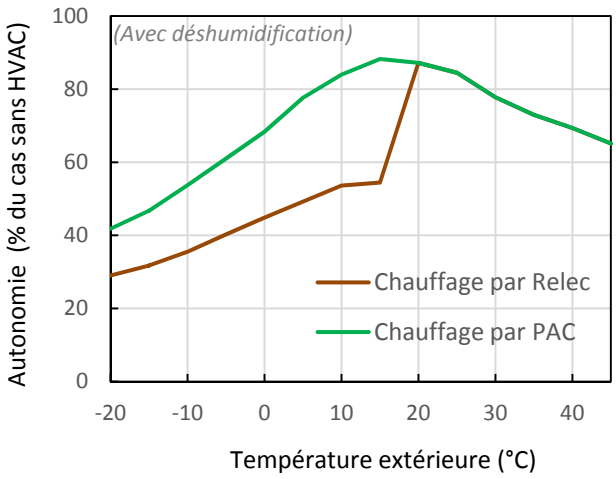


Figure 23: Autonomie d'un VE avec un système de chauffage par résistances électriques ou pompe à chaleur

5.4 Autonomies pour une autre répartition des trajets

Comme évoqué précédemment, le type de trajet influence fortement l'impact du HVAC sur l'autonomie. Ainsi, il est utile d'évaluer la sensibilité de l'autonomie d'un parc complet au panel des trajets et occurrences considérés.

Au lieu de considérer les données relatives à l'ensemble de tous les trajets des Français, on adapte les occurrences précédentes afin de se rapprocher cette fois-ci de l'ensemble des trajets domicile-travail des Français (donnés eux aussi dans la section 5.1.2). Ces trajets sont en effet plus longs. Le Tableau 13 est alors obtenu.

Tableau 13: Profil de trajets plus longs (type domicile-travail)

Trajet	Fréq (-)	Distance (km)	Temps (min)	Type
1	10%	1.0	3.5	Urbain
3	15%	4.7	9.4	Périurbain
5	5%	9.5	18.0	Périurbain
6	13%	14.8	21.8	Rural
8	23%	19.1	35.8	Périurbain
9	9%	43.8	48.5	Rural
10	10%	119.8	87.7	Autoroute
Total:	**100%**			

La Figure 24 compare les résultats pour ce nouveau profil de trajets à ceux de l'ancien pour les deux stratégies de chauffage. Il apparaît que l'autonomie moyenne pour ces trajets plus longs est augmentée de 5 à 10 points de pourcentage environ. Par ailleurs, les profils des courbes restent similaires et les analyses

précédentes restent donc valables. Au final, les 5 à 10 points peuvent être interprétés comme représentatifs du degré d'incertitude, de variabilité, des calculs menés.

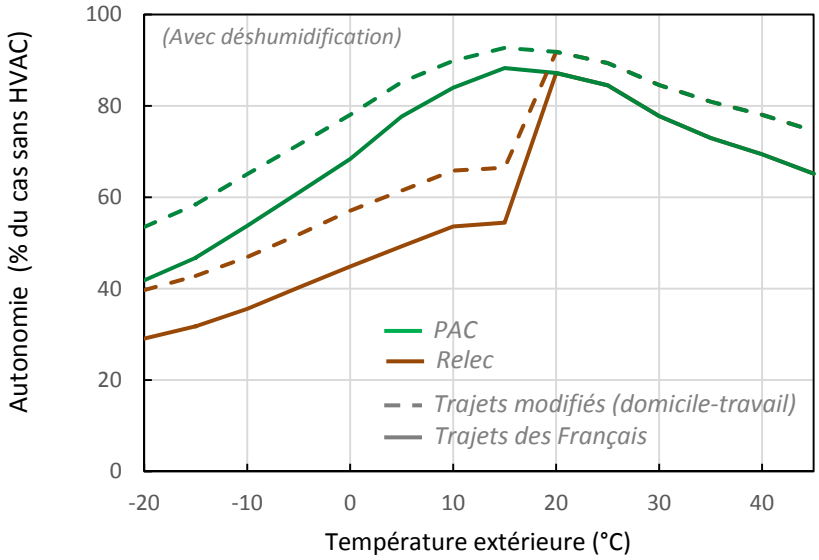


Figure 24: Sensibilité de l'ensemble des trajets considérés sur l'autonomie du véhicule avec HVAC

6 Conclusion

Point essentiel dans le cadre de l'estimation de l'impact du chauffage de la cabine sur l'autonomie des véhicules, les besoins thermiques doivent être évalués. Ainsi, un modèle thermique de la cabine a tout d'abord été développé. Les hypothèses de modélisation, de même que les différentes conditions d'opération ou hypothèses de calculs, ont été étudiées. Des analyses de sensibilité ont été menées pour estimer l'impact de ces différents points. En termes de modélisation, les conclusions suivantes ont été dégagées: il est préférable de considérer de la convection mixte coté interne; la résistance radiative interne doit être présente; le nœud représentant les masses internes est aussi nécessaire.

Grâce au modèle construit, les besoins thermiques de l'habitacle d'une voiture de segment C ont été quantifiés (voir Figure 25). Les besoins thermiques sont fortement dépendant des conditions considérées. Ils passent de **1.5 kW à 10°C en régime stabilisé à presque 6 kW à -10°C en régime de convergence pour des cas à 100% d'air neuf.** La température joue un rôle important, mais le taux de recirculation est aussi prépondérant. De plus, la déshumidification induit des besoins thermiques conséquents entre 10°C et 20°C alors que les besoins thermiques peuvent tendre vers zéro dans cette zone sans déshumidification. D'autre part, les besoins de chauffage sont multipliés d'un facteur 1.5 environ entre le mode de convergence et le mode stabilisé.

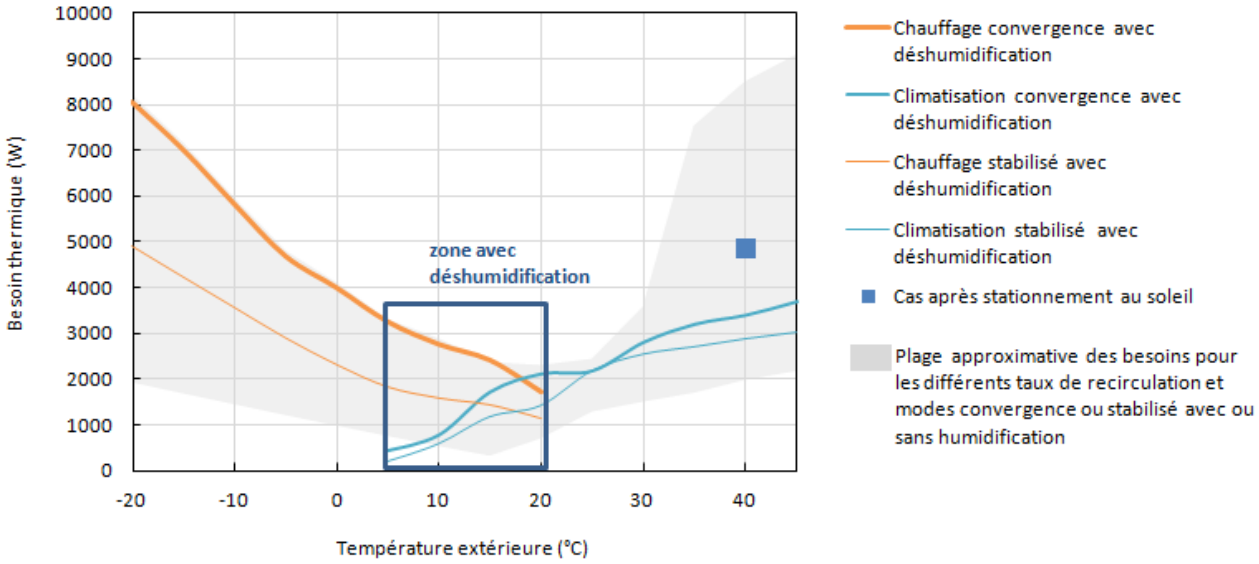


Figure 25: Synthèse des besoins thermiques en mode stabilisé et convergent

Ces besoins thermiques ont ensuite été traduits en termes d'impacts sur l'autonomie du VE. Un modèle complet de voiture électrique a été développé. Il intègre notamment le modèle thermique précédent. En ce qui concerne le châssis, le moteur électrique ou encore la batterie, des modèles simples avec cartographies ou facteurs caractéristiques de composants réels sont employés. Le modèle complet permet alors de simuler un véhicule sur un trajet donné. Puisque l'usage du véhicule a un effet marqué, l'évaluation de l'impact du HVAC sur l'autonomie a été menée pour un ensemble de trajets représentant les trajets réels du parc automobile Français. Finalement, à partir du modèle, les autonomies d'un VE chauffé par des résistances électriques (Relec) ou par une PAC ont été déterminées en fonction de la température extérieure (voir Figure 26).

Les résultats indiquent une forte dégradation de l'autonomie en hiver à cause du chauffage par résistances électriques. **L'ordre de grandeur de l'autonomie à 0°C avec un chauffage par résistances électriques se situe autour de 50% de l'autonomie du véhicule sans prise en compte du chauffage.**

La pompe à chaleur apparaît alors très intéressante pour limiter ce problème. En effet, **environ 25 points d'autonomie sont récupérés à 0°C par l'utilisation d'une PAC**. La pompe à chaleur est aussi particulièrement intéressante pour les cas de déshumidification. **À 10°C avec forte humidité, la PAC permet de regagner 30 points d'autonomie.**

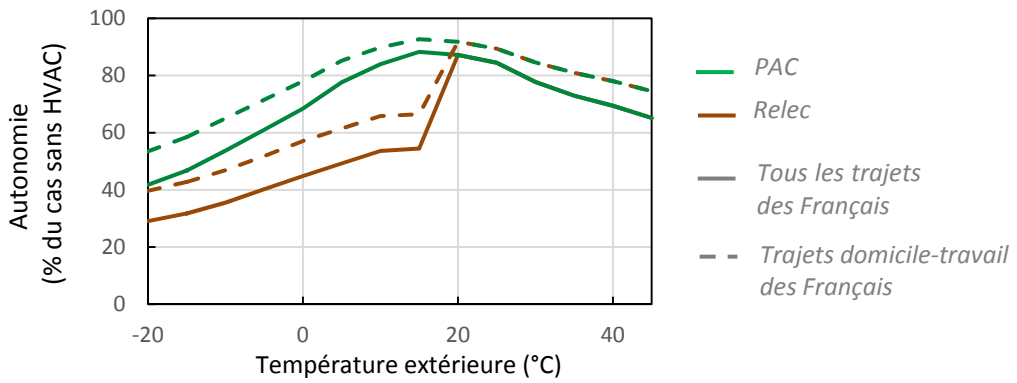


Figure 26: Estimation de l'impact moyen sur l'autonomie de l'utilisation du chauffage par pompe à chaleur et comparaison avec un chauffage par résistances électriques pour l'ensemble des trajets du parc automobile Français

Le présent chapitre a permis de quantifier le potentiel d'amélioration des autonomies grâce aux pompes à chaleur. Afin d'aller plus loin, **4 axes principaux de travail existent**. Premièrement, cette étude s'est limitée à « estimer » les besoins et les impacts. Il serait intéressant de passer au stade des « prédictions » plus précises en affinant l'analyse. En particulier, il faudrait mener un travail expérimental au niveau cabine principalement, mais aussi au niveau véhicule, afin de **valider les modèles développés**. De plus, l'étude pourrait intégrer les résultats pour une année complète en considérant donc les occurrences de température et d'humidité rencontrées suivant les climats.

Ensuite, les modèles développés pourraient être utilisés pour **évaluer différentes stratégies d'amélioration de l'efficacité énergétique du VE** comme cela a été fait avec le cas de la pompe à chaleur. Des stratégies de contrôle optimal du HVAC, de stockage thermique, ou encore des designs de cabine avec vitrages innovants ou isolation thermique renforcée pourraient par exemple être étudiées.

Parmi les stratégies d'amélioration existent les approches de confort local et de stratification d'air. Relativement à ces deux dernières stratégies, le modèle monozonal n'est pas adéquat. Il faudrait utiliser un **modèle zonal** discrétisant le volume d'air de la cabine. Ceci constitue donc un autre axe de poursuite du travail.

Finalement, si l'on revient au point spécifique des pompes à chaleur, un des aspects clés n'a pas été évoqué dans ce chapitre : **le givrage**. Une des perspectives de la présente évaluation des pompes à chaleur est donc de prendre en compte le givrage dans les analyses. Pour ce faire, des modèles avec givrage doivent être développés. De par la complexité du phénomène, une étude avancée s'impose. C'est précisément ce qui est traité dans la suite de cette thèse, et qui débute dans le prochain chapitre par le point fondamental de la modélisation de la croissance de givre.

Bibliographie

Abou Eid, R., 2016. Passenger comfort and HVAC thermal load in a tramway. Rapport interne. Alstom.

Al-Kayiem, H.H.., Sidik, F.B.M.., Munusammy, Y.R.. A.. L., 2010. Study on the Thermal Accumulation and Distribution Inside a Parked Car Cabin. Am. J. Appl. Sci. 7, 784–789.

Allard, F., 1987. Contribution à l'étude des transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées : application aux cellules d'habitation. Thèse de doctorat. INSA de Lyon.

Argaud, T., 2001. Amélioration énergétique des cycles de givrage-dégivrage des PAC air/eau réversibles sur plancher chauffant. Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris.

ASHRAE, 2009. ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Barnitt, R.A., Brooker, A.D., Ramroth, L., Rugh, J., Smith, K.A., 2010. Analysis of Off-Board Powered Thermal Preconditioning in Electric Drive Vehicles, in: World Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium & Exhibition. Shenzhen, China.

Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2011. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed. John Wiley & Sons.

Bjurling, F., 2014. Transient thermal model of a minibus' cabin and optimization of the air-conditioning control strategies. Royal Institute of Technology, Stockholm.

Bou Nader, W., 2016. Identification des besoins énergétique sur un véhicule de milieu de gamme. Rapport interne. PSA.

Boukhris, Y., Gharbi, L., Ghrab-Morcos, N., 2009. Modeling coupled heat transfer and air flow in a partitioned building with a zonal model: Application to the winter thermal comfort. Build. Simul. 2, 67–74. doi:10.1007/S12273-009-9405-8

Daoud, A., Galanis, N., 2008. Prediction of airflow patterns in a ventilated enclosure with zonal methods. Appl. Energy 85, 439–448. doi:10.1016/j.apenergy.2007.10.002

Energie Plus, 2016. La chaleur sensible et la chaleur latente [WWW Document]. URL http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=11244 (consulté le 10.1.16).

Farrington, R., Cuddy, M., Keyser, M., Rugh, J., 1999. Opportunities to Reduce Air-Conditioning Loads Through Lower Cabin Soak Temperatures.

Farrington, R., Rugh, J., 2000. Impact of Vehicle Air-Conditioning on Fuel Economy, Tailpipe Emissions, and Electric Vehicle Range, in: Earth Technologies Forum. Washington, D.C., U.S.A., p. http://www.nrel.gov/docs/fy00osti/28960.pdf. doi:NREL/CP-540-28960

Fiori, C., Ahn, K., Rakha, H.A., 2016. Power-based electric vehicle energy consumption model: Model development and validation. Appl. Energy 168, 257–268. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.01.097

Fujita, A., Kanemaru, J. ichi, Nakagawa, H., Ozeki, Y., 2001. Numerical simulation method to predict the thermal environment inside a car cabin. JSAE Rev. 22, 39–47. doi:10.1016/S0389-4304(00)00101-6

Inard, C., 1988. Contribution à l'étude du couplage thermique entre une source de chaleur et un local. Thèse de doctorat. INSA de Lyon.

Inard, C., Bouia, H., Dalicieux, P., 1996. Prediction of air temperature distribution in buildings with a zonal model. Energy Build. 24, 125–132. doi:10.1016/0378-7788(95)00969-8

INSEE, 2011. Enquête nationale transports et déplacements 2007-2008.

Jeffers, M.A., Chaney, L., Rugh, J.P., 2015. Climate control load reduction reduction strategies for electric drive vehicles in warm weather 21–23. doi:10.4271/2015-01-0355.Copyright

Johnson, V.H., 2002. Fuel Used for Vehicle Air Conditioning: A State-by-State Thermal Comfort-Based Approach. Soc. Automot. Eng. Inc. 1, 1957–1970. doi:10.4271/2002-01-1957

Kambly, K.R., Bradley, T.H., 2014. Estimating the HVAC energy consumption of plug-in electric vehicles. J. Power Sources 259, 117–124. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2014.02.033

Kataoka, T., Nakamura, Y., 2001. Prediction of thermal sensation based on simulation of temperature distribution in a vehicle cabin 30, p, 195–212.

Lebrun, J., 1970. Exigences physiologiques et modalités physique de la climatisation par source statique concentrée. Thèse de doctorat. Université de Liège.

Li, W., Sun, J., 2013. Numerical simulation and analysis of transport air conditioning system integrated with passenger compartment. Appl. Therm. Eng. 50, 37–45. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.05.030

Marcos, D., Pino, F.J., Bordons, C., Guerra, J.J., 2014. The development and validation of a thermal model for the cabin of a vehicle. Appl. Therm. Eng. 66, 646–656. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.02.054

Mezrhab, A., Bouzidi, M., 2006. Computation of thermal comfort inside a passenger car compartment. Appl. Therm. Eng. 26, 1697–1704. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.11.008

Modelica Association, 2013. MSL User's Guide.

Möller, L., 2011. Thermodynamical modeling of a car cabin. Thèse de Master. Charlmers University of technology.

Neveu, D., 2011. Impact of thermal confort on EV autonomy, in: International Thermal Management for EV / HEV Conference. Darmstadt, Germany.

NF EN 14750, 2006. Conditionnement de l'air pour matériel roulant urbain et Banlieue, paramètres de bien-être.

Petzold, L.R., 1982. A description of DASSL: a Diferential/Algebraic System Solver. Sci. Comput. 1, 65–68.

Sanaye, S., Dehghandokht, M., 2011. Thermal Modeling for Predication of Automobile Cabin Air Temperature. Int. J. Automot. Eng. 1, 13.

Sanaye, S., Dehghandokht, M., Fartaj, A., 2012. Temperature control of a cabin in an automobile using thermal modeling and fuzzy controller. Appl. Energy 97, 860–868. doi:10.1016/j.apenergy.2012.02.078

Sevilgen, G., Kilic, M., 2012. Three dimensional numerical analysis of temperature distribution in an automobile cabin. Therm. Sci. 16, 321–326. doi:10.2298/TSCI1201321S

Swinbank, W.C., 1963. Long-wave radiation from clear skies. Q. J. R. Meteorol. Soc. 89, 339–348. doi:10.1002/qj.49708938105

Torregrosa-Jaime, B., Bjurling, F., Corberan, J.M., Di Sciullo, F., Paya, J., 2015. Transient thermal model of a

vehicle's cabin validated under variable ambient conditions. Appl. Therm. Eng. 75, 45–53. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.05.074

Versteeg, H., Malalasekera, W., 2007. An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method, PEARSON Pr. ed.

Wischhusen, S., 2012. Modelling and calibration of a thermal model for an automotive cabin using HumanComfort Library, in: International Modelica Conference. Munich, Germany, pp. 253–263. doi:10.3384/ecp12076253

Zhang, H., Dai, L., Xu, G., Li, Y., Chen, W., Tao, W.Q., 2009a. Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part I: Test/numerical model and validation. Appl. Therm. Eng. 29, 2022–2027. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.10.005

Zhang, H., Dai, L., Xu, G., Li, Y., Chen, W., Tao, W.Q., 2009b. Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part II: Simulation results and discussion. Appl. Therm. Eng. 29, 2028–2036. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.10.005

Zhang, Z., Li, W., Zhang, C., Chen, J., 2017. Climate control loads prediction of electric vehicles. Appl. Therm. Eng. 110, 1183–1188. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.186

Zhu, S., Demokritou, P., Spengler, J., 2010. Experimental and numerical investigation of micro-environmental conditions in public transportation buses. Build. Environ. 45, 2077–2088. doi:10.1016/j.buildenv.2010.03.004

Chapitre 2

Modélisation de la croissance de givre sur plaque plane

Table des matières

1 Introduction 74

2 La base des modèles mathématiques 75
2.1 Présentation générale du modèle 75
2.2 Hypothèses générales 76
2.3 Canal d'air 77
2.4 Surface du givre 77
2.5 Couche de givre 78

3 Les différentes hypothèses de modélisation 79
3.1 Du 1D vers le 0D 79
3.2 Conductivité thermique effective 83
3.3 Diffusivité effective de vapeur d'eau 84
3.4 Coefficient de convection thermique 87
3.5 Coefficient de convection massique 89
3.6 Approche 2D 90
3.7 Conditions initiales 90
3.8 Masse volumique du dépôt de givre 91
3.9 Saturation versus supersaturation 92

4 Comparaison entre les différents modèles et les résultats expérimentaux 94
4.1 Les résultats expérimentaux sur plaque plane 94
4.2 Du 1D vers le 0D 94
4.3 Conductivité thermique effective 100
4.4 Diffusivité effective de vapeur d'eau 101
4.5 Coefficient de convection thermique 102
4.6 Coefficient de convection massique 104
4.7 Conditions initiales 105
4.8 Masse volumique du dépôt de givre 107
4.9 Saturation versus supersaturation 107
4.10 Sélection du modèle final 107

5 Conclusion 110

Bibliographie 112

1 Introduction

Dans le chapitre précédent, l'intérêt de l'utilisation d'une pompe à chaleur (PAC) pour le chauffage d'une voiture électrique (VE) a été clairement établi. Cependant, comme indiqué dans l'introduction de la thèse, du givre peut se former sur l'échangeur face avant du véhicule et dégrader les performances de la PAC. Ce phénomène de givrage n'a pas été considéré dans l'analyse du chapitre 1. C'est dans ce contexte que le cœur de ce travail de thèse s'attaque à la problématique du givrage. Il faudra en particulier modéliser un échangeur de chaleur en conditions de givrage. Ce modèle servira d'une part à développer des échangeurs plus efficaces en givrage, et d'autre part, il permettra de modéliser un cycle de PAC complet en conditions de givrage afin notamment de pouvoir prendre en compte le givre au niveau véhicule. Le point de départ de ce travail est le développement d'un modèle de croissance de givre sur plaque plane, modèle servant de brique élémentaire au modèle d'échangeur de chaleur.

Un grand nombre de modèles de croissance de givre sont déjà disponibles dans la littérature. Trois catégories de modèle existent. Tout d'abord, les plus simples sont ceux basés sur des corrélations empiriques (Hermes et al., 2014; Mao et al., 1992; Saito et al., 1984; Schneider, 1978). Ces modèles ont pour but de prédire différentes propriétés de la couche de givre, principalement l'épaisseur et la masse volumique, en fonction du temps et de différentes conditions d'opérations. Cependant, ces modèles sont spécifiques au cas de la plaque plane et aux conditions d'opérations considérées lors de leur développement. Leur validité peut être mise en cause quand ils sont utilisés dans d'autres conditions d'opération et d'autres contextes comme celui d'un échangeur de chaleur.

Par ailleurs, des modèles complexes CFD (*Computational Fluid Dynamics*) ont été développés (Cui et al., 2011a, 2011b, Kim et al., 2015, 2009; Yang et al., 2006). Ces modèles considèrent un grand nombre de phénomènes physiques. En particulier, certains modélisent la nucléation dans le détail. Ces différents modèles peuvent être utilisés pour la conception d'un échangeur de chaleur, mais seulement pour les phénomènes locaux (études de l'écoulement entre deux ailettes et donc conception des paramètres d'ailettes, conception de la distribution de réfrigérant en entrée d'échangeur…). Cependant, ils ne sont ni adaptés pour la conception d'ensemble d'un échangeur de chaleur (nombre de rangs, nombre de passes…) ni pour le développement de stratégies de contrôle à cause de leur forte complexité (et donc du temps de calcul).

Enfin, l'approche principalement utilisée est de développer des modèles basés sur le transfert thermique et le transfert de masse au travers de la couche de givre considérée comme un matériau solide poreux (Jones et Parker, 1975; Kondepudi et O'Neal, 1993; Le Gall et Grillot, 1997; Lee et al., 1997; Na et Webb, 2004a). Ces modèles constituent un bon compromis entre la prise en compte des phénomènes physiques et la simplicité permettant de simuler un échangeur complet. Aussi, ce type de modèle sera utilisé dans le présent travail afin de développer la brique élémentaire qu'est le modèle de croissance de givre et qui sera utilisée au niveau de l'échangeur. À noter ici que certains modèles considérant le givre comme une épaisseur de matériau poreux intègrent aussi une corrélation empirique pour la masse volumique de givre. Ainsi, ces derniers types de modèles pourraient être classifiés dans une quatrième catégorie : les modèles semi-empiriques (Hermes, 2012; Kandula, 2011; Loyola et al., 2014; Xia et Jacobi, 2010). Du fait des problèmes de fiabilité du caractère empirique, ces modèles ne seront pas analysés en détail ici.

Tous les modèles basés sur la diffusion thermique et la diffusion de vapeur d'eau au travers du givre considéré comme un matériau poreux sont bâtis sur le même ensemble d'équations. Cependant, au-delà de cet ensemble, beaucoup d'hypothèses différentes sont considérées par les différents auteurs. Comme cela le sera démontré par la suite, ces différentes hypothèses peuvent aboutir à des résultats de croissance de givre bien différents. Par conséquent, cela soulève la question du choix de ces hypothèses. Par exemple, afin de se rapprocher des résultats expérimentaux, Le Gall et Grillot (1997) ont proposé de modifier la façon de considérer la diffusivité effective de la vapeur d'eau dans le matériau poreux alors que Na et Webb (2004a) rappellent que la pression de vapeur d'eau à la surface du givre est en fait supersaturée, et non à saturation comme habituellement considéré, et proposent donc une corrélation pour la sursaturation.

Dans ce contexte, quelles sont les hypothèses à utiliser ? Quels sont les impacts des différentes hypothèses ? Peut-on faire confiance aux résultats des modèles ? Ce chapitre a donc pour but d'**étudier les différentes hypothèses de modélisation et leurs impacts sur les prédictions de croissance de givre**. Ceci doit permettre notamment de mieux comprendre les différents mécanismes impliqués dans le développement du givre. Ensuite, cela doit nous permettre de **déterminer l'ensemble d'hypothèses le plus optimal en termes de compromis entre précision et simplicité** pour ensuite développer un bon modèle de croissance de givre qui sera utilisé plus tard au niveau de l'échangeur de chaleur. Enfin, ce travail est aussi l'occasion de mettre en avant les aspects critiques de la modélisation de la croissance de givre à investiguer si l'on souhaite poursuivre l'amélioration des modèles.

Tout d'abord, ce chapitre établit les équations générales utilisées pour modéliser la croissance de givre sur plaque plane. Ensuite, les différentes hypothèses qui peuvent être utilisées pour manipuler ces équations de base sont présentées et ainsi, différents modèles sont développés. Les résultats de simulation de ces différents modèles sont comparés entre eux ainsi qu'à des résultats expérimentaux extraits de la littérature. Basé sur ces comparaisons, les impacts des différentes hypothèses sont analysés et finalement, un modèle simple et fiable est proposé.

2 La base des modèles mathématiques

2.1 Présentation générale du modèle

Le givre se forme habituellement selon une séquence bien déterminée. La vapeur d'eau condense tout d'abord sous forme de gouttelettes d'eau liquides sous-refroidies. Ensuite, ces gouttelettes gèlent et deviennent des nucléus pour le développement de cristaux de glace. Les cristaux croient tout d'abord dans une direction perpendiculaire à la surface par antisublimation (ou désublimation ou encore condensation solide). C'est la phase appelée «*crystal growth period*» par Hayashi et al. (1977) et «*one-dimensional growth period*» par Tokura et al. (1983). Puis, des branches se développement sur les cristaux initiaux, toujours par antisublimation, et les cristaux croissent alors dans toutes les directions. Cette période est appelée la «*frost layer growth period*» par Hayashi ou encore la «*three-dimensional growth period*» par Tokura. À partir de cette étape, le givre se comporte comme un matériau poreux. Finalement, il arrive qu'une quatrième étape, la «frost layer full growth period» selon Hayashi, se produise. Ici, de l'eau liquide se forme à nouveau en surface du givre à cause de l'augmentation de la température de surface due à l'augmentation de la

résistance thermique du givre. L'eau s'infiltre dans la couche de givre avant de geler à nouveau. On observe donc une surdensification du givre.

Le modèle n'a pas pour but de simuler tous ces différents phénomènes. L'objectif premier est de prédire l'épaisseur de givre δ_{fr} et la masse volumique de givre ρ_{fr} via le calcul du transfert couplé de masse et de chaleur au travers de la couche de givre considérée comme un matériau poreux de glace. La Figure 1 présente une schématisation du problème mathématique. Trois zones sont considérées : le canal d'air avec les transferts de chaleur et de masse convectifs, la couche de givre avec la diffusion thermique et massique et l'interface entre ces deux zones au niveau de la surface du givre. La modélisation dans chacune des zones est présentée dans les parties suivantes. Le modèle est développé dans l'environnement Dymola (voir annexe 1).

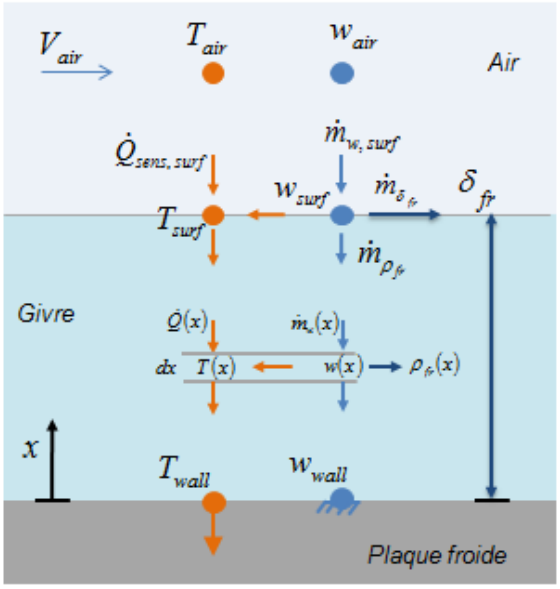


Figure 1: Schématisation du phénomène de givrage

2.2 Hypothèses générales

Les hypothèses générales suivantes sont largement utilisées dans la littérature et sont considérées pour les modèles de croissance de givre discutés dans ce chapitre (si non spécifié autrement par ailleurs) :

- La croissance de givre est modélisée de façon quasi-statique (Kondepudi et O'Neal, 1993).
- Les simulations débutent avec une très fine, peu dense et uniforme couche de givre (Le Gall et Grillot, 1997). L'épaisseur initiale et la masse volumique initiale sont des paramètres d'entrée. En d'autres termes, les étapes de nucléation et de la croissance initiale 1D de givre ne sont pas modélisées. Ceci est valable car ces étapes initiales avant d'avoir cette couche fine de départ sont de durées négligeables comparativement à la durée de la croissance de la couche poreuse de givre. Des alternatives à cette hypothèse sont abordées dans la suite.
- L'étape avec réapparition d'eau liquide n'est pas non plus considérée puisqu'elle débute très tardivement et que les pénalités du givre sont en général déjà très importantes à ce stade. Pour les échangeurs que l'on considérera par la suite, cette étape ne se produit tout simplement pas.
- La formation de givre est 1D : le givre croit dans la direction perpendiculaire à la plaque froide (Lee et Ro, 2005). En particulier, la formation de givre est considérée comme uniforme sur la plaque

plane froide. Cette hypothèse, comparée à une hypothèse 2D en ajoutant la dimension dans le sens de l'écoulement d'air, pourrait aussi être discutée et sera évoquée dans la section 3.

- Les phases solides et gazeuses sont à la même température pour une abscisse donnée dans la couche de givre (Lee et Ro, 2005) (en lien avec l'hypothèse 1D).
- L'hypothèse d'équilibre thermodynamique, entre les différentes phases au sein de la couche de givre et à sa surface, est retenue (Prolss et Schmitz, 2006). Ainsi, le givre se forme par antisublimation de la vapeur d'eau.
- La loi des gaz parfaits pour l'air humide est retenue (Le Gall et Grillot, 1997).
- La pression totale du mélange gazeux est considérée comme constante dans la couche de givre (Lee et Ro, 2005).
- La couche de givre possède une capacité thermique négligeable (exemple : (Lee et al., 1997)).
- Le transfert thermique par radiation est négligé (Kondepudi et O'Neal, 1993).
- La convection dans la couche de givre est négligée et le transport de vapeur d'eau dans la couche de givre est de type diffusion Fickienne (El Cheikh et Jacobi, 2014).

2.3 Canal d'air

Le transfert de chaleur sensible de l'air humide vers la surface du givre $\dot{Q}_{sens,surf}$ est calculée comme suit :

$$\dot{Q}_{sens,surf} = -h_{conv} \cdot A_0 \cdot \left(T_{air} - T_{surf}\right) \tag{1}$$

La quantité totale de vapeur d'eau $\dot{m}_{w,surf}$, qui est échangée entre l'air et la surface du givre et qui changera *in fine* de phase, est calculée selon l'analogie entre transfert de masse et transfert de chaleur :

$$\dot{m}_{w,surf} = -h_{mass} \cdot A_0 \cdot \rho_{dry\,air} \cdot \left(w_{air} - w_{surf}\right) \tag{2}$$

Puisque l'équilibre thermodynamique à la surface de givre est considéré, l'humidité absolue à la surface du givre w_{surf} est liée à la température de surface T_{surf} via la fonction de saturation (cette hypothèse est discutée dans la section 3) :

$$w_{surf} = f_{sat}\left(T_{surf}\right) \tag{3}$$

2.4 Surface du givre

Les équations relatives à la couche de givre sont séparées en deux parties. La première décrit ce qui se passe à la surface de la couche de givre et la seconde se concentre sur les transferts de chaleur et de masse dans la couche.

En ce qui concerne la surface de givre, le débit de vapeur d'eau provenant du canal d'air se sépare en deux parties comme présenté dans l'équation (4) : $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ correspond à la vapeur d'eau qui diffuse vers l'intérieur, ce qui augmente *in fine* la masse volumique du givre, et $\dot{m}_{\delta_{fr}}$ correspond à la vapeur d'eau qui condense directement sur la surface du givre, ce qui augmente l'épaisseur de givre.

$$\dot{m}_{w,surf} = \dot{m}_{\rho_{fr}} + \dot{m}_{\delta_{fr}} \tag{4}$$

Le débit de vapeur d'eau qui diffuse au travers de la surface $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ est donné par l'équation (5) :

$$\dot{m}_{\rho_{fr}} = -\rho_{dry\,air} \cdot D_{eff} \cdot A_0 \cdot \left(\frac{dw}{dx}\right)_{surf} \tag{5}$$

$(dw/dx)_{surf}$ est le gradient d'humidité absolue dans les pores du givre quand *x* tend vers δ_{fr}, c'est-à-dire à la surface du givre, et D_{eff} est la diffusivité effective de la vapeur d'eau dans l'air du matériau poreux.

L'équation (4) permet alors de calculer l'augmentation du débit d'eau augmentant l'épaisseur, qui possède une valeur négative quand on considère l'axe *x* de la Figure 1. Finalement, $\dot{m}_{\delta_{fr}}$ est utilisé pour déterminer l'augmentation de l'épaisseur de givre :

$$-\dot{m}_{\delta_{fr}} = A_0 \cdot \rho_{fr} \cdot \frac{d\delta_{fr}}{dt} \tag{6}$$

Le transfert de chaleur à la surface est décrit par les équations suivantes :

$$\dot{Q}_{surf} = \dot{Q}_{sens,\,surf} + \dot{m}_{\delta_{fr}} \cdot L_{sv} \tag{7}$$

et

$$\dot{Q}_{surf} = -k_{eff} \cdot A_0 \cdot \left(\frac{dT}{dx}\right)_{surf} \tag{8}$$

Avec $(dT/dx)_{surf}$ le gradient de température quand *x* tend vers δ_{fr}, c'est-à-dire à la surface du givre, et k_{eff} est la conductivité thermique effective du givre.

2.5 Couche de givre

Dans la couche de givre, le débit de vapeur d'eau $\dot{m}_w$ est obtenu par la loi de Fick :

$$\dot{m}_w = -D_{eff} \cdot A_0 \cdot \rho_{dry\,air} \cdot \frac{dw}{dx} \tag{9}$$

Cette dernière équation est associée avec le bilan de masse de vapeur d'eau :

$$\frac{d\,\dot{m}_w}{dx} = -\alpha_w \cdot A_0 \tag{10}$$

Avec α_w le taux d'absorption par unité de volume de givre. À noter que le passage de l'état vapeur à l'état solide se produit à la surface du solide, c'est ainsi un phénomène d' « adsorption ». Cependant, puisque le givre est considéré dans son ensemble, la sorption est ici un phénomène « volumique » (l'unité de α_w est d'ailleurs par m^3) et ainsi, le terme « absorption » est utilisé.

La densification du givre est ensuite calculée via l'équation (11).

$$\frac{d\rho_{fr}}{dt} = \alpha_w \tag{11}$$

La diffusion thermique dans la couche de givre est donnée par la loi de Fourier :

$$\dot{Q} = -k_{eff} \cdot A_0 \cdot \frac{dT}{dx} \tag{12}$$

Ensuite, le bilan d'énergie lie le transfert thermique à la condensation solide de vapeur d'eau :

$$\frac{d\dot{Q}}{dx} = \alpha_w \cdot A_0 \cdot L_{sv} \tag{13}$$

De plus, l'équilibre thermodynamique appliqué dans la couche de givre (hypothèse discutée plus tard) donne :

$$w(x) = f_{sat}(T(x)) \tag{14}$$

Il peut être noté que c'est en fait l'équation (14) qui fixe α_w . En effet, considérons un profil de température connu dans la couche de givre, l'équation (14) permet alors de calculer le profil d'humidité absolue. Ensuite, l'équation (9) donne le profil de $\dot{m}_w$, lequel rend possible finalement le calcul de α_w grâce à l'équation (10).

3 Les différentes hypothèses de modélisation

L'ensemble des équations de base présenté dans la section précédente est incomplet et ne peut pas être directement utilisé en l'état. Plusieurs coefficients doivent être déterminés, certaines variables doivent être précisées, les conditions initiales doivent être fixées et des simplifications additionnelles sont souvent considérées. Les sections suivantes présentes donc ces différentes approches.

Toutes les hypothèses pourraient être étudiées une par une, mais cela résulterait en de trop nombreux détails inutiles. De plus, beaucoup de ces hypothèses sont bien acceptées. Ainsi, il n'est pas nécessaire de toutes les considérer. *In fine*, par le biais d'une analyse détaillée de la littérature, les hypothèses les plus pertinentes ont été sélectionnées.

3.1 Du 1D vers le 0D

3.1.1 Modèle 1D

Concentrons-nous au préalable sur les aspects 1D du problème décrit précédemment. Une première approche pour gérer les équations 1D de la couche de givre est d'utiliser directement celles présentées dans la section 2, sans ajouter d'hypothèses ou de simplifications, et de les discrétiser afin de pouvoir les résoudre numériquement. Une autre façon d'utiliser ces équations est de reformuler l'hypothèse de saturation (équation (3) et (14)) en utilisant l'équation de Clausius-Clapeyron (en utilisant également l'hypothèse des gaz parfaits et en considérant négligeable le volume de glace comparativement au volume de vapeur d'eau pour la même masse d'eau). Ceci permet d'exprimer $\dot{m}_w$ en fonction de *dT/dx* au lieu de *dw/dx*. Cette formulation est adoptée par exemple par Le Gall et Grillot (1997), mais reste équivalente aux équations de la section 2.

Dans le système d'équations de la section 2, des coefficients relatifs à la couche de givre apparaissent : la conductivité thermique effective k_{eff} et la diffusivité effective de la vapeur d'eau D_{eff}. Comme nous allons le voir plus tard dans ce chapitre, ces coefficients ne sont pas constants et dépendent de la densité du givre. Le système d'équations permet de prédire un profil de masse volumique givre dans l'épaisseur de la couche de givre. Ainsi, dans ce modèle pur 1D, la conductivité thermique effective ainsi que la diffusivité effective sont basées sur la masse volumique locale et possèdent donc toutes deux des valeurs locales.

Cette approche est, par la suite, appelée « modèle 1D ».

3.1.2 Modèle 1D avec masse volumique de givre moyenne

Dans le « modèle 1D » précédent, au lieu de calculer des valeurs locales pour la conductivité thermique et la diffusivité en connaissant la masse volumique de givre locale, certains auteurs, Hadid et al. (2011) par exemple, considèrent seulement une valeur moyenne de la masse volumique de givre dans l'épaisseur. Au lieu de calculer les masses volumiques de givre locales, ils calculent uniquement la masse volumique de givre moyenne. Ainsi, les équations (6) et (11) sont remplacées par les équations (15) et (16):

$$-\dot{m}_{\rho_{fr}} = A_0 \cdot \delta_{fr} \cdot \frac{d\,\rho_{fr,avg}}{dt} \tag{15}$$

$$-\dot{m}_{\delta_{fr}} = A_0 \cdot \rho_{fr,avg} \cdot \frac{d\delta_{fr}}{dt} \tag{16}$$

Ensuite, la conductivité thermique effective k_{eff} et la diffusivité effective D_{eff} sont calculées à partir de $\rho_{fr,avg}$. A noter que le profil de l'humidité absolue et le profil de température au travers de la couche de givre sont toujours calculés.

Par la suite, on se réfère à cette approche par la mention « Modèle 1D avec $\rho_{fr,avg}$ ».

3.1.3 Modèle pseudo-1D avec une loi de proportionnalité pour le taux d'absorption

Comme expliqué dans la section 2, l'équation (14) implique indirectement un taux d'absorption de vapeur d'eau par volume de la couche de givre α_w.

Au lieu de procéder ainsi, certains auteurs (Hermes et al., 2009; Lee et al., 2003, 1997; Tso et al., 2006a) font l'hypothèse que α_w est proportionnel à la masse volumique de vapeur d'eau dans le givre ρ_w. L'équation devient alors :

$$\frac{d\,\dot{m}_w}{dx} = -\alpha_{cst} \cdot A_0 \cdot \rho_w \tag{17}$$

Ensuite, comme reporté par Lee et al. (1997), et toujours en considérant la saturation à la surface du givre ainsi qu'à la surface du mur, l'équation (17) conduit à obtenir les équations (18), (19) et (20) en lieu et place des équations (9) à (14):

$$\rho_w(x) = \rho_{w,sat}(T_{surf}) \cdot \cosh(\varphi \cdot x) \tag{18}$$

$$\dot{m}_{\rho_{fr}} = \frac{\alpha_{cst} \cdot \rho_{w,sat}(T_{surf}) \cdot A_0}{\varphi} \cdot \sinh(\varphi \cdot \delta_{fr}) \tag{19}$$

$$T(x) = \frac{\alpha_{cst}}{k_{eff} \cdot \varphi^2} \cdot L_{sv} \cdot \rho_{w,sat}(T_{wall}) \cdot \left(x \cdot \varphi \cdot \sinh(\varphi \cdot \delta_{fr}) - \cosh(\varphi \cdot x) + 1\right) + \frac{(\dot{Q}_{surff} / A_0) \cdot x}{k_{eff}} + T_{wall} \tag{20}$$

Avec:

$$\varphi = \sqrt{\frac{\alpha_{cst}}{D_{eff}}} \tag{21}$$

$$\alpha_{cst} = D_{eff} \cdot \left(\frac{1}{\delta_{fr}} \cdot \cosh^{-1}\left(\frac{\rho_{w,sat}(T_{surf})}{\rho_{w,sat}(T_{wall})} \right) \right)^2 \tag{22}$$

Afin d'être capable de développer ces solutions analytiques, la conductivité thermique effective k_{eff} et la diffusivité effective D_{eff} sont calculées comme fonction de $\rho_{fr,avg}$ de manière similaire à ce qui a été fait dans le modèle « p1D avec $\rho_{fr,avg}$». Ici encore, seule $\rho_{fr,avg}$ est calculé et non $\rho_{fr}(x)$.

Par la suite, cette approche est nommée le modèle « p1D avec $\alpha_w = \alpha_{cst} . \rho_w$ ».

3.1.4 Modèle pseudo-1D avec taux d'absorption constant

Dans la continuité de l'approche précédente, certains auteurs considèrent que la masse volumique de givre est homogène dans l'épaisseur de la couche de givre (Lee et Ro, 2005; Loyola et al., 2014; Seker et al., 2004). Cette hypothèse se traduit par l'équation suivante :

$$\alpha_w = \frac{-\dot{m}_{\rho_{fr}}}{A_0 \cdot \delta_{fr}} \tag{23}$$

Ensuite, via l'équation (23), les équations (9) et (10) deviennent :

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{\dot{m}_{\rho_{fr}}}{\delta_{fr} \cdot D_{eff} \cdot A_0 \cdot \rho_{dry\ air}} \tag{24}$$

Avec les conditions aux limites suivantes :

$$w(\delta_{fr}) = w_{sat}(T_{surf}) \tag{25}$$

$$\dot{m}_w(0) = 0 \Leftrightarrow \frac{dw}{dx}(0) = 0 \tag{26}$$

Enfin, résoudre cette équation différentielle du 2e ordre donne l'équation suivante :

$$w(x) = \frac{\dot{m}_{\rho_{fr}}}{2 \cdot \delta_{fr} \cdot D_{eff} \cdot A_0 \cdot \rho_{dry\ air}} \cdot \left(x^2 - \delta_{fr}^{\ 2}\right) + w_{sat}(T_{surf}) \tag{27}$$

Maintenant, appliquée à l'équation (27), l'hypothèse de saturation au niveau de la surface du mur permet de déterminer $\dot{m}_{\rho_{fr}}$:

$$\dot{m}_{\rho_{fr}} = \frac{2 \cdot D_{eff} \cdot A_0 \cdot \rho_{dry\ air}}{\delta_{fr}} \cdot \left(w_{sat}\left(T_{wall}\right) - w_{sat}\left(T_{surf}\right) \right) \tag{28}$$

À noter ici que, si au lieu de considérer la condition aux limites (26), la saturation à la surface du mur avait été considérée comme condition aux limites et qu'ensuite, $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ était calculé à partir de l'équation (26), la procédure aboutirait toujours à l'équation (28).

La température de surface du givre peut ensuite être calculée. En effet, les équations (12) et (13) permettent d'obtenir l'équation (29) :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{\dot{m}_{\rho_{fr}} \cdot L_{sv}}{\delta_{fr} \cdot k_{eff} \cdot A_0} \tag{29}$$

Avec les conditions aux limites suivantes :

$$T(0) = T_{wall} \tag{30}$$

$$\dot{Q}\left(\delta_{fr}\right) = \dot{Q}_{surf} = \dot{Q}_{sens,\,surf} + \dot{m}_{\delta_{fr}} \cdot L_{sv} \Leftrightarrow \frac{dT}{dx}\left(\delta_{fr}\right) = \frac{\dot{Q}_{sens,\,surf} + \dot{m}_{\delta_{fr}} \cdot L_{sv}}{-k_{eff} \cdot A_0} \tag{31}$$

Les équations (29), (30) et (31) permettent maintenant de calculer la température de surface du givre T_{surf}.

$$T_{surf} = T_{wall} + \frac{\delta_{fr}}{k_{eff} \cdot A_0} \times \left(-\dot{Q}_{sens,\,surf} - \dot{m}_{w,surf} \cdot L_{sv} + \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{\rho_{fr}} \cdot L_{sv} \right) \tag{32}$$

Ce dernier ensemble d'équations permet en fait de calculer l'épaisseur de givre et la masse volumique de givre sans avoir à déterminer les profils de température, d'humidité absolue et du débit de diffusion de la vapeur d'eau. Cela a été rendu possible par l'hypothèse d'une masse volumique de givre homogène dans l'épaisseur.

Par la suite, cette approche sera désignée comme étant le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ ».

3.1.5 Modèle 0D

Une dernière approche très simplifiée consiste à considérer deux nœuds pour le calcul, un à la surface du givre et un à la surface du mur et ensuite d'établir les équations sur ces deux nœuds. C'est une approche type « *lumped node* », avec deux nœuds « 0D », qui est utilisée ici. Na et Webb (2004b) l'ont employée (équation 28 dans leur article) afin de déterminer des ordres de grandeur et une approche similaire est utilisée dans (Storey et Jacobi, 1999). Les deux équations suivantes peuvent être établies :

$$\dot{m}_{\rho_{fr}} = \frac{D_{eff} \cdot A_0 \cdot \rho_{dry\ air}}{\delta_{fr}} \cdot \left(w_{sat}\left(T_{wall}\right) - w_{sat}\left(T_{surf}\right) \right) \tag{33}$$

Et

$$T_{surf} = T_{wall} - \frac{\delta_{fr}}{k_{eff} \cdot A_0} \cdot \left(\dot{Q}_{sens,\,surf} + \dot{m}_{w,surf} \cdot L_{sv}\right) \tag{34}$$

Par la suite, cette approche sera nommée le modèle « 0D ».

3.2 Conductivité thermique effective

Les hypothèses sur les coefficients peuvent avoir des impacts majeurs sur les résultats. Un des coefficients les plus importants est la conductivité thermique effective k_{eff}, dans l'équation (12), car les différentes corrélations existantes peuvent aboutir à des croissances de givre très différentes comme on le montrera par la suite. Les corrélations les plus utilisées sont présentées dans le Tableau 1 et sont tracées dans la Figure 2. Negrelli et Hermes (2015) ont aussi fait un travail détaillé sur le sujet et ont développé une nouvelle corrélation. Cette corrélation plus récente est ajoutée dans la présente analyse.

Dans la section 4, les résultats des modèles basés sur les différentes hypothèses discutées dans cette section 3 vont être comparés. Tous ces modèles requièrent de choisir une conductivité thermique effective du givre. À ce stade de l'analyse, le choix par défaut est quelque peu arbitraire puisqu'aucun résultat n'est encore disponible et puisque le but est de comparer les différents modèles sans aucun a priori. Cependant, un choix doit être fait. La corrélation de Yonko est utilisée par défaut (si aucun autre choix n'est précisé par ailleurs) car c'est elle la plus couramment employée. Pour les autres hypothèses discutées dans les sections suivantes, la même approche basée sur un choix initial quelque peu arbitraire est typiquement utilisée.

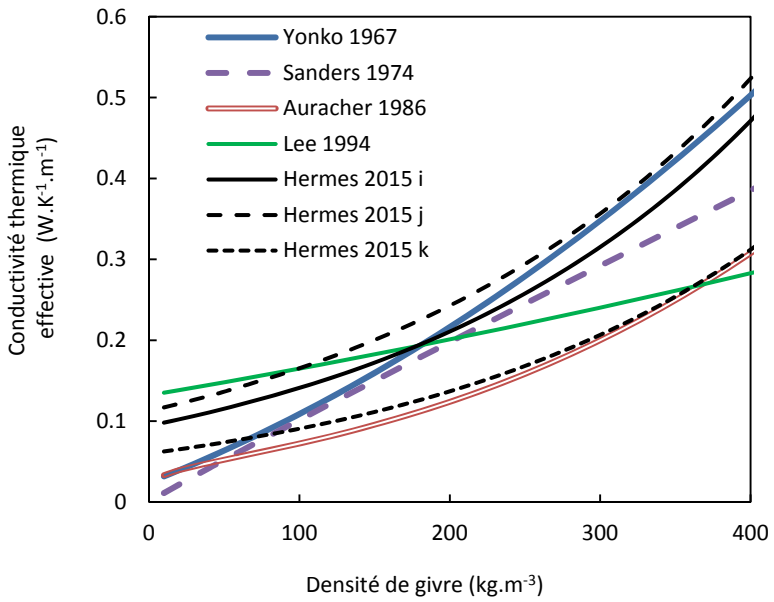


Figure 2: Comparaison des principales corrélations de la conductivité thermique effective

Tableau 1: Principales corrélations de la conductivité thermique effective

Conductivité thermique effective du givre	Validité	Référence de la corrélation (et utilisateur)
$k_{eff} = 0.024248 + 7.2311 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_{fr,avg} + 1.183 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{fr,avg}^{2}$ (35)	$\rho_{fr,avg} \leq 580\ kg.m^{-3}$ $243\ K < T_{wall} < 263\ K$ $293\ K < T_{air} < 296\ K$	Yonko et Sepsy (1967) (utilisé dans (Hadid et al., 2011))
$k_{eff} = 0.001202 \cdot \rho_{fr,avg}^{0.963}$ (36)	$\rho_{fr,avg} \leq 500\ kg.m^{-3}$ $254\ K < T_{wall} < 262\ K$ $263\ K < T_{air} < 273\ K$	Sanders (1974) (utilisé dans (Seker et al., 2004))
$1/k_{eff} = a/k_{per} + (1-a)/k_{par}$ $avec$ $k_{par} = \varepsilon \cdot k_{air} + (1-\varepsilon) \cdot k_{ice}$ $1/k_{per} = \varepsilon / k_{air} + (1-\varepsilon)/k_{ice}$ $a = 0.42 \cdot (0.1 + 0.995^{\rho_{fr\ avg}})$ $\varepsilon = 1 - \rho_{fr,avg} / \rho_{ice} \quad \rho_{ice} \approx 917\ kg \cdot m^{-3}$ $k_{air} = -1.308 \cdot 10^{-4} + 9.814 \cdot 10^{-5} \cdot T_{fr,avg} - 3.381 \cdot 10^{-8} \cdot T_{fr,avg}^{2} \quad 180 \leq T_{fr,avg} \leq 600$ $k_{ice} = 630 / T_{fr,avg} \quad 100 \leq T_{fr,avg} \leq 273$ (37)	$180\ K < T_{fr,avg} < 273\ K$	Auracher (1986) (utilisé dans (Le Gall et Grillot, 1997))
$k_{eff} = 0.132 + 3.13 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_{fr,avg} + 1.6 \cdot 10^{-7} \cdot \rho_{fr,avg}^{2}$ (38)	$\rho_{fr,avg} \leq 500\ kg.m^{-3}$	Lee et al. (1994) (utilisé dans (Lee et al., 1997))
$k_{eff}/k_{ice} = a \cdot (k_{air}/k_{ice})^{b \cdot \varepsilon}$ avec: *i)* $(a,b) = (1.576, 0.797)\ pour\ -10 < T_{wall} < -4°C$ *j)* $(a,b) = (1.594, 0.761)\ pour\ -19 < T_{wall} < -10°C$ *k)* $(a,b) = (1.035, 0.797)\ pour\ -30 < T_{wall} < -19°C$ (39)	$0.5 < \varepsilon < 0.95$ $243K < T_{wall} < 269K$	Negrelli et Hermes (2015)

3.3 Diffusivité effective de vapeur d'eau

La diffusivité effective de vapeur d'eau D_{eff} utilisée dans les équations (5) et (9) est un autre coefficient d'importance. Il est habituellement exprimé en fonction du facteur de résistance à la diffusion μ et de la diffusivité de l'eau vapeur dans l'air D_{w-air} :

$$D_{eff} = \mu \cdot D_{w-air} \tag{40}$$

Comme détaillé dans Bergman et al. (2011), D_{w-air} est fonction de la pression et de la température :

$$D_{w-air} \propto p^{-1} \cdot T^{\alpha} \tag{41}$$

Pour les applications classiques, la pression peut être prise à 1 atmosphère. Il en découle alors :

$$D_{w-air} = A \cdot T^{\alpha} \tag{42}$$

Hadid et al. (2011) ont présenté les principaux coefficients trouvés dans la littérature. Les différentes corrélations sont tracées dans la Figure 3 avec une valeur additionnelle de Bergman et al. (2011). Pour un large intervalle autour des conditions de givrage, des résultats très proches pour les différentes corrélations peuvent être observés. Ainsi, il apparaît que la diffusivité de la vapeur d'eau dans l'air ne porte pas ici d'enjeux spécifiques pour la modélisation. La corrélation d'Auracher est utilisée pour la suite.

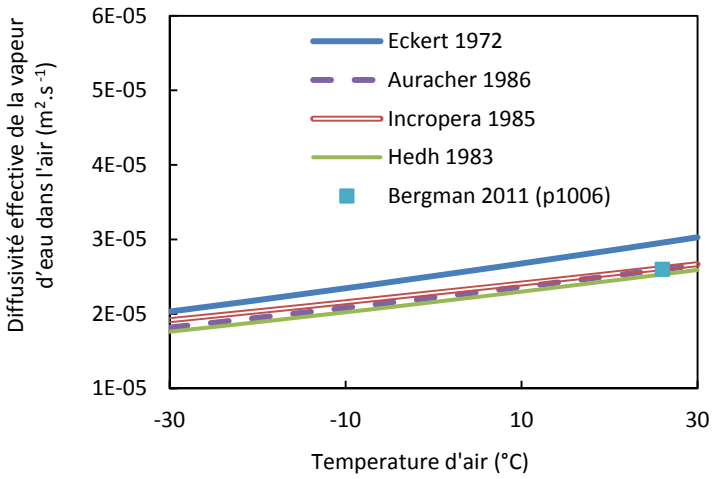


Figure 3: Diffusivité effective de la vapeur d'eau dans l'air en fonction de la température

Le facteur de résistance à la diffusion μ, « *diffusion resistance factor* », est défini via la porosité ε et la tortuosité τ comme suit :

$$\mu = \varepsilon / \tau \tag{43}$$

Ce coefficient est sujet à de nombreuses discussions dans la littérature. La Figure 4 et le Tableau 2 présentent les principales corrélations utilisées dans la littérature. Ces corrélations peuvent être classifiées en deux groupes : les corrélations avec un facteur μ toujours inférieur à 1 et celles dont le facteur μ peut excéder 1.

Na et Webb (2004b) ont affirmé que le facteur de résistance à la diffusion doit toujours être inférieur à 1 puisque c'est le ratio entre la porosité (toujours inférieure à 1) et la tortuosité (toujours supérieure à 1). Des modèles détaillés de la diffusion de masse au travers de matériaux poreux ainsi que des expériences utilisant des solides tels que des sphères de verre, du sable, des mousses ou des matériaux poreux catalytiques, ont toujours indiqué des facteurs de résistance à la diffusion inférieurs à 1 (Mezedur et al., 2002). De plus, Auracher (1972), qui a réalisé des mesures expérimentales sur la tortuosité du givre a aussi reporté des valeurs inférieures à 1.

D'un autre côté, Tao et al. (1993) ont affirmé que la diffusivité effective peut en fait être supérieure à celle de la vapeur d'eau dans l'air dans ce cas spécial du givre, ce qui implique un facteur de résistance à la diffusion supérieur à 1. En effet, pour ce cas spécial du givre, le solide et la substance qui diffuse sont les mêmes : de l'eau. Ainsi, la vapeur pourrait condenser d'un côté d'un cristal de glace, relâcher de la chaleur latente qui pourrait à son tour évaporer de l'eau de l'autre côté du cristal. On parle ici de diffusion « hand-to-hand » que l'ont pourrait traduire par diffusion « de main à main » ou « de proche en proche ». Ce type

de diffusion a déjà été établi pour le cas de la neige (Le Gall et Grillot, 1997) et pourrait augmenter la conductivité effective.

La Figure 4 montre que les corrélations aboutissent à des résultats très différents. Pour cette étude, la corrélation considérée par défaut est celle de Auracher puisqu'elle a été développée via des expériences menées sur le givre et qu'elle est très largement utilisée dans la littérature.

Tableau 2 : corrélation pour le facteur de résistance à la diffusion

Facteur de résistance à la diffusion		Références de la corrélation (et utilisateur)
$\mu = \varepsilon / \tau$ avec $1.1 \leq \tau \leq 1.3$	(44)	Brian et al. (1970)
$\mu = \dfrac{\varepsilon}{1 - C_0 \cdot (1-\varepsilon)}$ avec $C_0 = 0.58$	(45)	Auracher (1972) (utilisé dans (Hadid et al., 2011))
$\mu = \dfrac{\varepsilon}{1-(1-\varepsilon)^{0.5}}$	(46)	Sanders (1974), Mezedure et al. (2002) (utilisé dans (Padhmanabhan et al., 2011))
$\mu = (1+F) \cdot \varepsilon$ avec F variable, mais habituellement compris entre 1 et 2.	(47)	Tao et al. (1993)
$\mu = \dfrac{\varepsilon}{1 - C_0 \cdot (1-\varepsilon)} + F_\mu \cdot k \cdot (1-\varepsilon) \cdot \varepsilon^k$ avec $C_0 = 0.58$, k = 10 et F_μ variant de 0 à 10	(48)	Le Gall et Grillot (1997) (utilisé dans (Prolss et Schmitz, 2006))

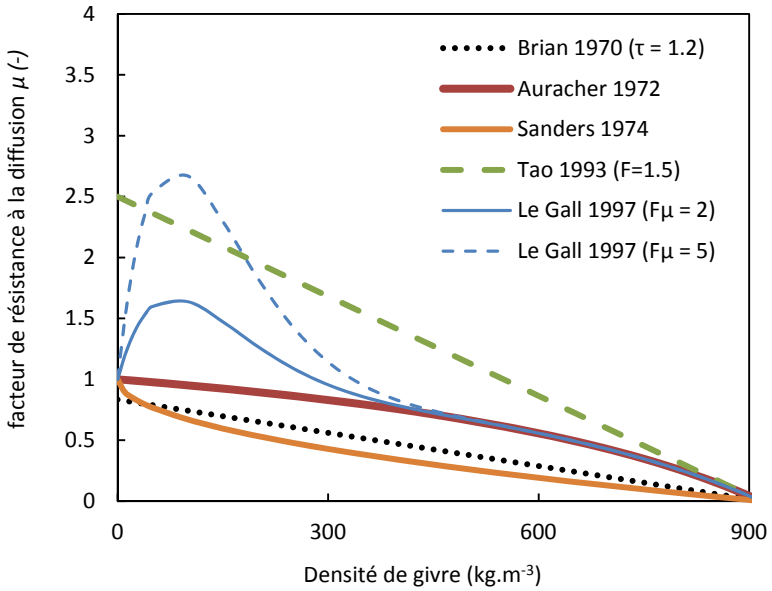


Figure 4: Comparaison des différentes corrélations du facteur de résistance à la diffusion

3.4 Coefficient de convection thermique

Déterminer le coefficient de convection thermique n'est pas trivial dans le cas du givrage. Le givre génère de la turbulence qui augmente le transfert thermique comme discuté par Yang et al. (2006). Différentes corrélations pour le coefficient de convection thermique h_{conv} peuvent être trouvées dans la littérature. Le Tableau 3 présente ces différentes corrélations pour des valeurs moyennes (moyennées le long de la longueur de la plaque plane puisque, intrinsèquement, la convection évolue le long de la plaque). Les corrélations #1 et #2 sont les plus répandues dans le contexte de la modélisation du givrage sur plaque plane. La corrélation #1 est en fait une corrélation théorique obtenue pour le cas le plus basique : plaque plane lisse avec écoulement parallèle laminaire. La corrélation #2 a été développée spécifiquement pour les cas de givrage. La corrélation #3 peut aussi être trouvée dans la littérature. Elle n'est pas spécifique au givrage, mais elle est parfois préférée à la corrélation #1 car elle correspond à un écoulement entre deux plaques planes parallèles, ce qui est en fait représentatif de la configuration expérimentale des études de givrage sur plaque plane. La corrélation #4 est une autre corrélation spécifiquement développée pour le cas de givrage d'une plaque plane. Elle a été reportée par Le Gall (1994), mais elle n'a pas été utilisée dans les modèles selon les connaissances du présent auteur. Dans le but de mettre en perspective les valeurs obtenues par les corrélations précédentes, deux autres corrélations sont ajoutées à la présente analyse. Elles ne sont pas spécifiques aux cas de givrage, mais correspondent à des cas turbulents. La corrélation #5 représente la convection sur une plaque plane lisse dans le cas d'un écoulement turbulent. De plus, puisque pour pratiquement tous les essais expérimentaux, l'écoulement se fait dans une conduite rectangulaire, la corrélation #6 est incluse. Cette dernière est originellement développée pour le cas des conduites circulaires, mais s'applique aussi aux conduites non circulaires pour les écoulements turbulents comme précisé dans (Bergman et al. 2011). Il peut être aussi noté qu'il est possible de directement calculer l'écoulement d'air en considérant l'ensemble complet et détaillé des équations bilans de quantité de mouvement, d'énergie et de masse des différentes espèces comme fait par Lee et al. (2003). Ceci permet d'éviter le calcul du h_{conv} mais augmente énormément la complexité du modèle (on se retrouve dans le cas des modèles CFD).

Par défaut, et si non précisé par ailleurs, la corrélation #1 est utilisée par la suite. En effet, cette corrélation est largement utilisée dans la littérature pour la modélisation du givre sur plaque plane.

Tableau 3 : Corrélations du coefficient de convection thermique

#	Coefficient de convection thermique	Cas	Référence de la corrélation (et utilisateur)
1	$Nu_L = 0{,}664 \cdot \mathrm{Re}_L^{1/2}\ \mathrm{Pr}^{1/3}$ (49) (Forme locale: $Nu_x = 0{,}332 \cdot \mathrm{Re}_x^{1/2}\ \mathrm{Pr}^{1/3}$) [1]	Plaque plane lisse avec écoulement parallèle. Écoulement laminaire hydrauliquement et thermiquement développé. $\mathrm{Re}_L < 5 \cdot 10^5$	Bergman et al. (2011) (utilisé dans (El Cheikh et Jacobi, 2014; Kandula, 2011))
2	$Nu_{Dh} = 0{,}034 \cdot \mathrm{Re}_{Dh}^{0.8}$ (50)	Deux plaques planes parallèles, les deux avec givre. $6000 < \mathrm{Re}_L < 50000$	Yamakawa (1972) (utilisé dans (Hermes et al., 2009; Lee et al., 1997; Prolss et Schmitz, 2006))
3	$Nu_L = 7.55 + \dfrac{0.024 \cdot L^{*-1.14}}{1 + 0.0358 \cdot \mathrm{Pr}^{0.17} \cdot L^{*-0.64}}$ $with \quad L^* = L/(D_h \cdot \mathrm{Re}_{Dh} \cdot \mathrm{Pr})$ (51) (Forme locale: $Nu_x = 7.55 + \dfrac{0.024 \cdot x^{*-1.14} \cdot (0.0179 \cdot \mathrm{Pr}^{0.17} \cdot x^{*-0.64} - 0.14)}{(1 + 0.0358 \cdot \mathrm{Pr}^{0.17} \cdot x^{*-0.64})^2}$ $avec \quad x^* = x/(D_h \cdot \mathrm{Re}_{Dh} \cdot \mathrm{Pr})$) [1]	Deux plaques planes parallèles, l'une isolée et l'autre à température uniforme avec écoulement hydrauliquement et thermiquement développé.	Kakac et al. (1987) (utilisé dans (Robinson et Jacobi, 2001), très similaire de l'expression et des valeurs trouvées dans (Lee et Ro, 2005))
4	$Nu_L = 0{,}116 \cdot \mathrm{Re}_L^{0.8}\ \mathrm{Pr}^{0.33}$ (52)	Plaque plane avec givre. $23000 < \mathrm{Re}_L < 115000$	Hosoda (1967) *(discuté dans* (Le Gall, 1994)*)*
5	$Nu_L = (0{,}037 \cdot \mathrm{Re}_L^{0.8}) \cdot \mathrm{Pr}^{1/3}$ (53)	Plaque plane lisse avec écoulement parallèle. Écoulement pleinement turbulent. $\mathrm{Re}_L > 5 \cdot 10^5$	Bergman et al. (2011) *(pour comparaison)*
6	$Nu_{Dh} = \dfrac{(f/8) \cdot (\mathrm{Re}_{Dh} - 1000) \cdot \mathrm{Pr}}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (\mathrm{Pr}^{2/3} - 1)}$ (54)	Conduite rugueuse. Écoulement pleinement turbulent. $3000 < \mathrm{Re}_{Dh} < 5 \cdot 10^6$	

[1]: Pour ces équations, x n'est pas la variable définie dans la figure 1. Ici, x correspond à la position le long de la plaque plane, c'est-à-dire dans la direction de l'écoulement.

Note: Nu, Pr, Re,..., devraient être évalués à la température moyenne entre la température de l'air (température « bulk ») et la température de surface du givre.

3.5 Coefficient de convection massique

Habituellement, le coefficient de convection massique h_{mass} est déterminé par l'analogie entre le transfert thermique et le transfert de masse, souvent évoqué comme étant l'analogie de Chilton-Colburn, basé sur le nombre de Lewis Le. Le nombre de Lewis est ensuite calculé selon sa définition, c'est-à-dire $Le = Pr/Sc = \alpha/D_{w-air}$, ou bien est considéré égal à 1. Des approches spécifiques au cas du givrage ont aussi été développées. Elles considèrent soit une corrélation directe du nombre de Sherwood *Sh* qui permet alors de connaître h_{mass}, soit une relation de l'analogie de Chilton-Colburn modifiée. À la connaissance de l'auteur, aucune de ces deux dernières approches n'a été utilisée dans les modèles récents. Le Tableau 4 présente ces différentes approches. À noter que, comme dans la section précédente pour le cas du h_{conv}, l'écoulement d'air pourrait être calculé par une méthode CFD, ce qui éviterait l'utilisation du h_{mass}, mais au prix d'une complexité accrue de manière importante. Par défaut, Le est considéré à 1 par la suite.

Tableau 4 : Méthodes de calcul du coefficient de convection massique

#	Coefficient de convection massique	Cas	Référence de la corrélation (et utilisateur)
1	$h_{mass} = h_{conv} / \left(\rho_{air} \cdot c_{p,air} \cdot Le^{2/3}\right)$ avec $Le = \mathrm{Pr}/Sc = \alpha/D_{w-air}$ (55)	Analogie générale entre transfert thermique et transfert de masse	Bergman et al. (2011) (utilisé dans (Lee et Ro, 2005; Na et Webb, 2004b))
2	$h_{mass} = h_{conv} / \left(\rho_{air} \cdot c_{p,air} \cdot Le^{2/3}\right)$ avec $Le = 1$ (56)	Analogie générale entre transfert thermique et transfert de masse avec une hypothèse sur le Lewis	(utilisé dans (Cheng et Cheng, 2001; El Cheikh et Jacobi, 2014; Hermes, 2012; Kandula, 2011))
3	$Sh_L = \frac{h_{mass} \cdot L}{D_{w-air}} = \frac{1.72 \cdot 10^{-2}}{0.8} \cdot \mathrm{Re}_L^{0.8}$ (57)	Plaque plane avec givre $7000 \le \mathrm{Re}_L \le 100000$	Tokura et al. (1988) *(discuté dans* (Le Gall, 1994)*)*
4	$\frac{h_{mass}}{h_{mass,th}} = 53.5 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{h_{air} - h_{sat}(T_{sat})}{L_{sv}}\right)^{1.2} \cdot (w_{air} - w_{sat}(T_{sat}))^{0.3} \cdot \mathrm{Re}^{-0.3}$ avec $h_{mass,th} = h_{conv} / \left(\rho_{air} \cdot c_{p,air} \cdot Le^{2/3}\right)$ et $Le = \mathrm{Pr}/Sc$ (58)	Plaque plane avec givre $0.8 < V_{air} < 2.5\, m \cdot s^{-1}$	Varma et al. (1978) *(discuté dans* (Le Gall, 1994)*)*
5	$h_{mass} = h_{conv} / \left(\rho_{air} \cdot c_{p,air} \cdot 1.4\right)$ (59)	Plaque plane avec givre. Convection forcée.	Yamakawa et al. (1972)

Note: ρ, Pr, Re, D_{w-air} , devraient être évalués à la température moyenne entre la température de l'air (température « bulk ») et la température de surface du givre. Ceci est particulièrement important pour D_{w-air} dont les évaluations à la température de l'air ou bien à la température du givre peuvent différer jusqu'à 20%.

3.6 Approche 2D

Bien qu'un problème 1D au travers de la couche de givre soit considéré, les coefficients d'échange convectif h_{conv} et h_{mass} varient en fait le long de l'écoulement d'air. Ainsi, la croissance de givre n'est pas homogène sur la plaque et le problème est en fait 2D (Lee et al., 2003; Mao et al., 1992; Robinson et Jacobi, 2001). Comme mentionné en introduction, ce chapitre est une première étape pour le développement d'un modèle d'échangeur 3D en conditions de givrage. Les coefficients d'échange convectif sont très différents entre le cas de la plaque plane et le cas de l'échangeur de chaleur. De plus, pour le cas de l'échangeur de chaleur, les évolutions de la température et de l'humidité de l'air humide le long de l'écoulement d'air doivent être prises en compte de manière similaire à ce que Loyola et al. (2004) ont pu faire pour un cas de deux plaques planes parallèles. Par conséquent, ces considérations ne sont pas étudiées dans le présent chapitre, mais seront intégrées dans le prochain chapitre traitant de la modélisation de l'échangeur de chaleur.

3.7 Conditions initiales

Comme annoncé dans la section 2.1, la nucléation en tant que telle n'est pas modélisée. A la place, les équations (6) et (11) nécessitent des conditions initiales pour l'épaisseur de givre $\delta_{fr,ini}$ et la masse volumique de givre $\rho_{fr,ini}$. Beaucoup d'auteurs utilisent des valeurs arbitraires basées sur Jones et Parker (1975). En effet, ces derniers ont montré que, pour leur modèle, si la condition initiale en termes d'épaisseur approche zéro ($\sim 1 \cdot 10^{-5}\ m$), et si la condition initiale de masse volumique de givre est petite devant la masse volumique de givre durant la simulation (entre $8 - 48\ kg \cdot m^{-3}$), les résultats ne sont pas dépendant des conditions initiales après quelques minutes simulées. Basé sur cela, Tso et al. (2006b) ont choisi par exemple $\delta_{fr,ini} = 2 \cdot 10^{-5}\ m$ et $\rho_{fr,ini} = 30\ kg \cdot m^{-3}$.

Cependant, comme l'analyse de sensibilité présentée dans ce chapitre le montrera, les conditions initiales peuvent, dans certains cas, avoir un impact important sur les résultats. Ainsi, certains auteurs choisissent des conditions initiales basées sur les valeurs initiales des données expérimentales qu'ils veulent modéliser, par exemple Lee et al. (2003). C'est bien sûr une méthode plus précise que de prendre des valeurs arbitraires, mais ce n'est pas une méthode pratique pour un outil de simulation, car elle nécessite les valeurs expérimentales de chaque cas à simuler.

Afin de surmonter cet aspect, Padhmanabhan et al. (2011) utilisent la corrélation Hayashi et al. (1977) qui a pour but initial de prédire la masse volumique de givre moyenne en fonction de la température de surface de givre pour un cas normal de croissance de givre :

$$\rho_{fr,avg} = 650 \cdot \exp\left(0.277 \cdot \left(T_{surf} - 273.15\right)\right) \tag{60}$$

Cependant, la corrélation de Hayashi n'est pas faite pour prédire ce cas très particulier de la masse volumique initiale de givre. Afin de contourner ce problème, Wang et al. (2012) ont développé la corrélation (61) qui est spécifique à la condition initiale de masse volumique de givre.

$$\rho_{fr,avg} = 650 \cdot \exp\left(0.277 \cdot \left(T_{surf} - 273.15\right)\right) \cdot c_1\left(T_{wall}\right) \cdot c_2\left(T_{air}\right) \tag{61}$$

Avec :

$$c_1\left(T_{wall}\right) = 0.70132 - 0.11346 \cdot T_{wall} - 0.00203 \cdot T_{wall}^{\ 2} \tag{62}$$

$$c_2\left(T_{air}\right) = 1.4333 - 0.17389 \cdot T_{air} + 0.00722 \cdot T_{air}^{\ 2} \quad T_{air} > 11°C \tag{63}$$

$$c_2\left(T_{air}\right) = 0.7185 + 0.05 \cdot \left(11 - T_{air}\right) + 0.025 \cdot \left(11 - T_{air}\right)^2 \quad T_{air} \leq 11°C \tag{64}$$

Par ailleurs, Padhmanabhan et al. (2011) intègrent simplement un délai temporel avant le début de la modélisation de la croissance de givre, délai qui correspond à la période de nucléation. Le Gall et Grillot (1997) ont aussi pris en compte cette période initiale en gardant la masse volumique de givre à la valeur initiale jusqu'à 1 minute après le début du givrage ou jusqu'à ce que l'épaisseur atteigne 0.5 mm.

Une autre approche permettant de gérer cette initialisation consiste à modéliser la période initiale de la croissance 1D du cristal de givre avant la croissance de la couche de givre à proprement parlé. Ceci permet de démarrer le modèle de croissance de la couche de givre sans faire d'hypothèses quant aux valeurs initiales. Cette approche fut utilisée par Tao et al. (1993) et ensuite par Kaneko et al. (2015). La modélisation de la nucléation est aussi étudiée par Na et Webb (2003) ainsi que Piucco et al. (2008), mais pas dans la logique d'établir des conditions initiales.

Dans la suite du chapitre, si non spécifié par ailleurs, aucun délai ne sera ajouté et des valeurs initiales constantes seront considérées : $\delta_{fr,ini} = 2 \cdot 10^{-5}\ m$ et $\rho_{fr,ini} = 25\ kg \cdot m^{-3}$. Cette approche par défaut est choisie parce qu'elle est la plus basique et la plus rencontrée dans la littérature.

3.8 Masse volumique du dépôt de givre

De manière similaire à la problématique de la masse volumique de givre initiale, la masse volumique du dépôt de givre, c'est-à-dire la masse volumique de la microcouche de givre frais qui s'ajoute à l'instant *t*, se pose. Cette masse volumique correspond à ρ_{fr} dans l'équation (6) . Quatre approches peuvent être identifiées afin de déterminer ce ρ_{fr} :

1) Similairement à ce qui est fait pour la masse volumique initiale de givre, une valeur basse constante et arbitraire, par exemple 25 kg.m^{-3}, est considérée comme présenté dans (Na et Webb, 2004a).
2) La masse volumique de givre du dépôt est égale à la masse volumique moyenne de la couche de givre (Jones et Parker, 1975).
3) Le gradient de la masse volumique de givre à la surface est nul, c'est-à-dire $\left(d\rho_{fr}/dx\right)_{surf} = 0$, comme considéré dans (Na et Webb, 2004a; Tao et al., 1993). Dans le contexte d'un modèle discrétisé, cela peut se traduire en considérant une masse volumique du dépôt de givre égale à la masse volumique de la tranche supérieure de la couche de givre, c'est-à-dire la tranche en contact avec l'air.
4) La masse volumique du dépôt de givre est calculée par la corrélation de Hayashi, équation (60), (Prolss et Schmitz, 2006).

Il peut être noté que les modèles considérant seulement une masse volumique moyenne de givre vont automatiquement utiliser cette même masse volumique pour le dépôt de givre. Indirectement, l'hypothèse 2 est considérée, et c'est en fait équivalent à l'hypothèse 3 pour ce cas spécial.

Comme expliqué dans la section 3.7, la condition initiale de masse volumique de givre peut avoir un impact important sur les résultats de simulation. Ainsi, cette hypothèse relative au dépôt de givre pourrait également avoir un impact important. Cette hypothèse est donc étudiée ici. Pour les modèles suivants, par défaut, l'hypothèse de gradient nul (approche 3) est utilisée. En effet, comme justifié par Na et Webb (2004a), cette hypothèse apparaît comme la plus logique.

3.9 Saturation versus supersaturation

Pratiquement tous les modèles rencontrés dans la littérature considèrent l'équilibre thermodynamique entre les différentes phases dans la couche de givre, c'est-à-dire une vapeur d'eau à pression de saturation. Cette hypothèse est synthétisée dans les équations (3) et (14).

Cependant, Na et Webb (2003, 2004b) ont étudié dans le détail le phénomène de la nucléation et ont souligné le fait que la supersaturation, une quantité de vapeur d'eau supérieure à la valeur de saturation (pour une température d'air donnée), est en fait requise pour surmonter l'énergie de barrière existant dans le phénomène d'antisublimation. En adoptant une approche théorique, ils ont été capables de corréler le degré de supersaturation à la surface du givre SSD_{surf}:

$$SSD_{surf} = 0.808 \cdot \left(w_{air} / w_{sat}(T_{air})\right) \cdot \left(w_{sat}(T_{surf}) / w_{sat}(T_{air})\right)^{-0.657} - 1 \tag{65}$$

Pour $T_{surf} + 14°C \leq T_{air} \leq T_{surf} + 20°C$ et $-40°C \leq T_{surf} \leq 0°C$.

Cette approche avec supersaturation va être comparée à la considération standard de saturation par la suite. Par défaut, si non précisé par ailleurs, les modèles considèrent la saturation.

En sus de l'approche de Na et Webb, d'autres auteurs décrivent plus en détail les transferts de masse et de chaleur dans la couche de givre afin d'éviter d'utiliser l'hypothèse de saturation. Lee et Ro (2005) ont développé des équations décrivant l'échange d'eau entre l'air humide présent dans les pores du givre et les cristaux de glace. Ils ont abouti à un système d'équations possédant deux nouveaux paramètres qu'ils ont dû déterminer expérimentalement. Une autre approche a été développée par El Cheikh et Jacobi (2014). Ils ont considéré le taux d'absorption α_w de l'équation (10) proportionnel à la différence entre l'humidité absolue locale et l'humidité absolue de saturation. Ensuite, ils ont utilisé un modèle géométrique détaillé d'un cristal de glace afin de déterminer le coefficient local de proportionnalité, lequel est décrit comme « une conductance de transfert de masse ». Bien que ces deux approches soient très intéressantes pour améliorer la prédiction de la croissance du givre, elles ne sont pas encore totalement matures. Des données expérimentales sont toujours nécessaires dans l'approche de Lee et Ro (2005) et des considérations importantes en termes de transfert de masse entre l'air humide et le cristal dans l'approche de El Cheikh et Jacobi (2014) sont à détailler pour permettre à d'autres auteurs de reproduire leur modèle. Ainsi, ces approches ne sont pas étudiées plus en détail par la suite.

À ce stade, seule l'antisublimation a été considérée. Comme décrit dans la section 2.1, en plus de l'antisublimation, la condensation liquide intervient aussi dans le processus à un certain moment. Ainsi, en

plus de ces conditions de supersaturation, du sous-refroidissement se produit aussi, autrement dit de l'eau liquide est formée et perdure à des températures inférieures au point de congélation. Cependant, ce sous-refroidissement concerne la période de nucléation, laquelle est très courte comparativement à l'ensemble du processus de givrage. Cette période de sous-refroidissement dure environ 30 secondes pour les cas reportés par Criscione et al. (2015). Puisque l'étape de nucléation n'est pas modélisée ici, le sous-refroidissement n'est pas non plus considéré dans ce chapitre.

Il est ici utile de mentionner que la « supersaturation », « *supersaturation* » en anglais, et le « sous-refroidissement », « *supercooling* », peuvent plus simplement faire référence à la condition qui va conduire au changement de phase de la vapeur d'eau comme cela a été fait par Hermes et al. (2009). Dans leur article, le « *supercooling* » est la différence entre la température de rosée de l'air humide et la température de la surface du mur. Cette différence de température induit ce qu'ils appellent donc la « *supersaturation* » qui est la différence d'humidité absolue entre l'air et la surface du mur. Ces différences représentent donc la force motrice du changement de phase. Cependant, ces définitions ne se réfèrent en rien aux états métastables précédemment décrits. Les termes employés ont donc une signification bien caractéristique.

4 Comparaison entre les différents modèles et les résultats expérimentaux

4.1 Les résultats expérimentaux sur plaque plane

En choisissant parmi les différentes hypothèses discutées dans la section 3, plusieurs modèles peuvent être construits. Afin d'évaluer l'efficacité de ces différents modèles, les résultats numériques seront comparés à des résultats expérimentaux pour le cas d'une plaque plane froide issus de la littérature.

Deux différents ensembles de résultats expérimentaux sont utilisés pour mener les comparaisons. Tout d'abord, les résultats de Lee et al. (2003) sont exploités. Ils furent choisis, car la masse volumique de givre est aussi donnée en plus de l'épaisseur de givre. Les incertitudes sont de 5.57% pour l'épaisseur et 6.94% pour la masse volumique. De plus, afin de recourir à des données d'un autre auteur utilisant un autre protocole expérimental, les résultats de Sahin (1994) sont également retenus. Les incertitudes ne sont par contre pas données. Les conditions d'opération des différents cas sont présentées dans le Tableau 5.

Tableau 5 : Conditions d'opération dans les expériences de Lee et de Sahin

Cas expérimental	T_{air} (°C)	w_{air} (kg.kg^{-1})	φ_{air} (%)	V_{air} (m.s^{-1})	T_{wall} (°C)
Lee 1	10	0.00528	70	1.75	-20
Lee 2	15	0.00633	60	2.5	-15
Lee 3	5	0.00322	60	1	-15
Sahin 1	12.85	0.0069	75	2.18	-9.15
Sahin 2	12.85	0.0069	75	2.18	-15.15
Sahin 3	19.85	0.007	49	2.12	-25.15
Sahin 4	12.85	0.0039	43	2.12	-25.15

4.2 Du 1D vers le 0D

La Figure 5 et la Figure 6 présentent les résultats issus de modèles faisant appel à différentes hypothèses relativement au caractère 1D des équations. Tous les modèles utilisent les mêmes hypothèses par ailleurs (conductivité thermique effective de Yonko, diffusivité effective de vapeur d'eau de Auracher, conditions initiales $\delta_{fr,ini} = 2 \cdot 10^{-5}\ m$ et $\rho_{fr,ini} = 25\ kg \cdot m^{-3}$, gradient nul de la densité de givre à la surface, air à saturation à la surface du givre et du mur, *Le* = 1). Tout d'abord, une très grande variabilité dépendant du modèle considéré peut être observée. L'épaisseur de givre peut être doublée d'un modèle à l'autre.

Un deuxième aspect dévoilé par la Figure 6.d est le profil quasiment linéaire des températures alors qu'un profil quadratique était attendu pour cette configuration thermique (génération de chaleur dans une couche conductrice). Ceci est dû aux $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ fortement inférieures aux $\dot{m}_{\delta_{fr}}$ comme montré dans la Figure 6.b, ce qui implique que la génération de chaleur au sein de la couche de givre est très faible comparativement à la somme du flux de chaleur sensible et du flux généré par la condensation solide de vapeur d'eau à la surface du givre.

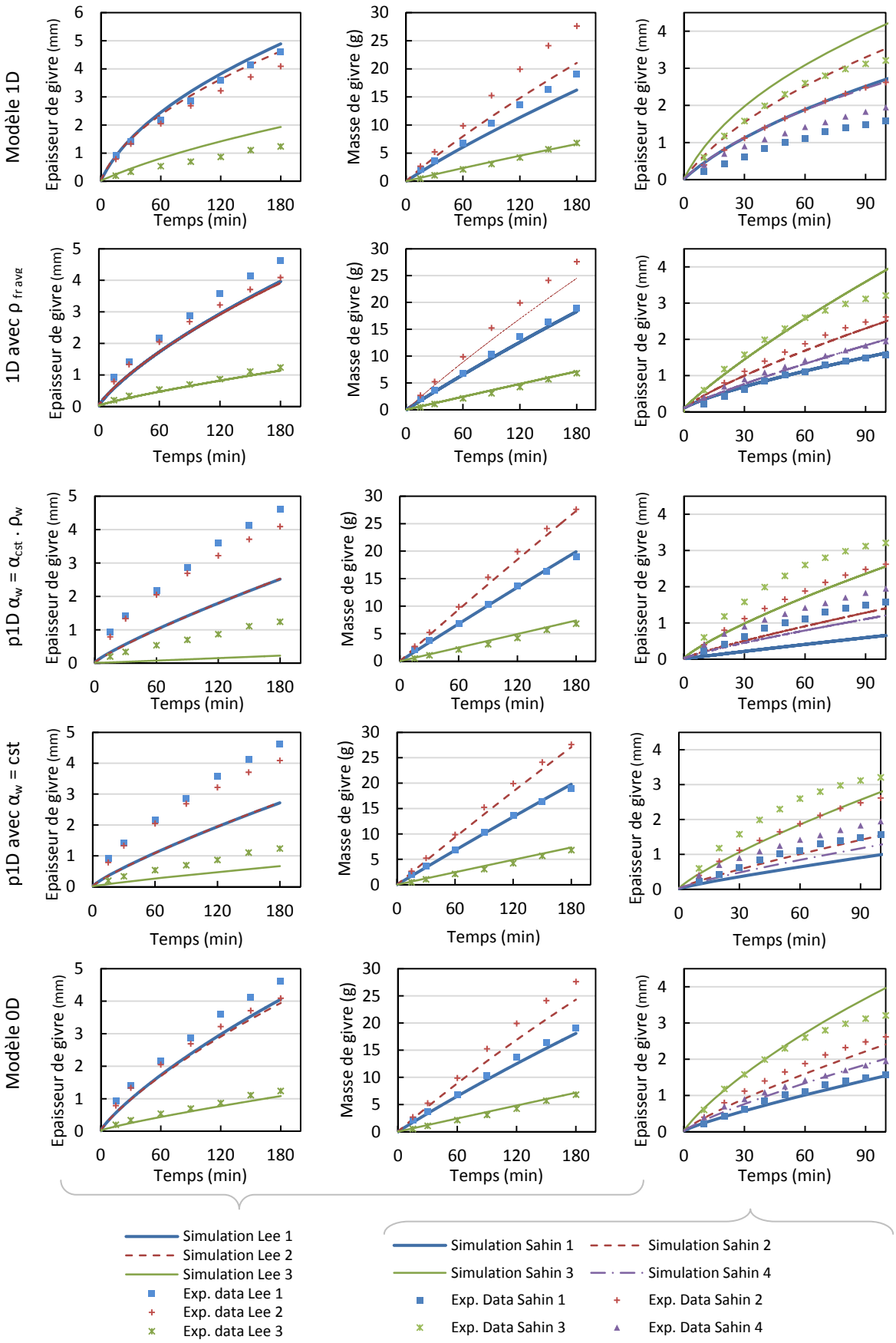


Figure 5: Comparaisons entre les données expérimentales et les résultats des modèles pour différentes approches 1D

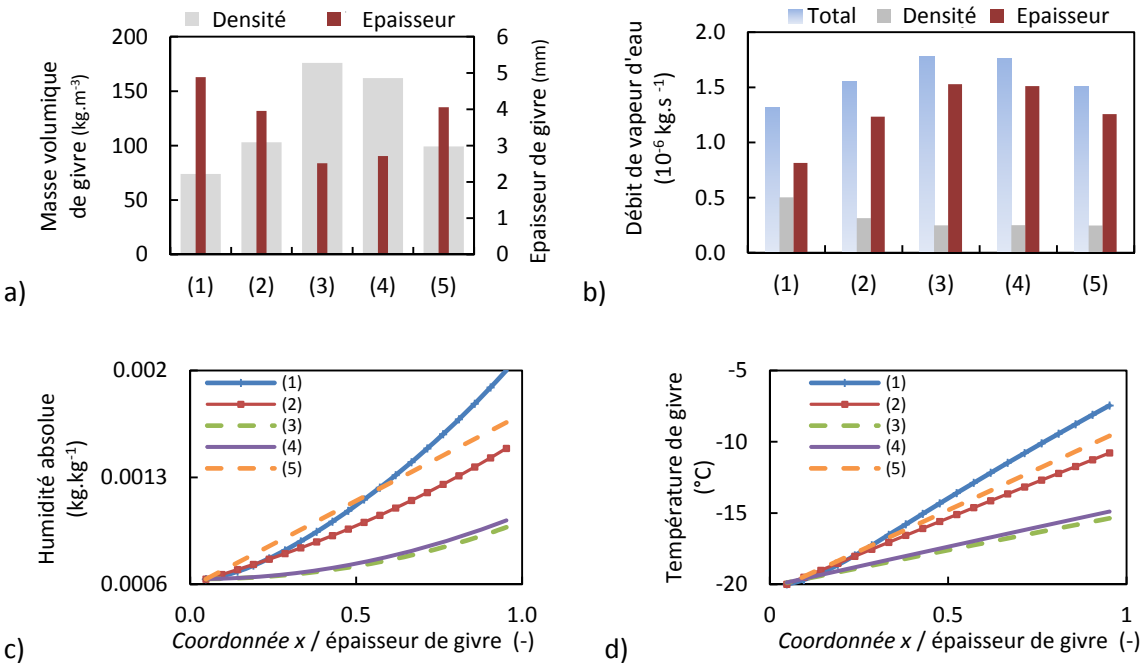


Figure 6: Résultats numériques pour le cas Lee 1 à 180 minutes pour différentes hypothèses relativement à l'approche 1D: *(1): 1D; (2): p1D avec $\rho_{fr,avg}$; (3): p1D avec $\alpha_w = \alpha_{cst} \cdot \rho_w$; (4): p1D avec $\alpha_w = cst$; (5): 0D.* a) Masse volumique et épaisseur de givre b) Débit total de vapeur d'eau c) Profil d'humidité absolue d) Profil de température

4.2.1 Modèle 1D

La Figure 6 montre que le modèle 1D prédit une couche de givre plus épaisse et moins dense que les autres modèles. Ceci peut être expliqué via la Figure 7. La vapeur d'eau se condense principalement près de la paroi (condensation solide ; on parle ici en effet toujours de condensation solide, ou encore d'antisublimation). Ainsi, la masse volumique de givre proche de la paroi est très élevée et très basse à la surface du givre. À cause de l'hypothèse de gradient nul de la masse volumique de givre à la surface du givre, du givre peu dense, mais épais se dépose à la surface. Ce phénomène se répétant continuellement, la couche de givre qui se développe tend à être elle aussi épaisse et peu dense. De plus, cela implique une plus grande résistance thermique et, par conséquence, une température de surface de givre plus haute, un transfert de masse et de chaleur légèrement diminué, et donc une masse de givre légèrement inférieure comme on peut le voir sur la Figure 6.

Ce profil de masse volumique de givre est très similaire à celui obtenu par Na et Webb (2004a). Ces derniers expliquent alors que négliger cette inhomogénéité de masse volumique de givre est responsable d'erreurs de prédiction. Cependant, le profil obtenu est bien différent de celui obtenu via un modèle CFD tel que celui de Kim et al. (2015) qui obtiennent un profil assez constant dans le cœur de la couche de givre et chute fortement en s'approchant de la surface du givre.

Afin de mieux comprendre ce profil, analysons les phénomènes en jeu. Le gradient de température et le gradient d'humidité absolue sont assez importants pour permettre à la majorité de la vapeur d'eau de diffuser profondément dans la couche de givre. Comme observé, cela tend à accroître la masse volumique

du givre proche du mur, ce qui augmente la conductivité thermique et décroît le gradient d'humidité proche de la paroi. En retour, la diminution du gradient d'humidité augmente le taux de déposition et cela résulte de manière cohérente en du givre plus dense proche du mur. L'ensemble de ces phénomènes expliquent bien le profil de masse volumique observé ci-dessous.

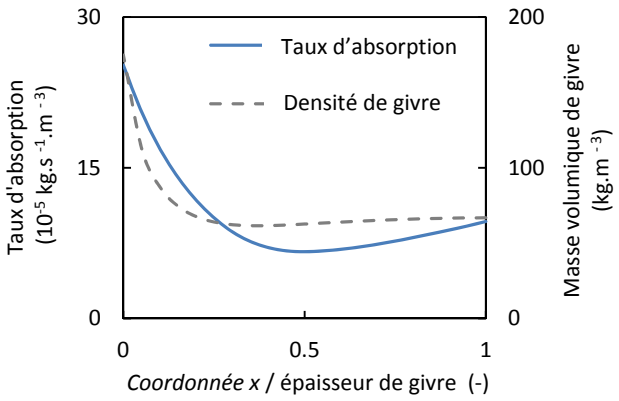


Figure 7: Masse volumique de givre et taux d'absorption prédits le long de l'épaisseur de givre pour le cas expérimental Lee 1 à 180 min avec le modèle « 1D ».

4.2.2 Modèle 1D avec masse volumique de givre moyenne

Comparativement au modèle 1D, faire l'hypothèse d'une masse volumique de givre homogène diminue l'épaisseur de givre et augmente le transfert de masse et de chaleur. Dans la continuité de l'analyse de la section précédente, cela s'explique par un dépôt de givre en surface qui possède une masse volumique plus élevée et qui est donc moins épais. En termes de diffusion, puisque l'effet du givre plus dense proche de la paroi n'existe plus, les gradients proches de la paroi ne décroissent plus et le flux de vapeur diffuse jusqu'à la première tranche d'épaisseur de givre discrétisée en contact avec la paroi comme indiqué par la Figure 8. Dans cette dernière tranche, la vapeur n'a plus le choix et condense. Ensuite, le modèle distribue artificiellement cette quantité condensée tout le long de l'épaisseur de givre puisque seule une épaisseur moyenne est considérée.

Pour ce modèle, la condensation de vapeur est en fait forcée par le modèle afin de respecter la condition limite à la paroi du mur et n'est pas une conséquence directe de la limitation du taux d'humidité dans l'air. Ce phénomène existe aussi dans le modèle 1D. La condensation de vapeur d'eau devrait être plus homogène dans la couche de givre selon certaines observations expérimentales (Lee et Ro, 2005) ou selon les résultats de modèles CFD (Kim et al., 2015). Cet écart peut provenir du fait que le profil d'humidité ne suit pas le profil correspondant à la température de saturation et que le degré de supersaturation varie dans l'épaisseur de la couche de givre. Ceci serait cohérent avec les analyses de Na et Webb (2004b) montrant que l'air est en condition de supersaturation à la surface du givre et permettrait d'obtenir un autre profil de diffusion.

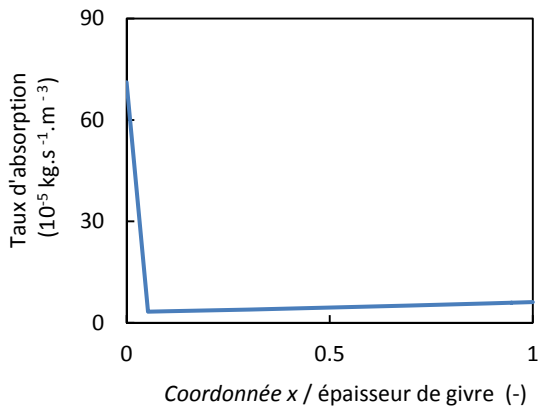


Figure 8: Taux d'absorption prédits le long de l'épaisseur de givre pour le cas expérimental Lee 1 à 180 min et en utilisant le modèle « *1D avec* $\rho_{fr,avg}$ ».

4.2.3 Modèle pseudo-1D avec une loi de proportionnalité pour le taux d'absorption

Pour le modèle avec une loi de proportionnalité du taux d'absorption, les résultats sont très différents. Comme montré dans la Figure 5 et la Figure 6, la densité de givre est pratiquement divisée par deux comparativement aux résultats du modèle 1D. Encore une fois, moyenner la masse volumique de givre participe à cette diminution, mais ce n'est pas le principal aspect ici.

La Figure 9 présente le taux d'absorption et le profil de la masse volumique de givre. (À noter qu'ici, le modèle utilise une masse volumique de givre moyenne pour mener les calculs de croissance de givre comme présenté dans la section 3.1.3. Le profil de la masse volumique de givre est un « post-calcul » correspondant à ce qui aurait été observé si le modèle avait considéré la masse volumique locale et non une valeur moyenne). Il peut être observé que le taux d'absorption est ici plus homogène que dans les cas 1D pour lesquels le taux d'absorption augmente proche de la paroi. Pour une absorption homogène, les équations (9) et (10) établissent un profil quadratique pour *w* alors qu'elles donnent un profil linéaire pour le cas théorique où toute l'absorption est considérée à la surface de la paroi. Ces profils sont représentés dans la Figure 10. Sur cette dernière, il peut aussi être observé que le gradient de *w* à la surface du givre pour le cas avec condensation homogène est deux fois plus grand que pour le cas linéaire. Il s'en suit que $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ est augmenté et que $\dot{m}_{\delta_{fr}}$ est diminué pour le cas homogène selon les équations (4) et (5) (pour des mêmes températures T_{wall} et T_{surf}). Cette analyse explique pourquoi le modèle « p1D avec $\alpha_w = \alpha_{cst}.\rho_w$ » diminue l'épaisseur de givre comparativement aux cas 1D.

Enfin, il est intéressant de noter que, avec ce modèle, le profil d'humidité absolue est en fait plus bas que le profil à saturation, ce qui ne représente pas un comportement physique. Ceci souligne le fait que l'hypothèse de saturation n'est pas ici considérée dans la couche de givre, ce qui était fait auparavant pour déterminer le taux d'absorption. En effet, ici, ce dernier taux est en fait considéré proportionnel au taux d'humidité.

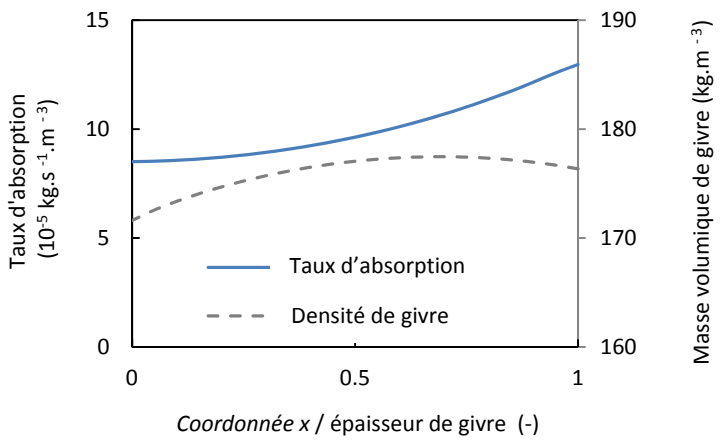


Figure 9: Profils de la masse volumique du givre et du taux d'absorption au travers de la couche de givre pour le cas Lee 1 à 180 minutes en utilisant le modèle *"p1D avec $\alpha_w = \alpha_{cst} \cdot \rho_w$"*

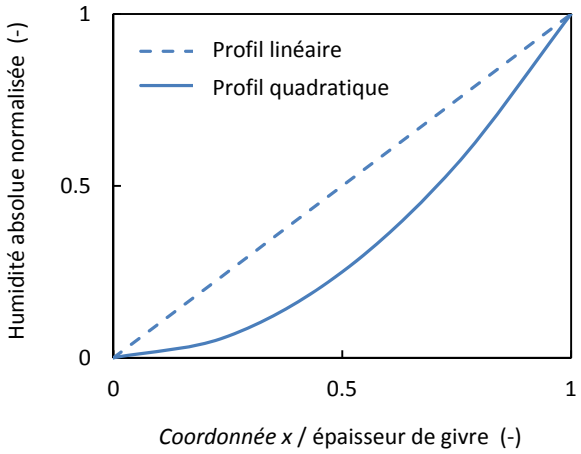


Figure 10: Profils d'humidité absolue dans la couche de givre pour un cas linéaire et pour un cas quadratique

4.2.4 Modèle pseudo-1D avec taux d'absorption constant

Le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » correspond par définition à un cas avec taux d'absorption homogène dans l'épaisseur de givre et donc à un profil constant de masse volumique de givre. Ces caractéristiques sont très similaires aux profils d'absorption et de masse volumique obtenus avec le modèle précédent « p1D avec $\alpha_w = \alpha_{cst} \cdot \rho_w$ ».

De fait, ces deux modèles sont en fait très similaires et les résultats obtenus sont proches.

4.2.5 Modèle 0D

Le modèle « 0D » considère que le flux total de chaleur est injecté au nœud de la surface du givre et traverse ensuite la couche de givre. Intrinsèquement, ceci est bien sûr faux puisque le problème thermique est un problème de conduction avec génération interne, mais cette hypothèse induit une erreur négligeable puisque la génération de chaleur est très faible comparativement au flux de chaleur total comme expliqué au début de la section 4.2.

Cette hypothèse conduit aussi à un profil linéaire pour l'humidité absolue. Dans la continuité de l'explication donnée dans la section 4.2.3 (débit $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ fixé par la pente du profil en surface), ceci explique pourquoi l'équation (33) utilisée pour calculer $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ dans le modèle « 0D » est équivalente à l'équation (28) du modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » divisée par 2.

Pour conclure, ce modèle « 0D » est donc très proche du modèle « 1D avec $\rho_{fr,avg}$ ».

4.3 Conductivité thermique effective

La Figure 11 présente les résultats en termes d'épaisseur de givre pour différentes corrélations de conductivité thermique effective. Les résultats issus de la corrélation de Sander ne sont pas présentés car ils sont très proches de ceux obtenus avec la corrélation de Yonko.

Les résultats montrent que la corrélation considérée a un impact majeur sur l'épaisseur de givre. Les corrélations de Lee et de Hermes doublent approximativement l'épaisseur du givre pour le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ ». La même tendance fut observée pour une comparaison basée sur le modèle « 1D ». Cette augmentation d'épaisseur peut être comprise grâce à la Figure 12. En effet, puisque les corrélations de Lee et Hermes donnent des conductivités plus élevées au début du givrage (période à basse masse volumique de givre), il en résulte que le gradient d'humidité est moindre et que, par conséquent, $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ est aussi inférieur. Ainsi, la masse volumique reste faible, ce qui entraîne un dépôt de givre sur la surface plus épais et résulte finalement en une couche de givre épaisse.

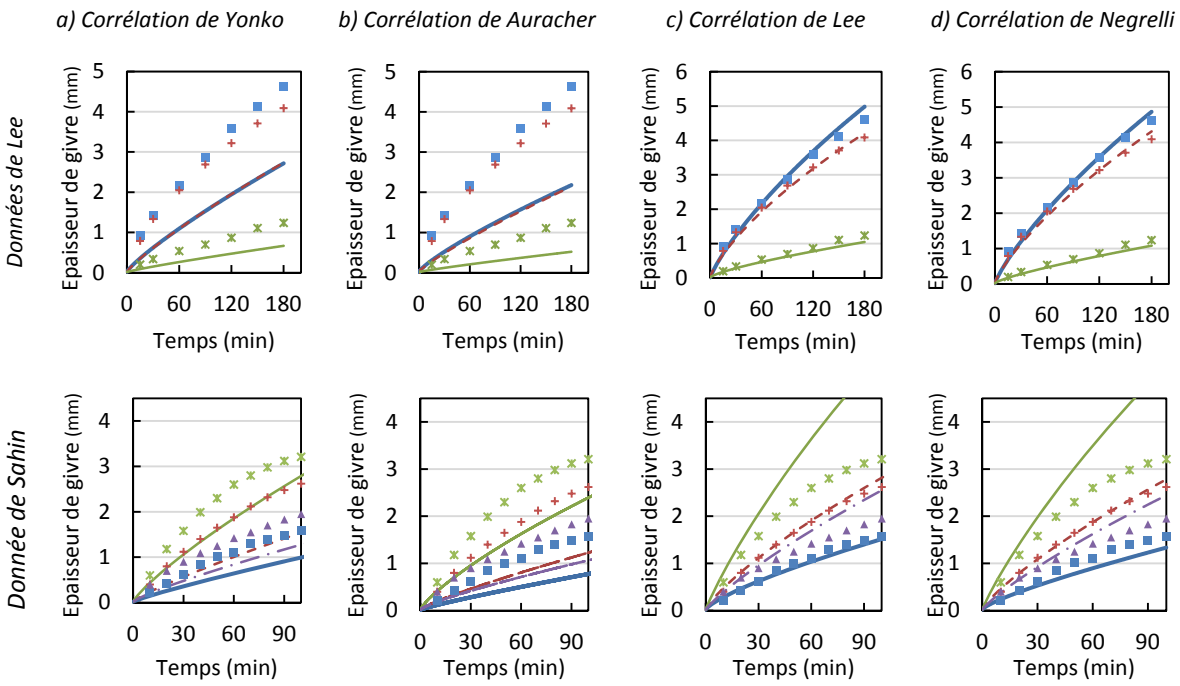


Figure 11: Comparaison entre les données expérimentales et les résultats de simulations basés sur le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » pour différentes corrélations de conductivité thermique effective du givre (voir Tableau 1 pour les détails des corrélations et voir Figure 5 pour la légende).

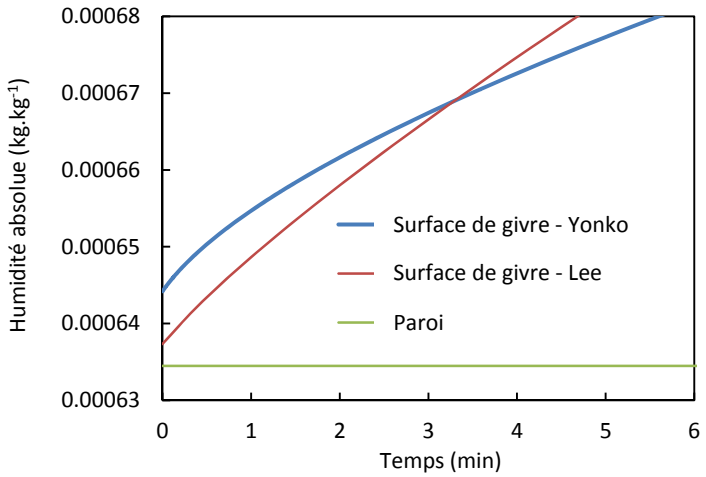


Figure 12: Humidité absolue à la surface de la paroi et à la surface du givre, juste après le début de la simulation pour un modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » avec la corrélation d'Auracher ou la corrélation de Lee dans le cas Lee 1 (voir Tableau 1 pour les détails des corrélations)

4.4 Diffusivité effective de vapeur d'eau

La Figure 13 présente les simulations pour un facteur de résistance à la diffusion μ basé sur la corrélation de Tao, qui donne un facteur supérieur à 1, et pour le cas de base utilisant la corrélation d'Auracher. Les résultats sont obtenus pour le modèle « 1D ». Comme expliqué dans la section 3.3, Le Gall et Grillot (1997) ont observé que leur modèle surestime l'épaisseur de givre et ils ont proposé, basé sur une explication physique, que μ est en fait plus grand que 1. Le modèle « 1D » (avec les autres hypothèses par défaut) surestime effectivement l'épaisseur de givre et, évidemment, choisir une corrélation avec un $\mu>1$ peut aboutir à une meilleure comparaison entre expérimental et numérique, particulièrement si le facteur de résistance à la diffusion est considéré comme dépendant des conditions d'opération comme le proposent Le Gall et Grillot (1997). Les autres modèles 1D à 0D (toujours avec les autres hypothèses par défaut) ne surestime pas l'épaisseur de givre et donc, l'utilisation d'une corrélation avec $\mu>1$ entraînerait une sous-estimation de l'épaisseur de givre.

Comme montré tout au long de ce chapitre, les résultats des modèles sont fortement dépendants de l'ensemble des hypothèses considérées. Bien qu'un phénomène physique qui accroît μ soit très probable, on peut penser que la surestimation n'est pas principalement due à une sous-estimation du facteur μ. À la place, l'analyse de la section *4.2* suggère plutôt que la très faible masse volumique de givre à la surface du givre tend à prédire une couche très épaisse et peu dense, sauf en proche paroi. Le profil de masse volumique de givre prédit via le modèle « 1D » ne semble pas cohérent avec les observations expérimentales qui montrent une masse volumique de givre plus homogène. Augmenter la diffusivité ne permet pas alors d'améliorer la représentativité du profil de masse volumique. Cela suggère qu'un autre phénomène qui tend à homogénéiser la masse volumique du givre n'est pas pris en compte. Comme expliqué auparavant, il existe une possibilité de supersaturation variable au travers de l'épaisseur de givre.

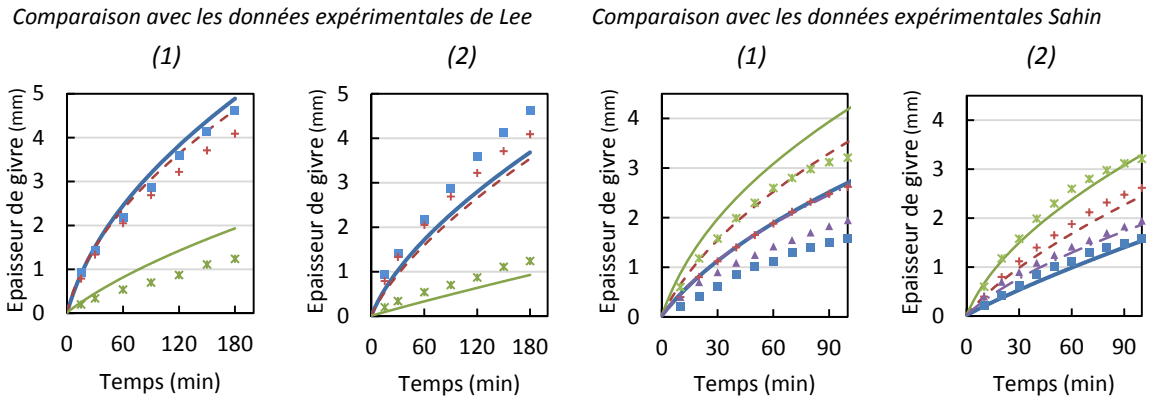


Figure 13: Comparaison entre les données expérimentales et les simulations du modèle « 1D » avec deux corrélations différentes pour le facteur de résistance à la diffusion : (1) corrélation d'Auracher ; (2) corrélation de Tao (F=1) (voir le Tableau 2 pour les détails des corrélations et la Figure 5 pour la légende de la figure)

4.5 Coefficient de convection thermique

L'impact des différentes corrélations du Nusselt pour la convection thermique a été étudié. Appliqué au cas expérimental de Lee #1, les corrélations #1, cas de la plaque plane, et #3, deux plaques parallèles, les deux sans givre, sont en fait équivalentes puisqu'elles donnent les mêmes coefficients locaux et globaux pour une plaque de 300mm de long. Ce résultat est en fait logique si l'on analyse le développement de la couche limite à partir du bord de la plaque qui reste bien inférieur à l'espacement entre les deux plaques parallèles. Cependant, le cas d'un développement de l'écoulement en début de plaque plane n'est pas en réalité représentatif de la configuration des bancs expérimentaux. En effet, une section de développement d'écoulement est en général présente avant la section de test. L'analyse de la couche limite montre que l'écoulement est en fait développé et turbulent en entrée de la section de test à cause de la section de développement (mais cela dépend quand même du montage précis). Ainsi, il est utile de considérer les corrélations #5 et #6 pour les cas d'écoulements turbulents. Comme présenté dans la Figure 14, pour les faibles rugosités, les deux corrélations donnent des résultats proches de la corrélation #2, laquelle est spécialement développée pour un cas de givrage. Cependant, un paramètre difficile à évaluer est précisément la rugosité induite par le givre. La Figure 14 montre qu'une augmentation de la rugosité augmente fortement le coefficient d'échange. La différence en rugosité peut expliquer pourquoi les deux corrélations relatives à des cas de givrage, la corrélation #2 et la #4, donnent des résultats très différents.

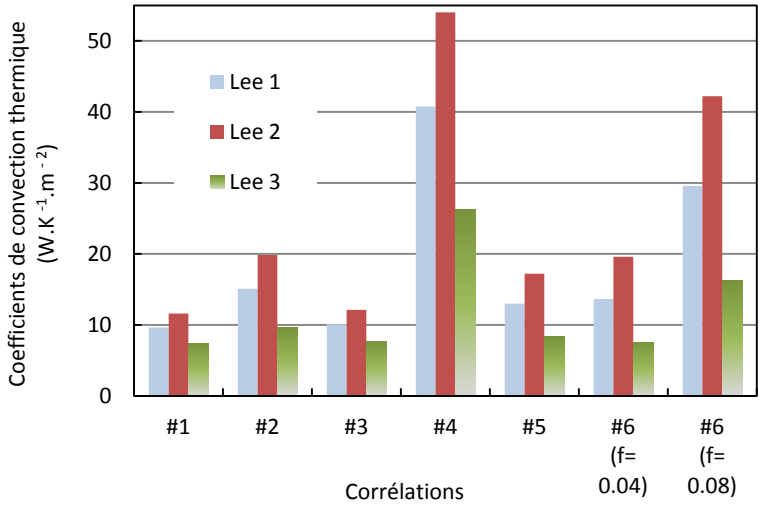


Figure 14: Coefficients de convection thermique pour différentes corrélations (voir Tableau 3 pour les détails). Nombre de Reynolds: Lee 1: Re_L = 41000 et Re_{Dh} = 20000; Lee 2: Re_L = 56000 et Re_{Dh} = 28000; Lee 3: Re_L = 23000 et Re_{Dh} = 12000. (Note: calculs basés sur les valeurs à t=0s puisque T_{surf} change au cours du temps).

La Figure 15 présente l'impact de la corrélation du Nusselt sur l'épaisseur de givre. La corrélation a un impact direct sur l'épaisseur de givre. Puisque le coefficient réel est complexe à prédire, il est aussi difficile de quantifier l'impact précisément. Cependant, la Figure 14 et la Figure 15 montrent que l'épaisseur de givre pourrait doubler pour un cas avec corrélation pour une surface lisse comparé à une corrélation prenant en compte le givre.

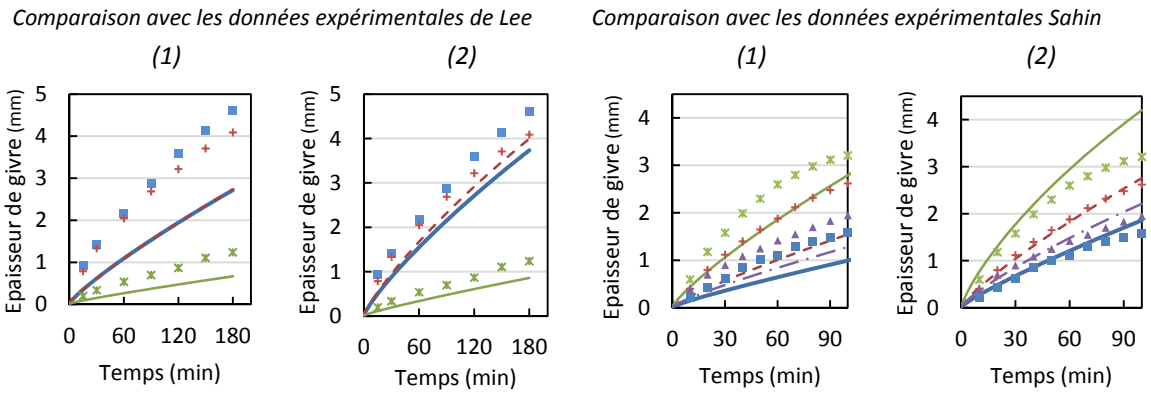


Figure 15: Comparaison entre les données expérimentales et les résultats issus du modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » pour différents coefficients de convection thermique : (1) écoulement laminaire sur plaque plane sans givre (corrélation #1) ; (2) écoulements entre deux plaques planes parallèles avec givre (corrélation #2) (voir Tableau 3 pour les détails sur les corrélations et voir Figure 5 pour la légende)

4.6 Coefficient de convection massique

La Figure 16 présente l'impact des différentes approches présentées dans la section 3.5 relativement à la détermination de h_{mass}. Encore une fois, le coefficient calculé varie suivant l'approche considérée. Les approches correspondantes à des cas avec givre révèlent des comportements différents. L'approche #4 suggère que le h_{mass} augmente comparativement aux cas sans givre alors que l'approche #5 suggère que le coefficient décroît. Cependant, il doit être rappelé ici que le h_{conv} a aussi un impact sur le h_{mass} comme présenté à la Figure 16. Ainsi, les corrélations #4 et #5 sont particulièrement sensibles à la façon dont elles ont été établies. Dans ce contexte, la corrélation #3 est intéressante puisqu'elle est indépendante du h_{conv}. Elle donne des résultats similaires à ceux des approches #1 et #2. Il peut aussi être noté que l'approche #1 pour déterminer h_{mass} conduit à un nombre de Lewis proche de 0.8, ce qui est différent, mais proche, de l'approche #2 considérant un Lewis de 1. Pour information, Lee et al. (2003) ont reporté une valeur de 0.905. L'impact des corrélations sur l'épaisseur de givre est présenté dans la Figure 17. De nouveau, l'approche utilisée pour calculer le h_{mass} a une forte influence sur la prédiction de la croissance du givre.

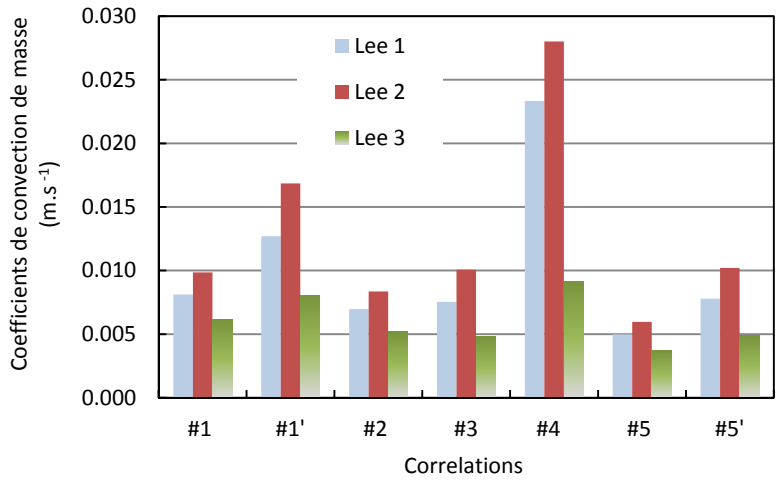


Figure 16: Coefficients de convection de masse calculés par différentes approches (voir Tableau 4 pour les détails). Note: les propriétés du fluide sont calculées à t=0s puisque T_{surf} varie dans le temps. Quand requis, h_{conv} est calculé selon la corrélation #1 par défaut (voir Tableau 3). Pour les cas #1' et #5', la corrélation #2 est utilisée pour h_{conv}.

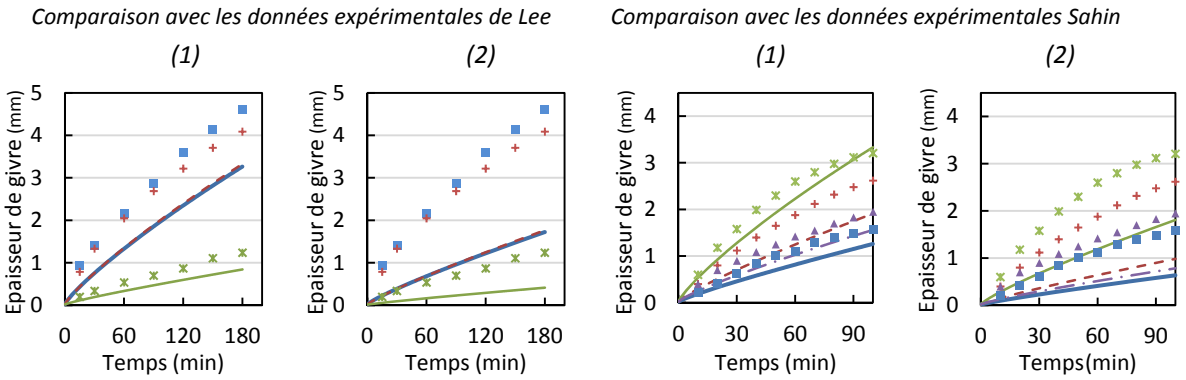


Figure 17: Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux du modèle "p1D avec $\alpha_w = cst$ » pour deux coefficients de convection de masse : (1) *Le* calculé à partir de sa définition (approche #1) ; (2) plaque plane avec givre de Yamakawa (corrélation #5) (voir Tableau 4 pour les détails sur les corrélations et Figure 5 pour la légende)

4.7 Conditions initiales

Une analyse de sensibilité sur les conditions initiales a été conduite pour les différents modèles. Les résultats en termes d'épaisseur de givre à la fin de la simulation pour le cas expérimental 1 de Lee sont reportés dans le Tableau 6. Il peut être observé que, pour le modèle « 1D » avec la corrélation de Yonko pour la conductivité thermique, les résultats sont quasiment indépendants des conditions initiales. Cependant, pour le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » utilisant la corrélation Lee pour la conductivité thermique, les résultats dépendent des conditions initiales. L'épaisseur de givre est plus que doublée entre les deux cas extrêmes. En ce qui concerne les deux autres modèles considérés, à savoir le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » et le modèle « 0D », les deux avec la corrélation de Yonko, les résultats sont pratiquement constants pour différentes masses volumiques initiales dans l'intervalle conseillé par Jones et Parker (1975) (8 – 48 kg.m^{-3}) et une certaine variabilité existe relativement à l'initialisation de l'épaisseur de givre, mais cela diminue pour des très faibles épaisseurs (épaisseurs inférieures à 1.10^{-6} - 5.10^{-6} m).

Ainsi, le modèle « 1D » avec la corrélation de Yonko est, comme indiqué dans la littérature, indépendant du choix des conditions initiales si ces dernières sont sélectionnées dans un intervalle donné. Cependant, ce n'est pas le cas pour les autres types de modèles. Typiquement, les modèles utilisant la corrélation de Lee possèdent une forte dépendance aux conditions initiales. D'un autre côté, les modèles utilisant une valeur moyenne de l'épaisseur de givre possèdent une légère dépendance aux conditions initiales. Cela indique que les conditions initiales doivent être soigneusement sélectionnées en fonction du type de modèle utilisé. Pour une approche avec conditions initiales constantes quelque soit les conditions d'opération, il semble ainsi plus logique de choisir la corrélation de Yonko afin de limiter l'impact de ce choix arbitraire des valeurs initiales.

Quand la corrélation de Hayashi, équation (60), est utilisée pour fixer la condition initiale de masse volumique du givre, la masse volumique calculée va dépendre de la température du mur. Pour les modèles qui sont quasiment indépendants des conditions initiales, et pour des cas avec des températures de parois aux alentours de -15°C à -20°C, les résultats seront les mêmes que les cas avec conditions initiales fixées. À l'opposé, pour des températures de parois de -10°C à -5°C, la corrélation donne des valeurs de masse volumique allant de 70 à plus de 200 kg.m^{-3}. Ainsi, si le modèle dépend fortement des conditions initiales, cela va tendre à diminuer fortement l'épaisseur de givre et augmenter la masse volumique de givre. Ce dernier effet, très marqué avec l'utilisation de la corrélation de Hayachi, semble arbitraire d'autant plus que la corrélation de Hayashi a pour but de prédire une masse volumique moyenne durant la phase de givrage normale et non une masse volumique « initiale ».

Tableau 6 : Impact des conditions initiales sur l'épaisseur de givre pour différents modèles.

Conditions initiales		Épaisseur de givre (mm) à 180 min pour le cas Lee1 pour différents modèles			
Épaisseur de givre (10^{-5}m)	Masse volumique de givre (kg.m^{-3})	Modèle "*1D*" avec la corrélation de Yonko pour k_{eff}	Modèle "*p1D* avec α_w=*cst*" et avec la corrélation de Yonko pour k_{eff}	Modèle "*p1D avec* α_w=*cst*" et avec la corrélation de Lee pour k_{eff}	Modèle "*0D*" avec la corrélation de Yonko pour k_{eff}
2	50	4.4	2.5	3.5	3.5
	25	4.9	2.7	5	4.1
	15	5.1	2.8	6.5	4.3
	10	5.1	2.8	8	4.4
10	25	4.9	3.2	6	4.5
2		4.9	2.7	5	4.1
0.5		4.9	2.4	4.2	3.7
0.1		4.9	2.2	3.5	3.3

De plus, comme présenté dans la section 3.7, certains auteurs prennent en compte la période initiale en gardant la masse volumique de givre à la valeur initiale jusqu'à atteindre 1 minute ou dépasser une épaisseur de 0.5mm. La Figure 18 présente l'impact de la conservation de la masse volumique de givre à la valeur initiale pendant une minute et ainsi d'avoir la totalité du flux d'eau qui condense en augmentant l'épaisseur de givre. Cette dernière aboutit à une augmentation de 20% de l'épaisseur de givre à 180 min. Le caractère arbitraire de cette hypothèse doit d'ailleurs être considéré lors du développement d'un modèle.

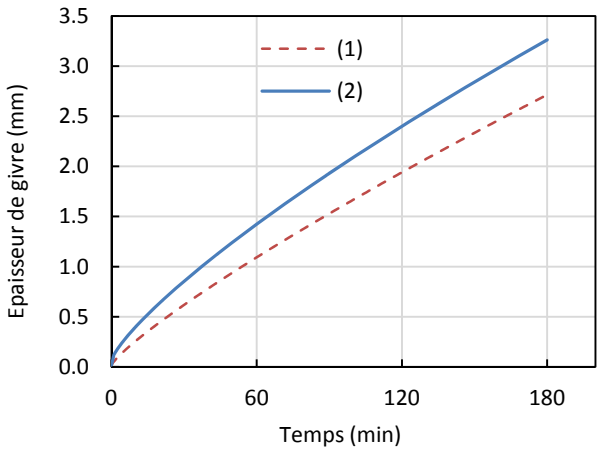


Figure 18: Épaisseur de givre prédite pour le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » en gardant la masse volumique de givre constante pour une minute (1), ou sans (2), c'est-à-dire le cas régulier (résultats pour le cas expérimental 1 de Lee).

4.8 Masse volumique du dépôt de givre

La Figure 19 présente l'impact de l'hypothèse faite concernant la masse volumique du dépôt de givre en surface de la couche de givre comme discuté dans la section 3.8. L'impact de cette hypothèse est en général moins sévère que ce qui a pu être observé avec les hypothèses précédentes. Cependant, pour des cas spécifiques, les valeurs observées peuvent varier de manière très significative. Par exemple, la variation pour le cas Lee 3 avec l'hypothèse (2) atteint approximativement un facteur 2 par rapport aux autres hypothèses. Les hypothèses relatives à des masses volumiques plus élevées du dépôt de givre résultent évidemment en des couches moins épaisses. De plus, il peut être observé que, considérer une masse volumique moyenne de la couche de givre pour le dépôt conduit à des résultats similaires à ceux du modèle « 1D avec $\rho_{fr,avg}$ ». En ce qui concerne l'utilisation de la corrélation de Hayashi, la même remarque que dans la section précédente est applicable : pour des températures supérieures à -10°C, la corrélation d'Hayashi conduit à des hautes masses volumiques, ce qui réduit artificiellement les épaisseurs calculées.

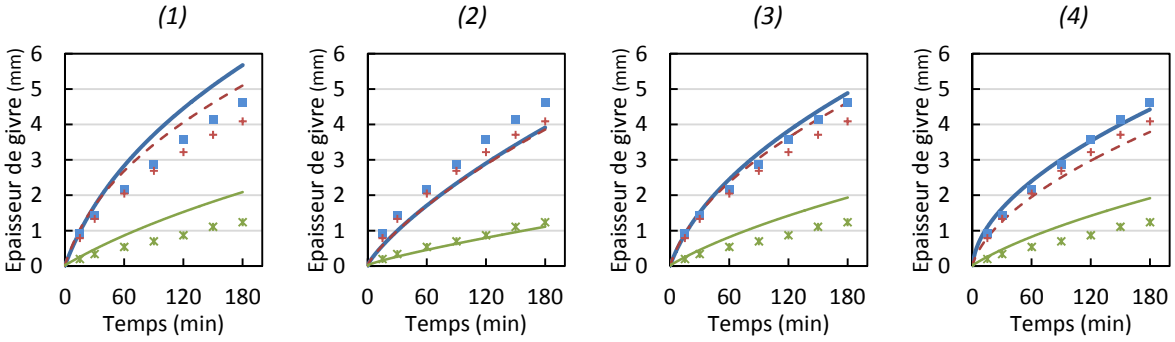


Figure 19: Comparaison entre les valeurs expérimentales de Lee et les résultats du modèle "1D" pour différentes hypothèses de la masse volumique du dépôt de givre : (1) valeur constante de 25 kg.m^{-3}; (2) masse volumique moyenne de la couche de givre ; (3) gradient nul à la surface de la couche de givre ; (4) corrélation de Hayashi. (voir la section 3.7 pour le détail des différentes hypothèses et voir la Figure 5 pour la légende de la figure).

4.9 Saturation versus supersaturation

La Figure 20 présente les impacts sur l'épaisseur de givre de différentes hypothèses prenant en compte la supersaturation. Le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » est utilisé ici afin de faciliter les interprétations. Par ailleurs, la corrélation de Lee pour la conductivité thermique est utilisée puisqu'elle donne des résultats plus cohérents pour le modèle p1D. À noter que les mêmes résultats que ceux qui vont être présentés ont été observés avec le modèle « 1D » utilisant la corrélation de Yonko pour la conductivité thermique.

L'hypothèse de supersaturation a un effet important sur les résultats. De plus, la manière dont cette hypothèse est appliquée a un impact encore plus marqué. Si la supersaturation est considérée seulement à la surface et qu'une hypothèse de saturation est faite au niveau de l'interface avec la paroi (cas 2 dans la Figure 20), l'épaisseur prédite est irréaliste, car bien trop faible. Toute la quantité de vapeur qui condense se retrouve à augmenter la masse volumique de givre. En effet, la différence d'humidité initiale entre la surface du givre et la surface de la paroi est d'environ 0.5% de l'humidité à la paroi pour le cas de base.

Aussi, augmenter de 10% l'humidité absolue à la surface du givre conduit à une différence d'humidité initiale d'environ 10% de l'humidité à la paroi, ce qui représente une augmentation de la différence d'un facteur 20. Cela n'est bien sûr pas réaliste et signifie que l'hypothèse de supersaturation doit aussi être appliquée au niveau de la paroi. Na et Webb (2003, 2004b) n'ont rien mentionné relativement au traitement de la supersaturation dans la couche de givre. Le cas 3 de la Figure 20 fait l'hypothèse de supersaturation à la surface du givre et de la paroi. Le comportement du modèle est ici plus réaliste. Cependant, le cas 5 montre que les résultats sont extrêmement dépendants du degré de supersaturation, *SSD,* considéré. Ceci est dû à la très forte dépendance aux premières secondes de simulation. Utiliser une supersaturation du même ordre de grandeur que celles présentées dans Na et Webb (2003, 2004b) aboutit à des épaisseurs de givre très basses. Cette très forte et irréaliste dépendance aux premières secondes peut être surmontée en considérant une masse volumique de givre constante pour la première minute comme discuté dans la section 4.5 et montré par le cas 4 de la Figure 20, ou en retardant l'application de la supersaturation. Cependant, ces deux approches nécessitent un temps seuil qui, à ce stade, serait totalement arbitraire. Une autre approche serait de considérer un SSD variable dans l'épaisseur de givre. Une telle variation serait plus appropriée puisque la supersaturation nécessaire pour initier le changement de phase dépend des conditions locales. Pour conclure, cette analyse suggère que considérer la supersaturation est un élément important pour améliorer la prédiction des modèles, mais qu'un modèle détaillé et applicable en général est toujours nécessaire.

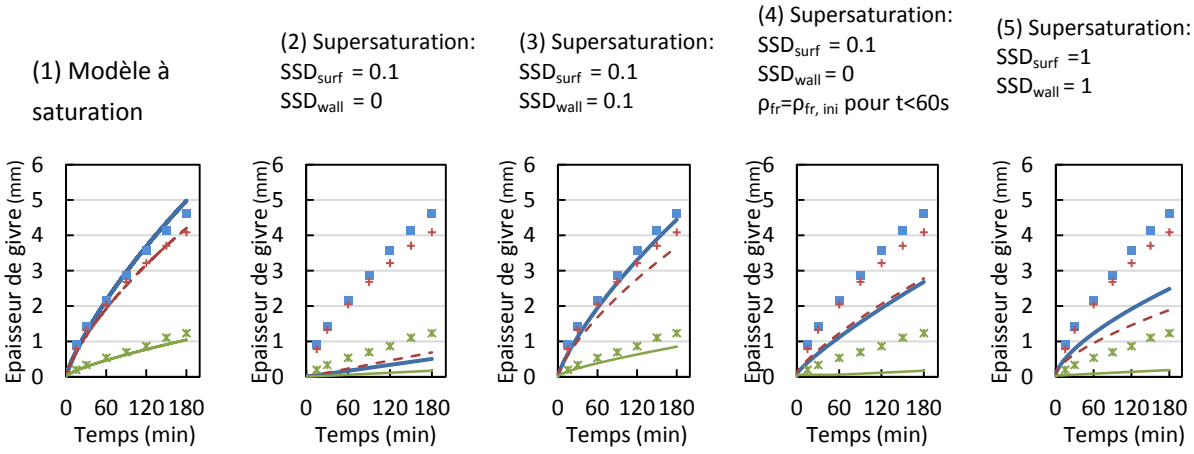


Figure 20: Comparaison des épaisseurs de givre entre les données expérimentales de Lee et les résultats du modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » avec conductivité thermique de Lee et pour différentes hypothèses de supersaturation (voir la section 3.9 pour les détails et la Figure 5 pour la légende de la figure)

4.10 Sélection du modèle final

Les analyses précédentes ont permis d'évaluer de nombreux modèles de croissance de givre sur plaque plane. En croisant encore les hypothèses considérées, une quantité importante d'autres modèles pourraient être mis en avant. Cependant, à ce stade, plutôt que de croiser les hypothèses de manière plus ou moins aléatoire afin d'augmenter artificiellement la précision, il serait préférable de poursuivre les études des différentes hypothèses, comme par exemple sur les coefficients de convection, afin de chercher à mieux représenter la physique. De plus, au vu des résultats établis, il apparait que certains modèles permettent, en l'état, d'obtenir de bonnes prédictions (voir Tableau 7). Par conséquent, à partir des résultats de la présente étude, un modèle de croissance de givre simple et précis peut être sélectionné.

Le modèle « 1D avec $\rho_{fr,avg}$» utilisant la conductivité thermique de Yonko (ainsi que : la formule de Auracher pour le facteur de résistance à la diffusion, la corrélation d'un écoulement laminaire sur plaque plane pour la convection thermique, un nombre de Lewis égal à 1 et la saturation à la fois à la surface du givre et à la surface de la paroi), modèle le plus précis, possède une déviation moyenne des épaisseurs de givre de 6.8% sur l'ensemble des sept tests expérimentaux de Lee et Sahin considérés dans le présent chapitre. La déviation moyenne est ici la moyenne des déviations de type « *normalized root mean square* » calculées pour chacun des tests (la normalisation étant réalisée par rapport à la valeur maximale pour chaque test). Ce modèle est donc précis mais nécessite de discrétiser la couche de givre le long de son épaisseur et ne représente pas bien la physique de diffusion interne comme expliqué dans la section 4.2.2.

Le modèle « 0D » avec k_{eff} de Yonko (et les mêmes hypothèses par ailleurs que précédemment), donne des résultats très similaires avec une déviation moyenne sur les sept tests de 8.3% malgré une simplicité fortement accrue. Dans le cadre de la recherche d'un modèle simple pour implémentation dans un modèle d'un système complet, ce modèle est donc en général à privilégier.

Les évaluations de performances des modèles ont été menées par rapport aux 7 cas expérimentaux généraux de Lee et Sahin (voir section 4.1). Les conditions d'opération sortent largement du cadre de celles qui s'appliquent aux PAC de VE. En particulier, les tests 3 et 4 de Sahin, avec des différences de température entre l'air et la plaque plane très importantes (de l'ordre de 40°C) pour des humidités relatives inférieures à 49%, s'éloignent particulièrement des conditions qui nous intéressent dans la présente thèse. Si ces deux cas d'opération ne sont plus considérés, on constate que le modèle « p1D avec $\alpha_w = \text{cst}$ » utilisant le k_{eff} de Lee (et les mêmes hypothèses par ailleurs que précédemment) devient le plus précis avec une déviation moyenne sur les 5 cas de 5%. C'est donc ce modèle qui est retenu pour la suite de la thèse.

Tableau 7 : Comparaison des déviations moyennes des prédictions des épaisseurs de givre par rapport aux données expérimentales (pour 7 ou 5 cas expérimentaux) pour les 3 meilleurs modèles

	Modèle « 1D avec $\rho_{fr,avg}$» avec k_{eff} de Yonko	Modèle « 0D » avec k_{eff} de Yonko	Modèle « p1D avec $\alpha_w = \text{cst}$ » avec k_{eff} de Lee
7 cas généraux (Lee 1, 2 et 3 ; Sahin 1, 2, 3 et 4)	6.8%	**8.3%**	11.4%
5 cas plus proches des conditions d'une PAC de VE (Lee 1, 2 et 3 ; Sahin 1 et 2)	7.3%	8.5%	**5.0%**

5 Conclusion

La modélisation de la croissance de givre par un modèle basé sur la diffusion de chaleur et de masse dans un matériau poreux représentant le givre a été étudiée. Les principales hypothèses habituellement utilisées ont été décrites et leurs impacts ont été analysés.

Il est apparu que, **suivant les hypothèses choisies, les épaisseurs de givre prédites peuvent varier du simple au triple environ**. Le **type d'approche utilisé pour approximer le problème 1D** de transfert de masse et de chaleur dans la couche de givre, à savoir les modèles 1D, pseudo 1D et 0D, impacte fortement les résultats (pour les mêmes hypothèses par ailleurs). L'analyse du profil de l'humidité absolue a permis de comprendre le comportement des différents modèles et de comprendre pourquoi l'épaisseur peut être doublée d'un modèle à l'autre. Le choix de **la corrélation de la conductivité thermique effective** entraîne des écarts de résultats du même ordre de grandeur. Ainsi, certaines associations entre le choix de l'approche 1D et le choix de la corrélation sont adéquates alors que d'autres non. L'impact marqué de la corrélation de la conductivité thermique est dû aux premières secondes de simulation de la croissance du givre. L'importance de ces premières secondes a aussi été révélée en étudiant **l'impact des conditions initiales** sélectionnées. En effet, bien que certains modèles soient indépendants des conditions initiales comme évoqué dans la littérature, d'autres sont en fait très dépendants des conditions initiales et ont été identifiés. Ceci soulève d'ailleurs la question du choix des conditions initiales pour ces derniers modèles dans le cas de simulation de systèmes complets pour lesquels aucune donnée expérimentale n'existe pour fournir des conditions initiales.

L'analyse menée dans ce chapitre a donc montré que l'ensemble des hypothèses de modélisation doit être choisi de manière particulièrement soignée bien que, prise individuellement, chacune des hypothèses a déjà été employée avec succès dans la littérature. De plus, l'analyse souligne le fait que certaines hypothèses soient plus physiques que d'autres et des indications permettant de les choisir de manière adéquate sont données. Généralement, certains modèles simples donnent en fait des résultats plus précis que des modèles plus complexes. Par exemple, considérer la variation de masse volumique de givre au travers de l'épaisseur va en fait aboutir à une surestimation de l'épaisseur de givre et un profil de masse volumique irréaliste au lieu d'améliorer les résultats d'un modèle homogène. Ceci suggère que, quand on cherche à détailler certains modèles, d'autres éléments physiques complexes sont à ajouter faute de quoi la précision du modèle peut être dégradée. Plusieurs hypothèses existent dans la littérature relativement aux surestimations des épaisseurs de givre prédites par le modèle 1D. L'analyse conduite dans ce chapitre indique que la condition de saturation serait en particulier responsable des écarts. Dans ce contexte, une perspective de la présente étude est de **développer une modélisation plus fine de la sursaturation**. Différents travaux dans ce même sens sont en cours et devraient permettre d'améliorer les capacités de prédiction des modèles de givrage. De plus, **améliorer les corrélations de convection thermique et massique** en prenant en compte les conditions d'opération ou les propriétés de la couche de givre pourrait aussi permettre d'obtenir de meilleurs résultats.

Pour les applications nécessitant un modèle de givrage simple, comme par exemple la modélisation d'un système complet de pompe à chaleur ou d'échangeur de chaleur, il apparait que le modèle « 0D » utilisant la conductivité thermique de Yonko (ainsi que la formule de Auracher pour le facteur de résistance à la diffusion, la corrélation d'un écoulement laminaire sur plaque plane pour la convection thermique, un nombre de Lewis égal à 1 et la saturation à la fois à la surface du givre et à la surface de la paroi) est un bon compromis au vu de sa déviation *nRMS* moyenne de 8.3% sur les 7 tests expérimentaux considérés dans le présent chapitre. Ce modèle est donc à privilégier en général.

Pour l'application spécifique d'une PAC de VE, les cas expérimentaux s'éloignant fortement des conditions d'opération de cette application peuvent être retirés de l'analyse. Il ressort alors qu'un autre modèle permet encore d'améliorer la précision de prédiction. **Le modèle « p1D avec $\alpha_w = cst$ » utilisant la conductivité thermique de Lee (et les mêmes hypothèses par ailleurs que précédemment) permet en effet d'obtenir une déviation *nRMS* moyenne de 5%** sur un nombre plus pertinent de données expérimentales, et ce, pour un niveau de complexité identique. La Figure 21 présente les prédictions de ce modèle. Ce modèle est donc retenu pour la suite de la présente thèse.

Maintenant qu'un modèle de croissance de givre a été déterminé, le modèle d'échangeur de chaleur en conditions de givrage est développé dans le prochain chapitre.

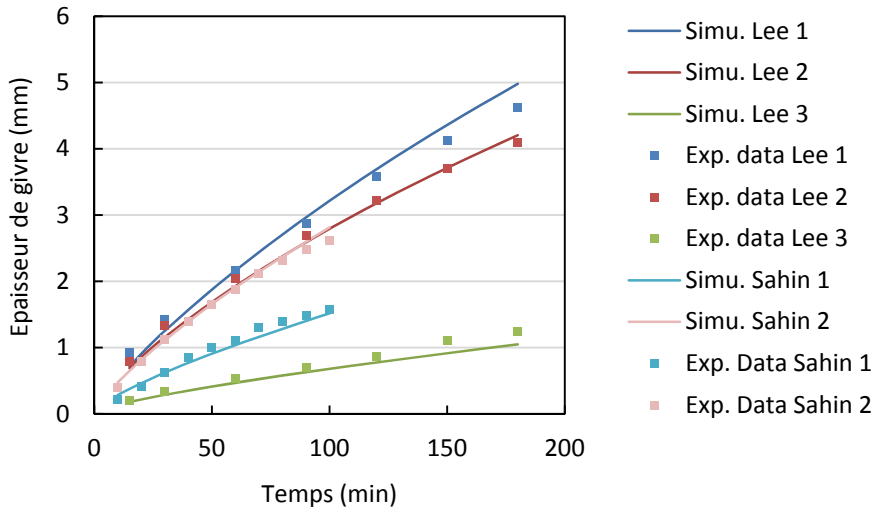


Figure 21: Comparaison des prédictions du modèle de croissance de givre retenu aux données expérimentales

Bibliographie

Auracher, H., 1986. Effective thermal conductivity of frost, in: International Symposium of Heat and Mass Transfer in Refrigeration. pp. 285–302.

Auracher, H., 1972. Water vapor diffusion and frost formation in capillaries, in: Bulletin of the International Institute of Refrigeration. pp. 477–488.

Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2011. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed. John Wiley & Sons.

Brian, P.L.T., Reid, R.C., Shah, Y.T., 1970. Frost Deposition on Cold Surfaces. Ind. Eng. Chem. Fundam. 9, 375–380. doi:10.1021/i160035a013

Cheng, C.-H., Cheng, Y.-C., 2001. Predictions of frost growth on a cold plate in atmospheric air. Int. Comm. Heat Mass Transf. 28, 953–962.

Criscione, A., Roisman, I.V., Jakirlić, S., Tropea, C., 2015. Towards modelling of initial and final stages of supercooled water solidification. Int. J. Therm. Sci. 92, 150–161. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2015.01.021

Cui, J., Li, W.Z., Liu, Y., Jiang, Z.Y., 2011a. A new time- and space-dependent model for predicting frost formation. Appl. Therm. Eng. 31, 447–457. doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.09.022

Cui, J., Li, W.Z., Liu, Y., Zhao, Y.S., 2011b. A new model for predicting performance of fin-and-tube heat exchanger under frost condition. Int. J. Heat Fluid Flow 32, 249–260. doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.11.004

El Cheikh, A., Jacobi, A., 2014. A mathematical model for frost growth and densification on flat surfaces. Int. J. Heat Mass Transf. 77, 604–611. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.05.054

Hadid, Z., Zoughaib, A., Bariteau, N., Robidou, H., 2011. Modeling ice formation on heat exchangers fins, in: International Congress of Refrigeration. International Institute of Refrigeration, Prague, Czech Republic.

Hayashi, Y., Aoiki, A., Adachi, A., Hori, K., 1977. Study of frost properties correlating with frost formation types. J. Heat Transfer 99, 239–245.

Hermes, C.J.L., 2012. An analytical solution to the problem of frost growth and densification on flat surfaces. Int. J. Heat Mass Transf. 55, 7346–7351. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.070

Hermes, C.J.L., Loyola, F.R., Nascimento Jr, V.S., 2014. A semi-empirical correlation for the frost density. Int. J. Refrig. 46, 100–104. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.02.008

Hermes, C.J.L., Piucco, R.O., Barbosa, J.R., Melo, C., 2009. A study of frost growth and densification on flat surfaces. Exp. Therm. Fluid Sci. 33, 371–379. doi:10.1016/j.expthermflusci.2008.10.006

Hosoda, T., Uzunashi, H., 1967. Effects of frost on the heat transfer coefficient. Hitachi Rev. 16, 254–259.

Jones, B.W., Parker, J.D., 1975. Frost Formation With Varying Environmental Parameters. J. Heat Transfer 97, 255–259.

Kakac, S., Ramesh, S.K., Aung, W., 1987. Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer.

Kandula, M., 2011. Frost growth and densification in laminar flow over flat surfaces. Int. J. Heat Mass Transf.

54, 3719–3731. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.056

Kaneko, A., Takano, Y., Miyahara, R., Morita, K., 2015. Study on the frosting phenomena between concavity and convexity plate under forced convection, in: International Congress of Refrigeration. International Institute of Refrigeration, Yokohama, Japan.

Kim, D., Kim, C., Lee, K., 2015. Frosting model for predicting macroscopic and local frost behaviors on a cold plate. Int. J. Heat Mass Transf. 82, 135–142. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.048

Kim, J.-S., Lee, K.-S., Yook, S.-J., 2009. Frost behavior on a fin considering the heat conduction of heat exchanger fins. Int. J. Heat Mass Transf. 52, 2581–2588. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.12.023

Kondepudi, S.N., O'Neal, D.L., 1993. Performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions: I. Simulation model. Int. J. Refrig. 16, 175–180. doi:10.1016/0140-7007(93)90045-A

Le Gall, R., 1994. Etude expérimentale et modélisation du phénomène de givrage dans les échangeurs de chaleur. Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Grenoble.

Le Gall, R., Grillot, J.M., 1997. Modelling of frost growth and densification. Int. J. Heat Mass Transf. 40, 3177–3187.

Lee, K.-S., Jhee, S., Yang, D.-K., 2003. Prediction of the frost formation on a cold flat surface. Int. J. Heat Mass Transf. 46, 3789–3796. doi:10.1016/S0017-9310(03)00195-9

Lee, K.-S., Kim, W.-S., Lee, T.-H., 1997. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface. Int. J. Heat Mass Transf. 40, 4359–4365. doi:10.1016/S0017-9310(97)00074-4

Lee, K.S., Lee, T.H., Kim, W.S., 1994. Heat and mass transfer of parallel plate heat exchanger under frosting condition. Korean J. Air-Conditioning Refrig. Eng. 6, 155–165.

Lee, Y.B., Ro, S.T., 2005. Analysis of the frost growth on a flat plate by simple models of saturation and supersaturation. Exp. Therm. Fluid Sci. 29, 685–696. doi:10.1016/j.expthermflusci.2004.11.001

Loyola, F.R., Nascimento Jr, V.S., Hermes, C.J.L., 2014. Modeling of frost build-up on parallel-plate channels under supersaturated air-frost interface conditions. Int. J. Heat Mass Transf. 79, 790–795. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.08.055

Mao, Y., Besant, R., Rezkallah, K., 1992. Measurement and correlations of frost properties with airflow over a flat plate. ASHRAE Trans. 98, 65–78.

Mezedur, M.M., Kaviany, M., Moore, W., 2002. Effect of pore structure, randomness and size on effective mass diffusivity. AIChE J. 48, 15–24. doi:10.1002/aic.690480104

Na, B., Webb, R.L., 2004a. New model for frost growth rate. Int. J. Heat Mass Transf. 47, 925–936. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.001

Na, B., Webb, R.L., 2004b. Mass transfer on and within a frost layer. Int. J. Heat Mass Transf. 47, 899–911. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.08.023

Na, B., Webb, R.L., 2003. A fundamental understanding of factors affecting frost nucleation. Int. J. Heat Mass Transf. 46, 3797–3808. doi:10.1016/S0017-9310(03)00194-7

Negrelli, S., Hermes, C.J.L., 2015. A semi-empirical correlation for the thermal conductivity of frost. Int. J. Refrig. 58, 243–252. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.05.021

Padhmanabhan, S.K., Fisher, D.E., Cremaschi, L., Moallem, E., 2011. Modeling non-uniform frost growth on

a fin-and-tube heat exchanger. Int. J. Refrig. 34, 2018–2030. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.06.005

Piucco, R.O., Hermes, C.J.L., Melo, C., Barbosa, J.R., 2008. A study of frost nucleation on flat surfaces. Exp. Therm. Fluid Sci. 32, 1710–1715. doi:10.1016/j.expthermflusci.2008.06.004

Prolss, K., Schmitz, G., 2006. Modeling of Frost Growth on Heat Exchanger Surfaces, Modelica Conference. Hamburg, Germany, pp. 509–517.

Robinson, C.M., Jacobi, A.M., 2001. A Study of Frost Formation on a Plain Fin. Urbana, IL 61801.

Sahin, A.Z., 1994. An experimental study on the initiation and growth of frost foramation on a horizontal plate. Exp. Heat Transf. 7, 101–119.

Saito, H., Tokura, I., Kishinami, K., Uemura, S., 1984. A Study on Frost Formation : On Dimensionless Parameters Correlating Density and Thickness of Frost Layer. Trans. Japan Soc. Mech. Eng. B 50, 1190–1196.

Sanders, C.T., 1974. The Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Air Coolers. Thèse de doctorat. Delft Technical University.

Schneider, H.W., 1978. Equation of the growth forming on cooled. Int. J. Heat Mass Transf. 21, 1019–1024.

Seker, D., Karatas, H., Egrican, N., 2004. Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I—Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Int. J. Refrig. 27, 367–374. doi:10.1016/j.ijrefrig.2003.12.003

Storey, B.D., Jacobi, A.M., 1999. The effect of streamwise vortices on the frost growth rate in developing laminar channel flows. Int. J. Heat Mass Transf. 42, 3787–3802.

Tao, Y.-X., Besant, R.W., Rezkallah, K.S., 1993. A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate. Int. J. Heat Mass Transf. 36, 353–363. doi:10.1016/0017-9310(93)80011-I

Tokura, I., Saito, H., Kishinami, K., 1988. Prediction of growth rate and density of frost layer developing under forced convection. Warme-und Stoffubertragung 22, 285–290.

Tokura, I., Saito, H., Kishinami, K., 1983. Study on Properties and Growth Rate of Frost Layers on Cold Surfaces. J. Heat Transfer 105, 895. doi:10.1115/1.3245679

Tso, C.P., Cheng, Y.C., Lai, a. C.K., 2006a. Dynamic behavior of a direct expansion evaporator under frosting condition. Part I. Distributed model. Int. J. Refrig. 29, 611–623. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.09.018

Tso, C.P., Cheng, Y.C., Lai, a. C.K., 2006b. An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition, with frost thickness variation along fin. Appl. Therm. Eng. 26, 111–120. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.04.009

Varma, H.K., Charan, V., Soogapa, P., 1978. Simultaneous heat and mass transfer to flat plate in humid air stream under frosting conditions. Lett. heat mass Transf. 5, 297–305.

Wang, W., Guo, Q.C., Lu, W.P., Feng, Y.C., Na, W., 2012. A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate. Int. J. Refrig. 35, 475–486. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.10.011

Xia, Y., Jacobi, A.M., 2010. A model for predicting the thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers under frosting conditions. Int. J. Refrig. 33, 321–333. doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.09.021

Yamakawa, N., Takahashi, N., Ohtani, S., 1972. Forced convection heat and mass transfer under frost condition, 1 (1972) 155– 165. Heat Transf. Japanese Res. 155–165.

Yang, D.K., Lee, K.S., Cha, D.J., 2006. Frost formation on a cold surface under turbulent flow. Int. J. Refrig. 29, 164–169. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.07.003

Yonko, J.D., Sepsy, C.F., 1967. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate, ASHRAE Transactions. p. 1.1-1.11.

Chapitre 3

Modélisation 3D d'un échangeur de chaleur à microcanaux en condition de givrage

Table des matières

1 Introduction 118

2 Le modèle mathématique 120
2.1 Description globale du modèle 120
2.2 Modèle du canal d'air avec givrage 124
2.3 Modèle de paroi du tube 128
2.4 Modèle du canal du fluide interne 129
2.5 Modèle du ventilateur 129

3 Le dispositif expérimental 130
3.1 Objectifs du banc d'essai 130
3.2 Vue d'ensemble 131
3.3 Centrale de traitement d'air 133
3.4 Section de test 134
3.5 L'échangeur testé 136
3.6 Système de contrôle et d'acquisition 137
3.7 Mesure de la masse 139
3.8 Réduction des données et calcul d'incertitude 141

4 Résultats 143
4.1 Visualisation du développement de givre 143
4.2 Validation du modèle en régime sec 146
4.3 Corrélation pour le calcul de la perte de charge 147
4.4 Validation du modèle en condition de givrage 148
4.5 Comparaison expérimentale du développement du givre sur un échangeur complet 150

5 Conclusion 154

Bibliographie 156

1 Introduction

Afin de développer une pompe à chaleur efficace pour véhicule électrique, il est nécessaire de s'attaquer à la problématique du givrage de l'évapo-condenseur en face avant du véhicule. Contrairement aux échangeurs tube-ailette, RTHX (*Round Tube Heat Exchangers*), typiquement utilisés dans les applications du bâtiment, les échangeurs face avant des véhicules sont du type échangeur à microcanaux, MCHX (*Microchannel Heat Exchangers*), aussi parfois nommés échangeurs à tubes plats ou échangeurs à mini-canaux (à noter ici que le nom microcanaux est impropre dans l'absolu puisqu'il devrait rester réservé aux cas avec canaux inférieurs à 10 microns de diamètre hydraulique; il faudrait donc, dans notre cas d'échangeur à canaux d'environ 1mm de diamètre, utiliser le terme mini-canaux). À noter d'ailleurs que, au-delà du monde automobile, ces échangeurs à microcanaux trouvent de plus en plus d'applications à l'heure actuelle de par leur haute performance thermique ainsi que leur bonne compacité comparativement aux échangeurs tube-ailette classiques (Khan et Fartaj, 2011). Cependant, à cause de leurs ailettes persiennées et du pas d'ailettes très faible, les MCHX sont particulièrement sensibles au givrage et soulèvent donc de nouveaux enjeux de recherche (Jacobi et al., 2001). En particulier, leur conception a besoin d'évoluer afin de les rendre plus tolérants au givrage. Par conséquent, un modèle de MCHX qui peut prédire les performances thermiques et aérauliques en conditions de givrage est nécessaire. Le chapitre précédent a permis de développer un sous-modèle de croissance de givre qui constitue la brique essentielle du modèle d'échangeur en conditions de givrage. Le présent chapitre doit proposer un modèle complet d'évaporateur en conditions de givrage.

Comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, un grand nombre de modèles de croissance de givre sur plaque plane sont disponibles dans la littérature (Breque et Nemer, 2016; Hermes, 2012; Jones et Parker, 1975; Le Gall et Grillot, 1997; Lee et al., 1997; Lee et Ro, 2005; Leoni et al., 2016; Na et Webb, 2004). Ces modèles mathématiques ont été très largement appliqués pour la modélisation des RTHX en conditions de givrage (Kondepudi et O'Neal, 1993; Padhmanabhan et al., 2011; Wu et al., 2001; Yang et al., 2006). Ces travaux menés sur les RTHX soulignent que les performances en conditions de givrage sont très sensibles aux détails géométriques des échangeurs (Lee et al., 2010). Zhang et Hrnjak (2009) ont aussi montré que les MCHX sont plus sensibles au givre que les RTHX. Cependant, peu d'études concernant les MCHX en conditions de givrage ont été reportées dans la littérature, pas seulement en termes de modélisation, mais aussi en ce qui concerne l'expérimental. Jacobi et al. (2005) ont conduit une étude expérimentale sur les MCHX en conditions sèches, humides et de givrage. Ils ont été capables d'analyser les effets de la géométrie et des conditions d'opération sur les performances thermiques et aérauliques. Par ailleurs, ils ont explicité à quel point le givre se développe de manière hétérogène sur l'échangeur comme présenté par la Figure 1. Suite à cette étude, Xia et Jacobi (2010) ont créé un modèle de MCHX en conditions de givrage. Le modèle prédit bien la masse volumique moyenne et l'épaisseur moyenne de givre sur l'échangeur, mais se heurte à des difficultés en ce qui a trait à la prédiction des pertes de charge durant le givrage.

Cependant, prédire les pertes de charge est essentiel pour arriver à prédire les performances d'un système réel à cause de l'interaction entre l'échangeur et le ventilateur. En effet, les pertes de charge de l'échangeur augmentant, le ventilateur, qui lui fonctionne avec une alimentation constante, aura tendance à générer moins de débit d'air et donc la puissance de l'échangeur diminuera. Certains auteurs ont donc étudié spécifiquement cet aspect. Chen et al. (2003) ont quantifié l'impact du givre dans le cas d'une interaction entre des ailettes et un ventilateur. Padhmanabhan et al. (2011) ont développé un modèle de RTHX en conditions de givrage qui calcule les pertes de charge côté air et prend en compte la redistribution de

l'écoulement d'air en entrée d'échangeur. Le modèle prend donc en compte l'hétérogénéité du givrage. Cependant, le modèle a été validé sur des cas avec débit d'air total constant et imposé. Ainsi, la chute critique du débit d'air n'est pas considérée. Getu et Bansal (2011) ont utilisé une approche différente basée sur des corrélations empiriques dépendantes des conditions d'opération afin de prédire une épaisseur de givre moyenne, une masse volumique de givre moyenne et les pertes de charge côté air. Le modèle prédit bien les données expérimentales, mais son application reste limitée au cas de l'échangeur corrélé. Ye et Lee (2013) ont pour leur part développé un modèle distribué (pseudo 3D) de RTHX basé sur la diffusion de chaleur et de masse au travers de la couche de givre poreuse, modèle présentant de bons résultats pour le cas spécifique d'une géométrie donnée. Finalement, Ribeiro et Hermes (2014) ont développé un modèle algébrique d'un échangeur RTHX avec son ventilateur en conditions de givrage. Le modèle est utilisé pour mener une optimisation thermodynamique. Les modèles précédents améliorent les connaissances et la compréhension de l'impact du givre sur les diminutions de débit d'air, mais ils se focalisent sur le cas des RTHX et ne prennent pas en compte pleinement le caractère hétérogène du givre alors que ce dernier a un impact local sur les échanges, sur les pertes de charge et ainsi, un impact global sur les performances thermiques et hydrauliques. En particulier, ils prennent en compte des épaisseurs de givre moyennes dans l'épaisseur de l'échangeur de chaleur alors que ce sont plutôt les épaisseurs maximales qui vont influencer les pertes de charge.

Le but de ce chapitre est de **développer un nouveau modèle dynamique qui simule les hétérogénéités de givrage ainsi que la perte de charge côté air assez finement pour finalement prédire les performances thermiques d'un MCHX alimenté par son ventilateur**. De par le besoin de représenter les propriétés locales du givre, le nouveau modèle est un modèle pseudo-3D. Le caractère 3D du modèle permet de développer une corrélation de perte de charge qui dépend de l'épaisseur maximale de givre dans un conduit d'air au lieu d'utiliser une épaisseur moyenne comme c'est habituellement fait. Le caractère 3D permet aussi de prédire un givrage hétérogène et la redistribution des flux d'air qui s'en suit. Le modèle est ensuite validé avec nos propres données expérimentales puis avec des données expérimentales de la littérature relatives à différentes géométries et conditions d'opération.

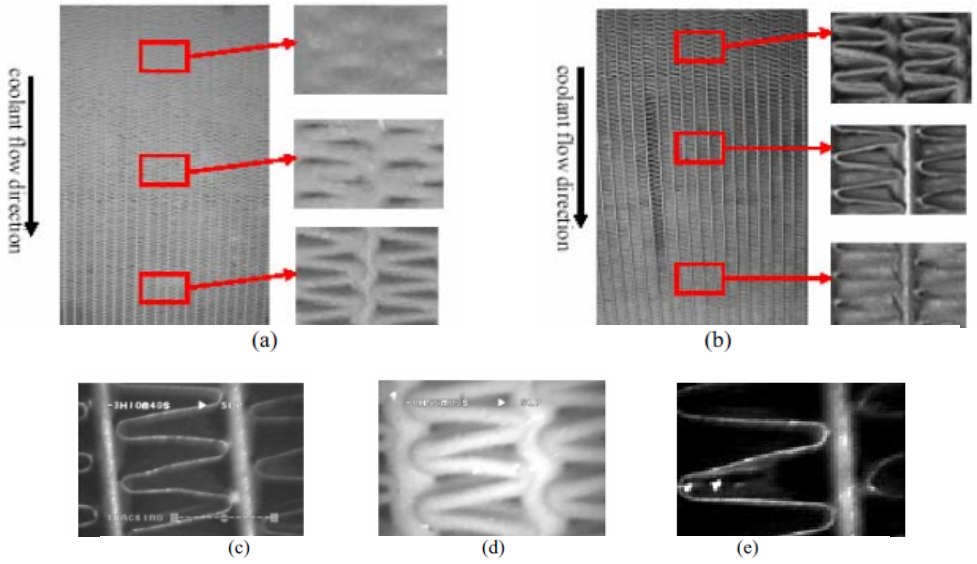


Figure 5.1 Frost maldistribution on specimen 27. (a) air upstream face ; (b) air downstream face; (c) image from the CCD camera before frost; (d) image from the CCD camera after frost; (e) image reported by Xia and co-workers for the same specimen afterdefrost.

Figure 1: Hétérogénéité du développement de givre présenté dans (Jacobi et al., 2005)

2 Le modèle mathématique

2.1 Description globale du modèle

Afin de prédire les propriétés locales du givre, et ainsi être capable de capturer l'hétérogénéité du développement du givre, le MCHX est discrétisé en 3D comme présenté dans la Figure 2. Puisque les tubes d'une même passe opèrent en parallèle dans les mêmes conditions, chaque passe est modélisée par un tube unique et les variables extensives résultant du calcul sont multipliées par le nombre de tubes par passe. La discrétisation de l'échangeur génère plusieurs canaux d'air disposés en parallèle par rapport au flux d'air. Les tubes et les canaux d'air sont discrétisés selon leur longueur en plusieurs segments. Par exemple, pour le cas présenté ci-dessous avec 3 passes, chaque tube est composé de 3 segments, et ainsi, le modèle est constitué de 9 canaux d'air (Figure 2a). De plus, chaque canal d'air est décomposé en 5 segments dans l'exemple afin de décrire l'évolution des propriétés de l'air le long de la profondeur d'un tube (Figure 2b). Ainsi, la discrétisation de l'espace de l'exemple ci-dessous aboutit à représenter 45 volumes d'air. Le paramétrage du modèle permet d'avoir un nombre différent de tubes pour chaque passe, comme dans le cas des vraies géométries, afin de voir l'effet de la distribution du caloporteur dans plusieurs tubes en parallèle (diminution du débit suivant le nombre de tubes et ainsi variation du coefficient d'échange). Le modèle peut aussi modéliser des configurations d'échangeurs avec plusieurs rangs. L'approche de modélisation est générique et peut aussi être utilisée pour simuler tout type d'échangeur de chaleur tel que des RTHX.

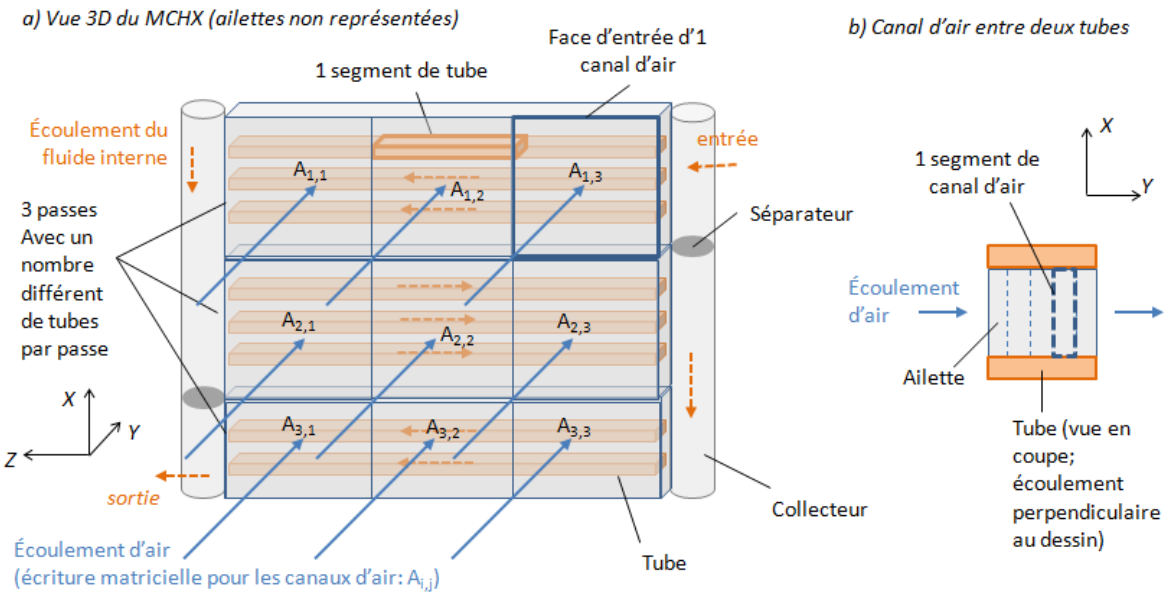


Figure 2: Discrétisation de l'échangeur de chaleur de type MCHX

Basé sur cette discrétisation, le modèle est construit en assemblant un modèle de canal du fluide interne, un modèle de paroi ainsi que des modèles de canal d'air comme présenté par la vue Dymola du modèle dans la Figure 3 (par convention, un flux de chaleur du fluide interne vers l'air est compté positivement ; voir l'annexe 1 pour une description de Dymola permettant de mieux comprendre les vues des modèles). Le canal du fluide interne modélise le transfert de chaleur se produisant dans les tubes. Le modèle permet de considérer soit un caloporteur (fluide monophasique) soit un réfrigérant (fluide diphasique). Le canal du

fluide interne est discrétisé dans la « longueur » pour représenter l'ensemble des segments des tubes des différentes passes en série. Puisqu'on ne considère pas ici de passes en parallèle, un seul composant « canal de fluide » est nécessaire. Le canal discrétisé est connecté à une paroi discrétisée de la même manière. Cette paroi représente le métal constituant les tubes d'aluminium. Chaque segment de fluide est connecté à un segment de paroi.

Ensuite, côté air, la configuration est plus complexe. En effet, il existe une matrice $[A_{i,j}]$ de canaux d'air en parallèle comme indiqué par la Figure 2. Ainsi, le composant représentant un canal d'air dans la Figure 3 est en fait une matrice des canaux d'air. De ce fait, le flux d'air unique en entrée de l'échangeur doit être séparé en autant de flux d'air parallèles qu'il y a de canaux d'air puis, après être passés dans l'échangeur, les flux d'air doivent se mélanger à nouveau pour rejoindre le port de sortie d'air de l'échangeur. Par ailleurs, chaque canal d'air est discrétisé dans sa longueur de manière similaire à ce qui est représenté dans la Figure 2b. Finalement, chaque nœud thermique des canaux d'air doit être connecté à un nœud thermique des parois. À cause de l'approche matricielle des canaux d'air et du caractère paramétrable de la discrétisation (et donc variable), il n'est pas possible ici de relier les connecteurs de manière graphique comme cela a pu être fait côté fluide interne. Par conséquent, les connexions sont réalisées directement dans le code de manière textuelle via l'utilisation de boucles *for* comme le montre la Figure 4. Grâce à ces boucles, le modèle complet peut être reconstitué en 3D par l'assemblage des différents segments des sous-modèles.

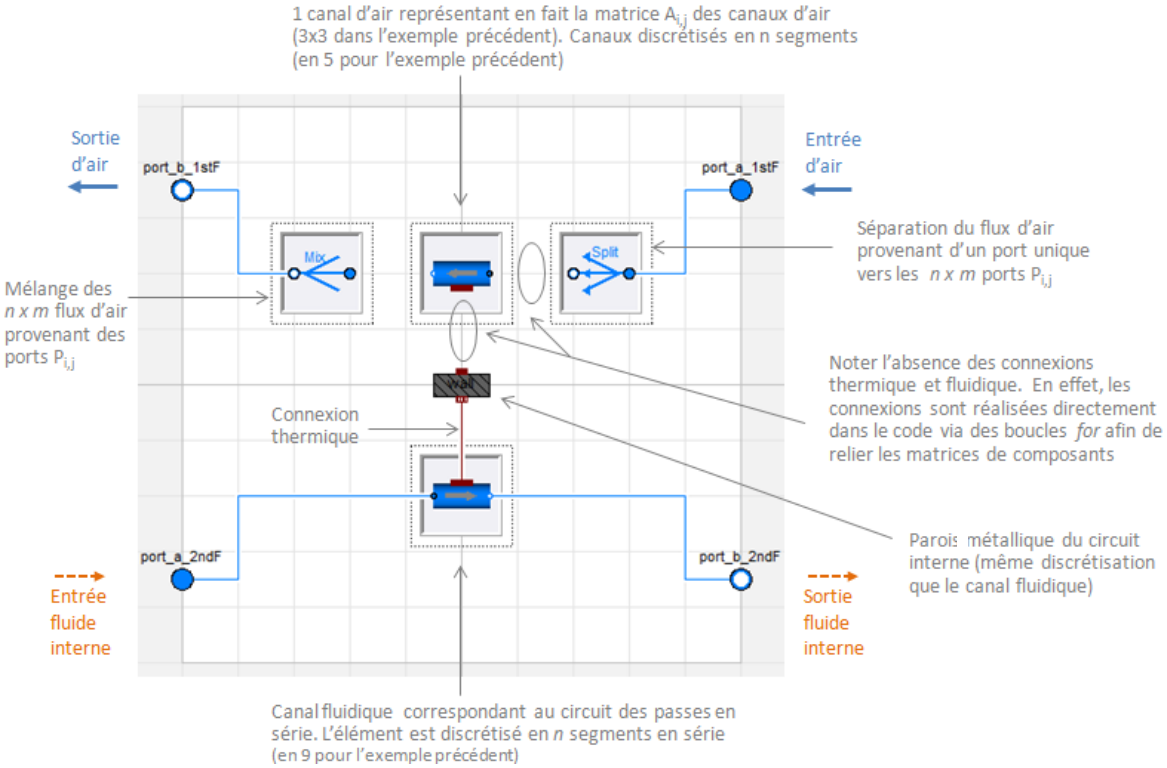


Figure 3: Vue du cœur du modèle de MCHX dans Dymola

```
//
// Connection of the Channel_1stF components with Split and Mix components

for i in 1:geo.nPass loop
  for j in 1:geo.nSegChannel_2ndF loop
    connect(channel_1stF[i, j].a, split_1stF.b[i, j]);
    connect(channel_1stF[i, j].b, mix_1stF.a[i, j]);
  end for;
end for;

for l in 1:geo.nCircuit loop
  connect(channel_2ndF[l].a, split_2ndF.b[l, 1]);
  connect(channel_2ndF[l].b, mix_2ndF.a[l, 1]);
end for;


//
// Connection of the Channel_1stF components with the wall

for l in 1:geo.nCircuit loop            // Circuit l
  for i in 1:geo.nSeries_2nd loop            // tube i
    for j in 1:geo.nSegChannel_2ndF loop     // channel_2ndF (tube ussually) discretisation j of tube i
      for k in 1:geo.nSegChannel_1stF loop   // channel_1stF (fin channel ussually) discretisation k
        if (i/2 > integer(i/2)) then    // If the tube is circuit has an odd cardinal, ei flow in tube is
                                        // in the decreasing y direction (decreasing nSegChannel_2ndF coordinate)
          //  (i-1)*geo.nSegChannel_2ndF + j    =    the wall segment index between 1 to n_2ndF
          connect(
            wall[l].heatPort_a [ (i-1)*geo.nSegChannel_2ndF + j],
            channel_1stF[ geo.circuitry[(l-1)*geo.nPassPerCircuit+i, 1],  geo.nSegChannel_2ndF-(j-1)].
              q[ (geo.circuitry[(l-1)*geo.nPassPerCircuit+i,2] -1) * geo.nSegChannel_1stF + k]);
        else     // If the tube is circuit has an even cardinal, ei flow in tube is in the increasing z direction
                 // (increasing nSegChannel_2ndF coordinate)
          connect(
            wall[l].heatPort_a [ (i-1)*geo.nSegChannel_2ndF + j],
            channel_1stF[ geo.circuitry[(l-1)*geo.nPassPerCircuit+i, 1],                          j].
              q[ (geo.circuitry[(l-1)*geo.nPassPerCircuit+i,2] -1) * geo.nSegChannel_1stF + k]);
        end if;
      end for;
    end for;
  end for;
end for;
```

Figure 4: Connexions ajoutées dans le code des $A_{i,j}$ canaux d'air discrétisés dans leur longueur

Dans chaque segment de canal d'air, la croissance de givre est modélisée. On adapte ainsi la schématisation du chapitre précédent au cas présent comme indiqué dans la Figure 5. Pour chaque segment d'air, l'épaisseur de givre est considérée comme homogène. Il est fait l'hypothèse d'une croissance de la couche de givre 1D perpendiculairement à la surface froide (selon la direction *x* dans la Figure 5; à noter que l'abscisse *x* est différente des axes du repère (X, Y, Z) de la figure ci-dessus).

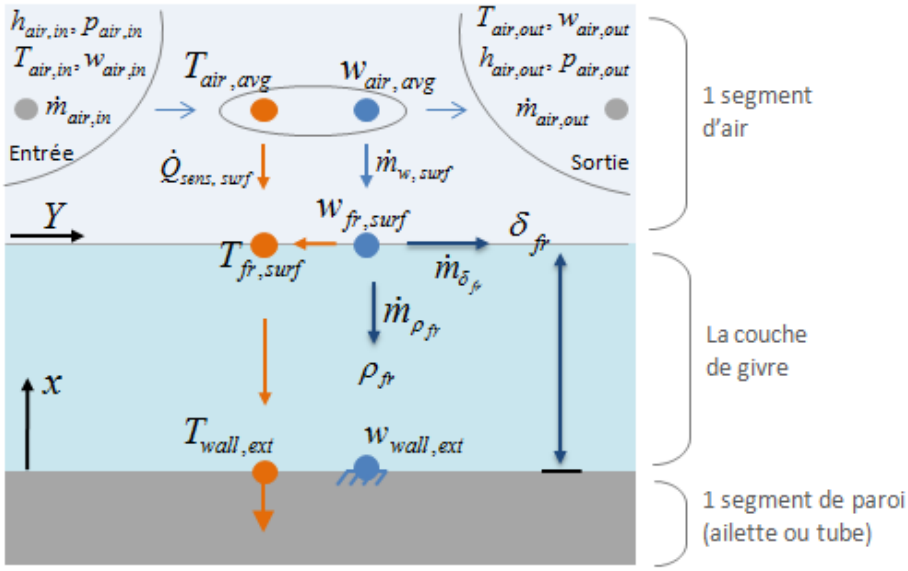


Figure 5: Schématisation des transferts de chaleur et de masse dans un segment de canal d'air

De plus, le modèle prend en compte les interactions entre l'échangeur de chaleur et son ventilateur. Pour ce faire, le ventilateur est modélisé via sa courbe caractéristique débit-pression puis les pertes de charge des canaux d'air permettent de calculer l'équilibre entre les deux composants installés dans la configuration de la Figure 6.

a) Schématisation du système *b) Vue du modèle Dymola de l'échangeur avec son ventilateur*

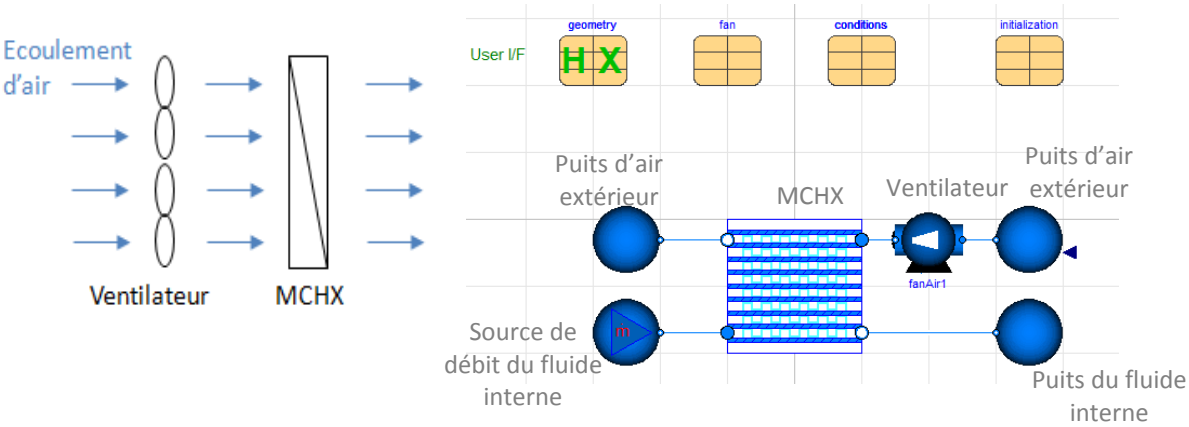


Figure 6: Schématisation et modélisation du système MCHX plus ventilateur

Le système complet est modélisé selon une approche quasi-statique. Seules les épaisseurs de givre, les masses volumiques de givre et les températures du métal sont considérées en dynamique. Les autres équations sont décrites en statique.

De manière schématique, le calcul est mené comme suit. La distribution de givre (masse volumique et épaisseur) est calculée dynamiquement sur l'ensemble de l'échangeur. À un instant *t*, à partir de cette distribution, le débit d'air au travers de chaque canal d'air est déterminé par les équations de pertes de charge en statique. Basés sur ces débits, les flux de chaleur et de condensation dans l'air et dans le givre sont calculés de manière statique. Finalement, ceci permet en retour de calculer la densification du givre et l'augmentation des épaisseurs par les équations dynamiques, ce qui résulte en une nouvelle distribution du givre. Le calcul se poursuit alors pour le pas de temps suivant et ainsi de suite.

La description précédente du déroulement du calcul représente un comportement schématique et ne correspond pas en fait à un schéma numérique implanté. Effectivement, les équations décrites par la suite forment un système fermé d'équations différentielles algébriques et sont directement implémentées dans l'environnement Dymola. Ce dernier se charge lui-même de les résoudre via son propre algorithme numérique (voir annexe 1).

La présente section a cherché à donner une vue d'ensemble du modèle. Dans les sections suivantes, les équations du modèle vont être explicitées dans le détail. À noter que la section 2.2 reprend le sous-modèle de givre élaboré dans le chapitre précédent. Certains éléments sont adaptés au cas de l'échangeur de chaleur. De plus, plusieurs modèles de croissance de givre avaient été décrits dans le précédent chapitre. Ainsi, afin de faciliter la lecture, l'ensemble des équations du modèle de croissance de givre est à nouveau donné de façon autonome dans le présent chapitre.

2.2 Modèle du canal d'air avec givrage

2.2.1 Sous-modèle de l'écoulement d'air

Pour chaque segment des canaux d'air, le transfert de chaleur sensible entre l'air humide et la surface du givre $\dot{Q}_{sens,surf}$ est calculé par:

$$\dot{Q}_{sens,surf} = -h_{conv} \cdot A_0 \cdot \eta_0 \cdot \left(T_{air,avg} - T_{surf}\right) \tag{1}$$

La température d'air $T_{air,avg}$ est la moyenne entre la température d'entrée et la température de sortie du segment (on parle ici des températures "*bulk*", c'est-à-dire des températures moyennes aux sections concernées).

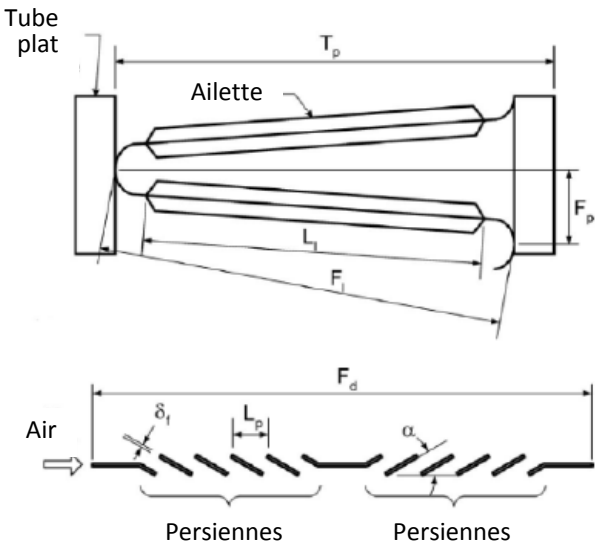
L'échangeur de chaleur à tubes plats considéré ici, typiquement utilisé en tant que condenseur dans le secteur automobile, comporte des ailettes à persiennes. Ainsi, le coefficient de convection thermique h_{conv} est déterminé via la corrélation du facteur de Colburn j de (Chang et Wang, 1997) (avec les grandeurs géométriques présentées dans la Figure 7):

$$j = \mathrm{Re}_{L_p}^{-0.49} \cdot \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0.27} \cdot \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \cdot \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29} \cdot \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23} \cdot \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \cdot \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \cdot \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \tag{2}$$

Avec:

$$j = \frac{Nu_{L_p}}{\mathrm{Re}_{L_p} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3}} \tag{3}$$

$$Nu_{L_p} = \frac{h_{conv}}{k \cdot L_p} \tag{4}$$



Avec :

F_l: hauteur de l'ailette

F_p: pas d'ailette

L_p: pas principal des persiennes

α: angle des persiennes

L_l: longueur des persiennes

T_p: pas transversal de tube

δ_f: épaisseur des ailettes

T_d: largeur du tube (non représenté sur la figure)

Figure 7: Paramètres géométriques des ailettes à persiennes

Cette corrélation correspond au cas sans givre. Afin de prendre en compte le givre, la même approche que celle utilisée par Padhmanabhan et al. (2011) est employée. Elle consiste à calculer le nombre de Reynolds en prenant en compte la section de passage libre de givre et à considérer l'épaisseur de givre pour déterminer l'épaisseur de l'ailette utilisée dans la corrélation. Cette approche est discutée dans la section 4.

L'efficacité de l'ailette couverte de givre η_0 est calculée selon la formule donnée par Xia et al. (2006), formule qui prend en compte la conduction 2D au travers du givre et de l'ailette:

$$\eta_0 = \eta \cdot \frac{A_{fin}}{A_0} + \left(\frac{k_{eff} / \delta_{fr}}{h_{conv} \cdot \left(\dot{Q}_{tot,surf} / \dot{Q}_{sens,surf} \right) + k_{eff} / \delta_{fr}} \right) \cdot \frac{A_0 - A_{fin}}{A_0} \tag{5}$$

Avec:

$$\eta = \frac{2 \cdot \lambda}{h_{conv} \cdot \left(\dot{Q}_{tot,surf} / \dot{Q}_{sens,surf} \right) \cdot F_l \cdot \delta_{fr}} \cdot \tanh\left(\frac{\lambda \cdot F_l}{2 \cdot \delta_{fr}} \right) \cdot \left(k_{fin} \cdot \delta_f / 2 + k_{eff} \cdot \delta_{fr} \right) \tag{6}$$

et:

$$\lambda = \delta_{fr} \cdot \sqrt{\frac{h_{conv} \cdot \left(\dot{Q}_{tot,surf} / \dot{Q}_{sens,surf} \right)}{k_{fin} \cdot \delta_f / 2 + \delta_{fr} \cdot \left(k_{fin} \cdot h_{conv} \cdot \left(\dot{Q}_{tot,surf} / \dot{Q}_{sens,surf} \right) \cdot \delta_f / \left(2 \cdot k_{fin} \right) + k_{fin} \right)}} \tag{7}$$

Cette formule nécessite de connaître notamment l'épaisseur de givre δ_{fr} ou encore la conductivité thermique efficace du givre k_{eff} obtenues via les équations de la section 2.2.2.

Le débit de la vapeur d'eau vers la surface de la couche de givre $\dot{m}_{w,surf}$ est calculé selon l'analogie entre le transfert de masse et le transfert de chaleur:

$$\dot{m}_{w,surf} = -h_{mass} \cdot A_0 \cdot \eta_0 \cdot \left(w_{air,avg} - w_{surf} \right) \tag{8}$$

Le coefficient de transfert de masse h_{mass} est déterminé par l'analogie de Lewis:

$$h_{mass} = \frac{h_{conv}}{\rho_{air} \cdot c_p \cdot Le^{2/3}} \tag{9}$$

Avec le nombre de Lewis étant considéré comme suit:

$$Le = Pr/Sc = \frac{\alpha}{D_{w-air}} = 1 \tag{10}$$

Tout comme pour la température ci-dessus, l'humidité absolue moyenne $w_{air,avg}$ est aussi donnée comme étant la moyenne entre l'entrée et la sortie du segment. L'humidité absolue à la surface du givre w_{surf} correspond à l'humidité de saturation à T_{surf}.

En plus des équations de transfert précédentes, deux bilans de masses, un pour l'eau et l'autre pour l'air humide, sont appliqués pour chaque segment d'air:

$$\dot{m}_{w,surf} = \dot{m}_{dry\ air,in} \cdot \left(w_{air,out} - w_{air,in} \right) \tag{11}$$

et

$$\dot{m}_{w,surf} = \left(\dot{m}_{air,out} - \dot{m}_{air,in} \right) \tag{12}$$

Ensuite, le bilan d'énergie appliqué à chaque segment donne la relation entre les transferts avec la couche de givre et l'évolution des propriétés de l'air le long de l'écoulement:

$$\dot{m}_{air,out} \cdot h_{air,out} - \dot{m}_{air,in} \cdot h_{air,in} = Q_{sens,surf} + \dot{m}_{w,surf} \cdot h_{w\,vap\,@\,T_{air,avg}} \tag{13}$$

Le dernier terme de l'équation précédente correspond ici à l'énergie contenue dans la vapeur d'eau qui est retirée du flux et diminue donc son niveau énergétique.

2.2.2 Sous-modèle de la couche du givre

Entre la zone d'écoulement d'air et la paroi du tube, la couche de givre se développe. Les hypothèses et les équations décrivant la croissance du givre ont été discutées en détail dans le chapitre 2. Le modèle simple et efficace qui a été mis en avant est utilisé ici. En particulier, pour ce modèle, la masse volumique de givre est considérée comme constante au travers de l'épaisseur de givre et la vapeur d'eau est considérée à saturation à la surface du givre et à la surface des ailettes. Les équations de ce modèle sont rappelées dans ce qui suit (se référer au chapitre 2 pour les justifications des différentes équations).

Sur la surface du givre, le flux de vapeur d'eau se sépare en deux termes comme décrit dans l'équation (14): $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ correspondant à la vapeur d'eau qui diffuse au travers de la surface du givre pour pénétrer dans le givre, ce qui augmente la masse volumique de givre, et $\dot{m}_{\delta_{fr}}$ correspondant à la vapeur d'eau qui se dépose sur la surface et augmente donc l'épaisseur de la couche de givre.

$$\dot{m}_{w,surf} = \dot{m}_{\rho_{fr}} + \dot{m}_{\delta_{fr}} \tag{14}$$

Avec

$$\dot{m}_{\delta_{fr}} = -A_0 \cdot \rho_{fr} \cdot \frac{d\delta_{fr}}{dt} \tag{15}$$

Et

$$\dot{m}_{\rho_{fr}} = -A_0 \cdot \delta_{fr} \cdot \frac{d\rho_{fr}}{dt} \tag{16}$$

Pour les deux équations précédentes, les conditions initiales suivantes sont considérées: $\delta_{fr,ini} = 2 \cdot 10^{-5}\ m$ et $\rho_{fr,ini} = 25\ kg \cdot m^{-3}$.

Par ailleurs, la température de la surface du givre T_{surf} s'exprime comme suit:

$$T_{surf} = T_{wall,ext} + \frac{\delta_{fr}}{k_{eff} \cdot A_0} \times \left(-\dot{Q}_{sens,surf} - \dot{m}_{w,surf} \cdot L_{sv} + \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{\rho_{fr}} \cdot L_{sv} \right) \tag{17}$$

Avec la conductivité thermique effective du givre calculée par la corrélation de Lee et al. (1994).

Enfin, le débit vapeur de densification du givre $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ s'exprime comme suit:

$$\dot{m}_{\rho_{fr}} = -\frac{2 \cdot D_{eff} \cdot A_0 \cdot \rho_{dry\,air}}{\delta_{fr}} \cdot \left(w_{surf} - w_{wall,ext} \right) \tag{18}$$

Comme Xia et al. (2006) l'ont montré, les cycles de givrage-dégivrage deviennent répétables après 3 à 4 cycles. En effet, après le premier dégivrage, l'eau n'a pas été évacuée en totalité. Une partie est restée piégée. Les gouttes restantes auront alors tendance à accélérer le givrage suivant. Xia et al. ont observé qu'un "équilibre" relatif à cette eau piégée est atteint après 3 à 4 cycles. Les givrages subséquents sont alors répétables et plus rapides que pour le cas initial. Ainsi, si l'ont veut prédire les performances d'une pompe à chaleur utilisée en continu (et donc avec de nombreuses phases de givrage et dégivrage), il faut prendre cet aspect en compte.

Le présent modèle ne prend pas en compte ces aspects de cycles givrage-dégivrage successifs. Il représente la croissance de givre sur une surface initialement sèche. Cependant, notre modèle est approprié dans notre cas puisqu'il s'applique à une pompe à chaleur pour véhicule électrique, pompe à chaleur qui opère donc principalement dans un cas de givrage initial au vu des durées des trajets et des temps de givrage. Cependant, des cycles répétés pourraient être pris en compte via un ajustement des conditions initiales.

2.2.3 Sous-modèle des pertes de charge

Finalement, le bilan de la quantité de mouvement est donné en termes de perte de charge entre l'entrée et la sortie de chaque canal d'air complet $\Delta p_{air}^{channel\ i,j}$:

$$\Delta p_{air}^{channel\ i,j} = \frac{A_0}{A_c} \cdot \frac{\left(\dot{m}_{air,in} / A_c\right)^2}{2 \cdot \rho_{air,avg}} \cdot \left(f + \left(1 + \left(\frac{A_c}{A_{front}}\right)^2\right) \cdot \left(\frac{\rho_{air,in}}{\rho_{air,out}} - 1\right) \cdot \frac{A_c}{A_0} \cdot \frac{\rho_{air,avg}}{\rho_{air,in}} \right) \tag{19}$$

Ici, la section de passage A_c (c pour "cross section area") est calculée en considérant la réduction due au givre. En outre, on peut noter l'absence des coefficients de perte de charge singulière à l'entrée et à la sortie qui sont parfois pris en compte dans la littérature pour les cas généraux. En effet, il est montré par Wang et al. (1999) qu'ils peuvent être négligés pour ce type d'échangeur. Cependant, les justifications données ne concernent pas un cas de givrage. Dans le cas du givrage, ces coefficients pourraient alors avoir plus d'impact. L'approche de prise en compte du givrage qui suit permet indirectement de prendre en compte cet aspect.

À ce stade, pour déterminer la perte de charge au travers d'un canal d'air par l'équation (19), il est nécessaire de calculer le facteur de friction f. Ceci est habituellement fait via une corrélation empirique obtenue en régime sec. Dans notre cas, nous savons que le givre influence le facteur de friction. Ainsi, il est décidé de calculer le facteur de friction f à partir du facteur de friction en conditions sèches f_{dry} (sans givre), et d'ajouter un facteur de correction Γ représentant l'impact du givre selon l'équation suivante :

$$f = f_{dry} \cdot \Gamma\left(\delta_{fr,\max}\right) \tag{20}$$

Comme on peut le constater dans l'équation (20), le facteur de correction Γ est donné en fonction de l'épaisseur maximale de givre $\delta_{fr,\max}$ le long du canal d'air considéré. En effet, c'est au niveau de l'épaisseur maximale de givre le long du canal que se situe le goulot d'étranglement de l'écoulement. L'épaisseur maximale est donc le paramètre influençant en premier ordre la perte de charge. En général, c'est l'épaisseur moyenne qui est considérée dans les modèles de la littérature, mais on comprend bien que cette variable est bien moins significative pour la perte de charge. Dans l'absolu, c'est en fait le profil

complet de l'épaisseur de givre qui détermine strictement la perte de charge et non seulement l'épaisseur maximale, mais cette dernière constitue tout de même l'élément clé.

Par définition, cette approche implique également que le facteur de correction Γ soit une variable locale attribuée à chaque canal d'air de la discrétisation de l'échangeur. Ce facteur de correction n'étant pas disponible dans la littérature, il doit donc être obtenu expérimentalement comme présenté dans la section 4.3.

Par ailleurs, f_{dry} est ici calculé via la corrélation pour MCHX à ailettes persiennées de (Kim et Bullard, 2005):

$$f_{dry} = \mathrm{Re}_{L_p}^{-0.781} \cdot \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0.444} \cdot \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-1.682} \cdot \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-1.22} \cdot \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{0.818} \cdot \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{1.97} \tag{21}$$

Grâce à l'approche précédente, la perte de charge $\Delta p_{air}^{channel\ i,j}$ de chaque canal d'air est calculée. Via la juxtaposition des canaux d'air en parallèle, on obtient, en appliquant la loi des nœuds et des équipotentiels, le sous-système d'équations suivant faisant intervenir la perte de charge de l'échangeur complet $\Delta p_{air,HX}$:

$$\begin{cases} \Delta p_{air}^{channel\ 1,1} = \mathrm{f}\left(\delta_{\mathrm{fr,max}}^{channel\ 1,1}, \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}}^{channel\ 1,1}\right) \\ \dots \\ \Delta p_{air}^{channel\ i,j} = \mathrm{f}\left(\delta_{\mathrm{fr,max}}^{channel\ i,j}, \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}}^{channel\ i,j}\right) \\ \dots \\ \Delta p_{air}^{channel\ m,n} = \mathrm{f}\left(\delta_{\mathrm{fr,max}}^{channel\ m,n}, \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}}^{channel\ m,n}\right) \\ \text{et} \\ \Delta p_{air}^{channel\ 1,1} = \Delta p_{air,HX} \\ \dots \\ \Delta p_{air}^{channel\ i,j} = \Delta p_{air,HX} \\ \dots \\ \Delta p_{air}^{channel\ m,n} = \Delta p_{air,HX} \\ \text{et} \\ \Delta p_{air,HX} = \mathrm{p}_{\mathrm{air}}^{\mathrm{HX\ out}} - \mathrm{p}_{\mathrm{air}}^{\mathrm{HX\ in}} \\ \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}}^{HX} = \sum \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}}^{channel\ i,j} \end{cases} \tag{22}$$

Pour un débit d'air total $\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}}^{HX}$ donné et une distribution de givre $\delta_{\mathrm{fr,max}}^{channel\ i,j}$ donnée, ces relations associées aux calculs des pertes de charge permettent au final de calculer les débits d'air $\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}}^{channel\ i,j}$ distribués dans chacun des canaux d'air. Concrètement, ceci signifie que la redistribution des flux d'air à cause du développement hétérogène du givre est prise en compte. Les zones de l'échangeur qui tendent à se boucher verront leur débit d'air s'écrouler à la faveur des zones encore moins chargées en givre.

2.3 Modèle de paroi du tube

La paroi métallique des tubes est décomposée en 3 nœuds thermiques au travers de l'épaisseur des parois : $T_{wall,ext}$ à l'interface entre la paroi et le givre, $T_{wall,mid}$ au milieu de l'épaisseur de la paroi et $T_{wall,int}$ à l'interface avec le fluide interne. La paroi est modélisée par des résistances thermiques entre les différents nœuds et avec une capacité thermique globale appliquée au nœud intermédiaire:

$$\rho_{wall} \cdot c_{p,wall} \cdot V_{wall} \cdot \frac{dT_{wall,mid}}{dt} = \dot{Q}_{fluid} - \left(\dot{Q}_{sens,surf} + \dot{m}_{w,surf} \cdot L_{sv}\right) \tag{23}$$

Avec:

$$\dot{Q}_{fluid} = -\frac{k_{wall} \cdot A_{wall}}{\delta_{wall}/2}\left(T_{wall,mid} - T_{wall,\text{int}}\right) \tag{24}$$

Et:

$$\left(\dot{Q}_{sens,surf} + \dot{m}_{w,surf} \cdot L_{sv}\right) = -\frac{k_{wall} \cdot A_{wall}}{\delta_{wall}/2}\left(T_{wall,ext} - T_{wall,mid}\right) \tag{25}$$

2.4 Modèle du canal du fluide interne

Concernant les segments du fluide interne, l'équation du transfert thermique s'écrit de la manière suivante :

$$\dot{Q}_{fluid} = -h_{conv,\ fluid} \cdot A_{wall} \cdot \left(T_{wall,\text{int}} - T_{fluid,avg}\right) \tag{26}$$

Similairement à ce qui a été fait côté air, la température $T_{fluid,avg}$ est la température moyenne du fluide entre l'entrée et la sortie du segment considéré.

Par ailleurs, $h_{conv,fluid}$ est le coefficient de la convection thermique côté interne des tubes. La corrélation utilisée dépend du cas considéré. À l'origine, le présent modèle est développé pour simuler un évaporateur de pompe à chaleur. Le fluide interne est alors un réfrigérant qui change de phase dans l'échangeur. Pour ce cas, le modèle utilise la corrélation donnée dans (Mortada et al., 2012) qui a été développée pour l'évaporation dans des tubes à microcanaux.

Cependant, dans la suite de ce chapitre, les tests expérimentaux sont menés sur un échangeur avec caloporteur monophasique (en effet, cela permet de réaliser des mesures directes de masse de givre comme expliqué dans la section 3). Ainsi, pour ce cas en monophasique, un nombre de Nusselt constant pour les écoulements laminaires et la corrélation classique de Dittus-Boelter (équation (27)) pour les cas turbulents sont utilisés comme décrit dans (Bergman et al., 2011).

$$Nu_{D_h} = 0.023 \cdot \mathrm{Re}_{D_h}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.3} \tag{27}$$

Ensuite, le bilan d'énergie est utilisé sous la forme suivante :

$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{m}_{fluid} \cdot \left(h_{fluid,\ in} - h_{fluid,out}\right) \tag{28}$$

Finalement, le modèle du canal du fluide interne nécessite un modèle de caloporteur. Puisque ce dernier est monophasique dans le présent chapitre, un simple modèle de fluide incompressible représenté par des valeurs tabulées de la masse volumique, la capacité thermique, la viscosité et la conductivité en fonction de la température, est employé.

2.5 Modèle du ventilateur

Le ventilateur est modélisé via sa courbe caractéristique débit - pression statique:

$$\Delta p_{air,\,fan} = f_{fan\ curve}\left(\dot{m}_{air,tot}\right) \tag{29}$$

Finalement, puisque l'on considère uniquement le ventilateur et l'échangeur, l'équilibre aéraulique donne donc :

$$\Delta p_{air,\,fan} = \Delta p_{air,HX} \tag{30}$$

Sachant que $\Delta p_{air,HX}$ dépend aussi du débit d'air selon les équations de la section 2.2.3, l'équilibre entre les équations (29) et (30) permet de déterminer le débit total d'air ainsi que le différentiel de pression généré par le ventilateur.

À ce stade, plusieurs précisions peuvent être apportées. Tout d'abord, la distribution du débit d'air générée par le ventilateur est considérée comme homogène ici. Ainsi, au temps t=0, le débit d'air est homogène en face avant de l'échangeur. Ce n'est que le développement du givre qui va redistribuer l'écoulement d'air dans l'échangeur grâce aux équations de la section 2.2.3. On ne prend donc pas en compte ici le profil de vitesse spécifique en sortie de ventilateur qui pourrait avoir une incidence sur les débits locaux dans l'échangeur. Ceci correspond en effet aux cas expérimentaux traités par la suite puisque le profil de vitesse d'air en entrée d'échangeur est quasi constant. Cependant, si le profil de vitesse d'air en sortie du ventilateur est donné, le même modèle pourrait être utilisé en enlevant simplement le sous-modèle « Split » de séparation du flux d'air en entrée de l'échangeur (voir Figure 3). De plus, pour cette étude théorique, le ventilateur a été placé en amont de l'échangeur. Placer le ventilateur en aval ne changerait rien à l'analyse menée ici.

3 Le dispositif expérimental

3.1 Objectifs du banc d'essai

Comme on pourra l'évoquer par la suite, le banc d'essai conçu et fabriqué a une portée plus large que le présent travail et devait répondre à plusieurs objectifs et exigences sortant du cadre de cette étude. Ces différents objectifs ne seront pas détaillés ici. Concentrons-nous plutôt sur les objectifs spécifiques de ce banc d'essai dans le cadre de la présente thèse.

Tout d'abord, on cherche à caractériser spécifiquement le côté air de l'échangeur par rapport à l'aspect de givrage. Ainsi, le banc a pour premier objectif de mesurer les puissances thermiques sensible et latente, les pertes de charge côté air ainsi que la masse de givre.

Le deuxième objectif du banc est de pouvoir déterminer le facteur de correction Γ qui traduit l'impact du givrage sur le facteur de friction de l'échangeur. L'approche choisie, tel que discuté dans la section 2.2.3, est de considérer un facteur de correction local (il est différent suivant les canaux d'air considérés) dépendant de l'épaisseur maximale de givre $\delta_{fr,max}$ dans le canal d'air donné. Pour ce faire, on cherche à

réaliser des mesures sur un échangeur ayant des profils de givre (le long de l'écoulement d'air) homogènes entre eux dans l'échangeur. Plus simplement, il faut que la face amont de l'échangeur possède un givrage homogène, tout comme la face aval (les deux faces pouvant présenter des givrages très différents l'une de l'autre). Pour ce faire, il faut que la température du fluide interne et le coefficient d'échange interne soient quasi constants dans l'échangeur.

Afin de satisfaire à ce dernier requis, on choisit donc de mener le test sur un échangeur de petite taille alimenté par un caloporteur, et non un réfrigérant, avec un très haut débit permettant d'assurer une chute de température dans l'échangeur négligeable et un coefficient d'échange constant. L'utilisation d'un réfrigérant ici soulèverait des questions quant à la variation du coefficient d'échange interne et les pertes de charge entraîneraient un glissement de la température. Une autre raison d'utiliser l'approche avec caloporteur est que cette dernière permet de mesurer directement la masse de l'échangeur, et donc du givre, via une balance. Cette mesure est délicate avec un cas diphasique. La masse de réfrigérant dans l'échangeur pourrait être amenée à varier à cause de ce processus dynamique du givrage qui impacterait directement le circuit thermodynamique devant alimenter l'échangeur en réfrigérant et rendant la mesure de masse plus délicate voir impossible.

La suite de cette section 3 présente le banc d'essai conçu et fabriqué permettant de satisfaire aux besoins exprimés ci-dessus.

3.2 Vue d'ensemble

Le schéma d'ensemble du banc d'essai est présenté par la Figure 8. Le banc est composé de 4 principaux sous-ensembles:

- Une centrale de traitement d'air (CTA)
- Une section de test
- Un système d'acquisition et de contrôle
- Le réseau d'eau froide du laboratoire (-25°C)

La CTA a pour objectif de fournir de l'air à température, hygrométrie et débit contrôlés. Elle est composée d'une partie aéraulique de traitement d'air à proprement parler ainsi que d'une boucle d'eau froide permettant un transfert contrôlé de "frigories" entre le réseau d'eau froide et la batterie froide de la CTA.

La section de test inclut la zone où l'échangeur à tester est installé avec tous les moyens de mesure adéquats. L'échangeur est alimenté par un circuit d'eau froide connecté également sur le réseau d'eau froide du laboratoire. Ce circuit permet d'alimenter l'échangeur avec un caloporteur à température et débit contrôlé. Un circuit d'eau chaude est aussi ajouté pour satisfaire le besoin de dégivrage le cas échéant.

La CTA et la section de test forment ensemble un circuit aéraulique fermé. Les deux sous-ensembles sont connectés à un système d'acquisition et de contrôle (non présentés sur la figure) qui permet d'obtenir les valeurs lues par les capteurs et de contrôler l'ensemble des actionneurs du banc d'essai.

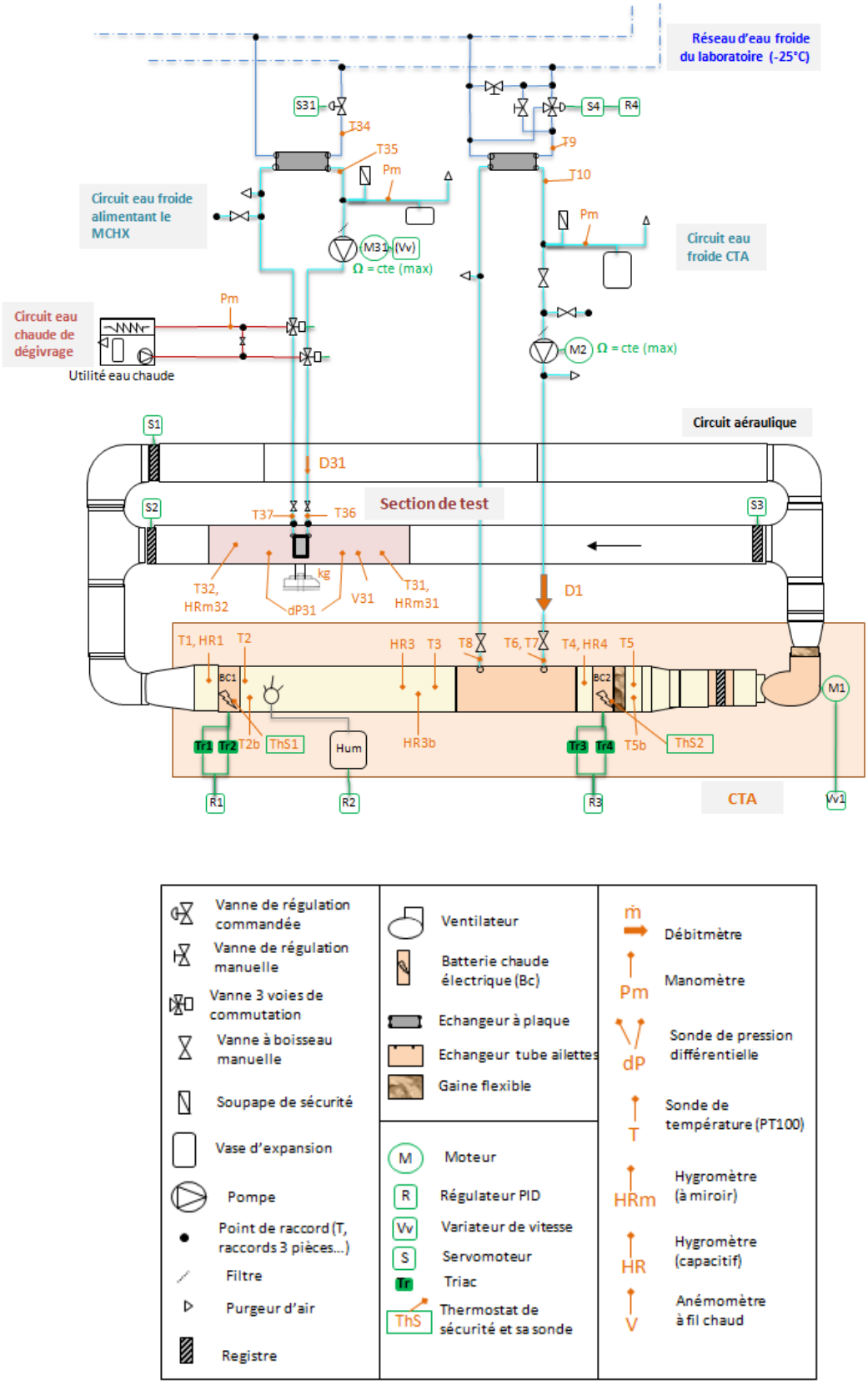


Figure 8: Schéma du banc d'essai de caractérisation d'échangeurs de chaleur

3.3 Centrale de traitement d'air

En plus du schéma de la Figure 8, des photos de la CTA sont données dans la Figure 9. La CTA fait approximativement 6m de long sur 2m de large et 2m de haut. À ce stade, il est utile de noter que la CTA n'a pas été dimensionnée spécifiquement pour le présent projet de thèse. Effectivement, elle a été conçue comme une utilité du laboratoire qui doit pouvoir tester aussi bien des échantillons d'échangeurs de chaleur (échangeurs de petite taille; comme celui testé par la suite), des échangeurs de climatisation automobile ou encore des systèmes du ferroviaire par exemple. Globalement, elle doit permettre de tester des charges de -35 kW à 25 kW de -10°C à 30°C pour un débit d'air de 8000 $m^3.h^{-1}$ maximum. Dans le cadre de notre travail sur le givrage pour la climatisation automobile, une des spécifications de la CTA est de pouvoir fournir de l'air de -5°C à 10°C avec une humidité relative ajustable de 60 à 95% sur toute la plage de température, et ce, pour un débit maximal de 3600 $m^3.h^{-1}$. Par ailleurs, il a été aussi souhaité de pouvoir utiliser une stratégie de contrôle de l'humidité de l'air particulière permettant potentiellement d'atteindre de meilleures précisions sur l'humidité absolue. En effet, pour notre cas, cette dernière doit être contrôlée de manière très fine à cause des basses températures d'opération. Ceci explique l'architecture particulière de la CTA.

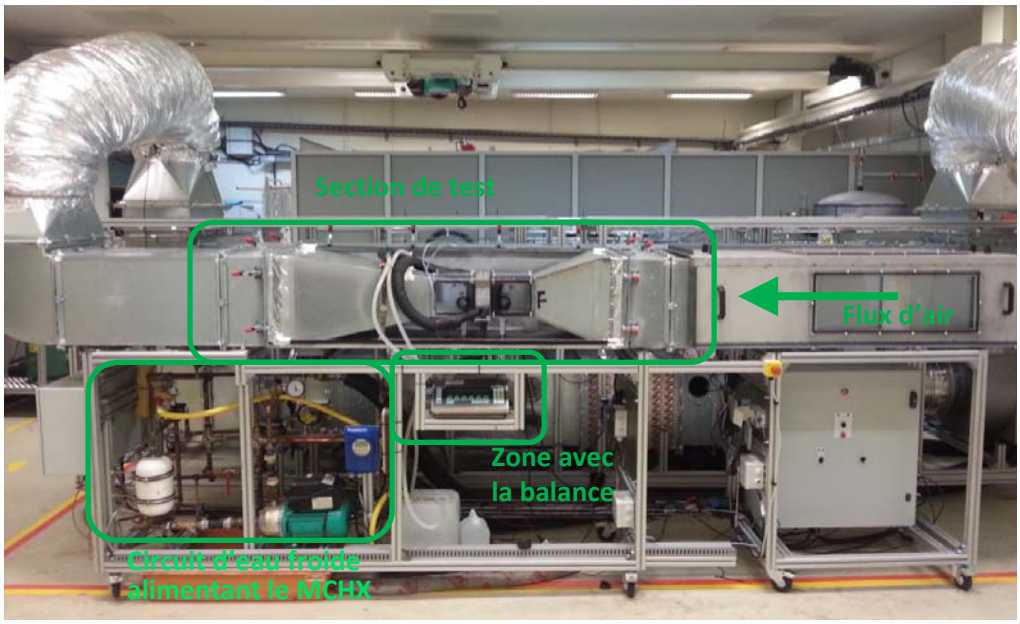
Note: les photos correspondent à la CTA avant isolation.

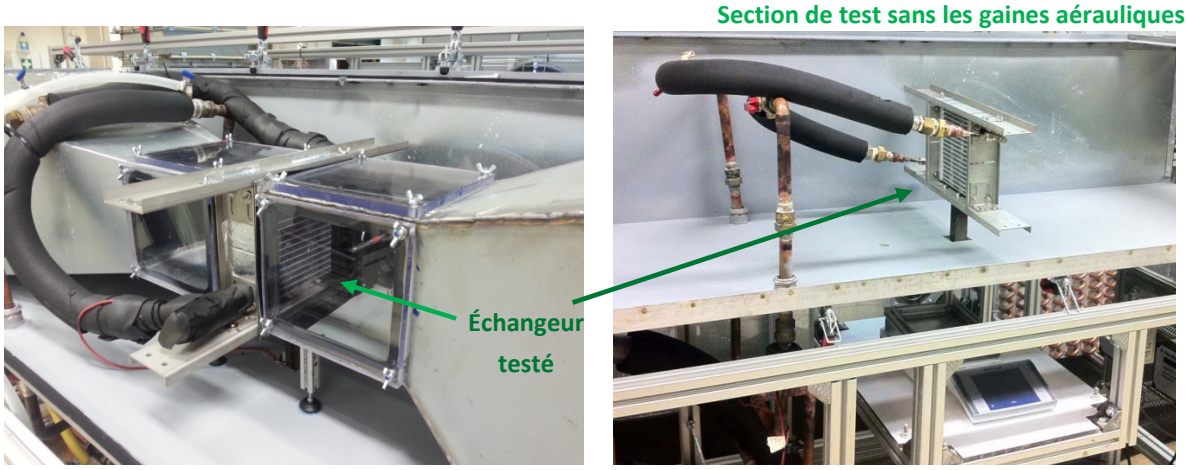
Figure 9: Centrale de traitement d'air du banc d'essai de caractérisation d'échangeurs de chaleur

Au final, la CTA est composée d'une résistance électrique de 20 kW, d'un humidificateur de 16kg.h^{-1}, d'une batterie froide de 12 kW pour de l'air en entrée à -10°C, 100% d'humidité relative et 3600 m^3.h^{-1} de débit avec du caloporteur à 0°C et 6 m^3.h^{-1} en entrée (température minimale du caloporteur atteignable: -25°C), d'une seconde résistance électrique de 15 kW et finalement d'un ventilateur opérant au maximum à 8000 m^3.h^{-1} pour 2000 Pa. À noter qu'un soin particulier a été apporté à la conception de la batterie froide afin de s'assurer qu'elle givre dans un temps bien plus long que le temps des essais.

3.4 Section de test

En plus du schéma de la Figure 8, des photos de la section de test sont données dans la Figure 10. La section de test a été conçue pour accepter des échangeurs type échantillons de petites tailles aussi bien que des condenseurs typiques d'automobile. Dans notre cas, c'est la configuration avec échangeur de petite taille, pour obtenir des profils de givre homogènes, qui nous intéresse et qui est présentée sur les photos.





Note: les photos correspondent à la section de test avant isolation.

Figure 10: Section de test du banc d'essai de caractérisation d'échangeurs de chaleur

Des sondes de température de type PT100 sont installées en amont et aval de l'échangeur côté air et côté fluide interne. Des débitmètres sont utilisés en conjonction des sondes de température afin de pouvoir déterminer les puissances thermiques sensibles. Un débitmètre électromagnétique a été choisi pour la mesure du débit de caloporteur et un anémomètre à fil chaud permet de calculer le débit d'air. Des hygromètres à miroir de haute précision sont installés dans l'air en amont et aval de l'échangeur pour déterminer la puissance latente. La perte de charge sur l'air est mesurée via un capteur de pression différentielle pour gaz. Les précisions des capteurs sont reportées dans le Tableau 1.

Tableau 1 : Appareils de mesure

Instrument de mesure	Type, modèle	Précision
Sondes de température	PT100, Measurement Specialities	+/- 0.15 + 0.002.|T| (°C)
Hygromètres	A miroir, EdgeTech - Température de rosée mesurée	+/-0.2 K
Débitmètre caloporteur	Électromagnétique, Krohne	+/- 0.5%
Anémomètre	À fils chaud	+/-0.01 $m.s^{-1}$
Perte de charge	Différentiel de pression, CP 200, Kimo	+/- 1%
Balance	Électronique	+/- 0.1 g

L'échangeur repose sur une balance électronique via une barre avec pattes comme on peut le voir sur la photo en bas à droite de la Figure 10. Le circuit hydraulique est relié à l'échangeur par des flexibles afin de laisser l'échangeur le plus libre possible. Un convergent et un divergent viennent ensuite s'ajouter de part et d'autre de l'échangeur afin de canaliser l'écoulement (voir photo en bas à gauche de la Figure 10). Dans le but de laisser libre et permettre la mesure de masse, l'échangeur n'est pas en contact avec les deux gaines. Un jeu de 2 à 5 mm existe. Afin de ne pas avoir de fuites d'air, l'étanchéité entre les trois pièces est assurée par un film plastique technique résistant, mais très souple (des morceaux de sacs poubelle…). On comprend avec tous ces détails que la mesure de la masse n'est pas évidente. Nous avons tenté de laisser libre l'échangeur, mais les différentes connexions empêchent dans l'absolu d'avoir une mesure parfaite (les imperfections et les actions correctives sont discutées dans la section 3.7). La mesure de masse est ici le point clé de l'expérience. Ainsi, afin de rendre plus fiable la mesure, une redondance est réalisée grâce aux mesures d'humidité qui permettent de remonter à la puissance latente et donc au débit d'eau vapeur qui givre et finalement, à la masse de givre par intégration.

Par ailleurs, la configuration avec convergent et divergent avait pour but d'obtenir un profil de vitesse le plus homogène possible. Cette approche est reprise des souffleries classiques. Dans notre cas, les formes ont dû être simplifiées (pas d'arrondis), mais les ratios typiques ont été conservés dans la mesure du possible (en particulier pour le convergent ; le divergent, lui, a dû être raccourci pour des raisons d'encombrement). Le profil de vitesse a été mesuré à plusieurs reprises et à plusieurs hauteurs. Les profils obtenus sont homogènes, au-delà des effets de bords comme indiqué par la Figure 11. À noter que les fluctuations de mesure étaient de l'ordre de +/- 0.05 $m.s^{-1}$. Après intégration des vitesses pour connaître le débit réel, nous avons pu appliquer un facteur correctif à la vitesse centrale mesurée pour déterminer le débit avec plus de précisions, facteur proche de 1 puisque le profil est quasi constant.

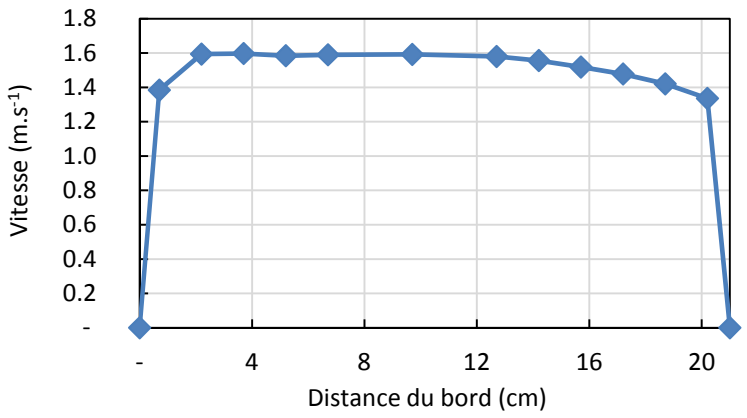
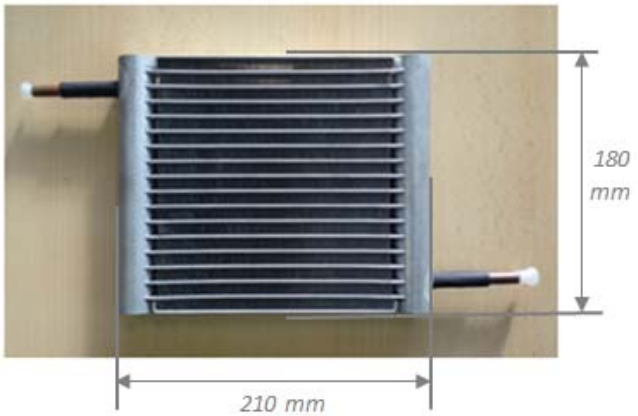


Figure 11 : Profil de vitesse mesuré

Enfin, un circuit d'eau froide intégré à la section de test permet d'alimenter l'échangeur de chaleur en monopropylène glycol 40%. Le débit de caloporteur est maintenu constant au maximum et la température du circuit est contrôlée via une vanne 2-voies de by-pass de l'échangeur à plaque côté réseau d'eau froide du laboratoire (voir Figure 8).

3.5 L'échangeur testé

L'échangeur testé est présenté dans la Figure 12. Ses propriétés relatives aux tubes et aux ailettes sont typiques des condenseurs de climatisation automobile. La seule différence résulte dans la taille de cet échangeur qui est très petit. On parle en effet ici d'un échangeur de 210mm par 180mm par rapport aux dimensions habituelles de l'ordre de 600mm par 400mm. Comme expliqué en section 3.1, ceci permet de répondre au requis de peu de gradient de température cotés caloporteur. Un autre aspect lié à cette réduction de taille est que l'échangeur comporte une passe unique. Les 17 tubes sont donc en parallèle côté air et côté fluide interne.



- Surface totale côté air 0.65 m^2
- Pas transversal des tubes 10 mm
- Largeur de tube 20 mm
- Épaisseur de tube 2 mm
- Pas d'ailette 1.4 mm
- Épaisseur d'ailette 0.1 mm
- Longueur d'ailette 7 mm
- Angle d'ailette 17°
- Pas de persienne 1 mm

Figure 12 : Échangeur de type MCHX testé

Cet échangeur a été fabriqué sur mesure pour répondre au besoin de ce travail de thèse. Il a été produit par *SunCo Heat Exchange System O. LTD.*, une compagnie chinoise opérant dans le domaine des échangeurs de chaleur. Initialement, il était souhaité dans ce projet que plusieurs échangeurs soient testés, avec des

paramètres et des technologies d'ailettes variés. Cependant, faire réaliser un échangeur de type MCHX brasé en aluminium et à l'unité n'est pas aisé. Après de nombreuses recherches, nous avons réussi à obtenir uniquement cet échangeur. L'étude a donc porté spécifiquement sur ce dernier.

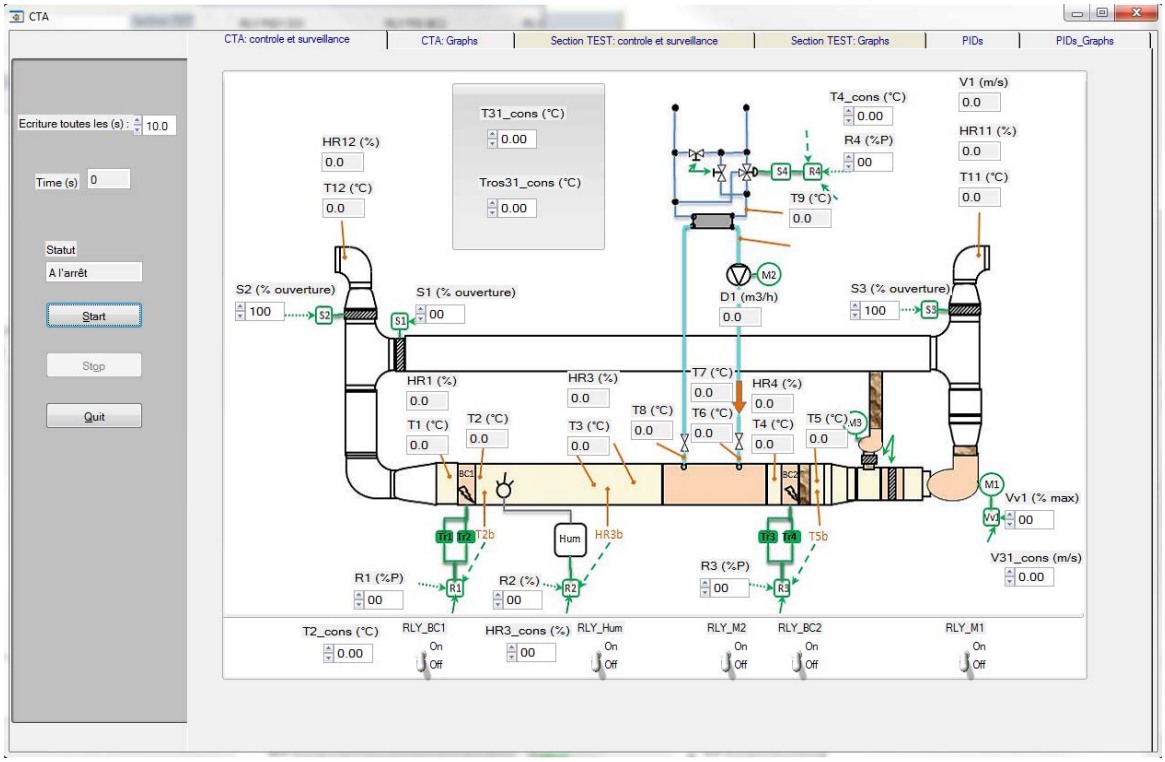
3.6 Système de contrôle et d'acquisition

Les différentes sondes sont connectées à des modules *Field Point* de *National Instrument* : FP-RTD-124 pour les sondes de température, FP-AI-110 pour les signaux en 4-20 mA et FP-AI-111 pour le 0-10 V.

D'autres modules de type FP-AO-200 servent à contrôler les différents actionneurs à action continue (registres, vannes par exemple). Ceci vient en juxtaposition à des modules de relais électromécanique FP-RLY-421 permettant d'activer ou non certains composants (pompes par exemple).

Ces différents modules sont connectés à un module mère qui est lui relié à l'ordinateur de contrôle. Un programme d'acquisition et de contrôle a été développé en LabWindows/CVI (C for Virtual Instrumentation ; plateforme de National Instrument). Cet outil permet de contrôler le banc d'essai et d'afficher en temps réel les différentes variables mesurées (voir Figure 13)

a) Onglet de contrôle et acquisition de la CTA



b) Onglet de contrôle et acquisition de la section de test

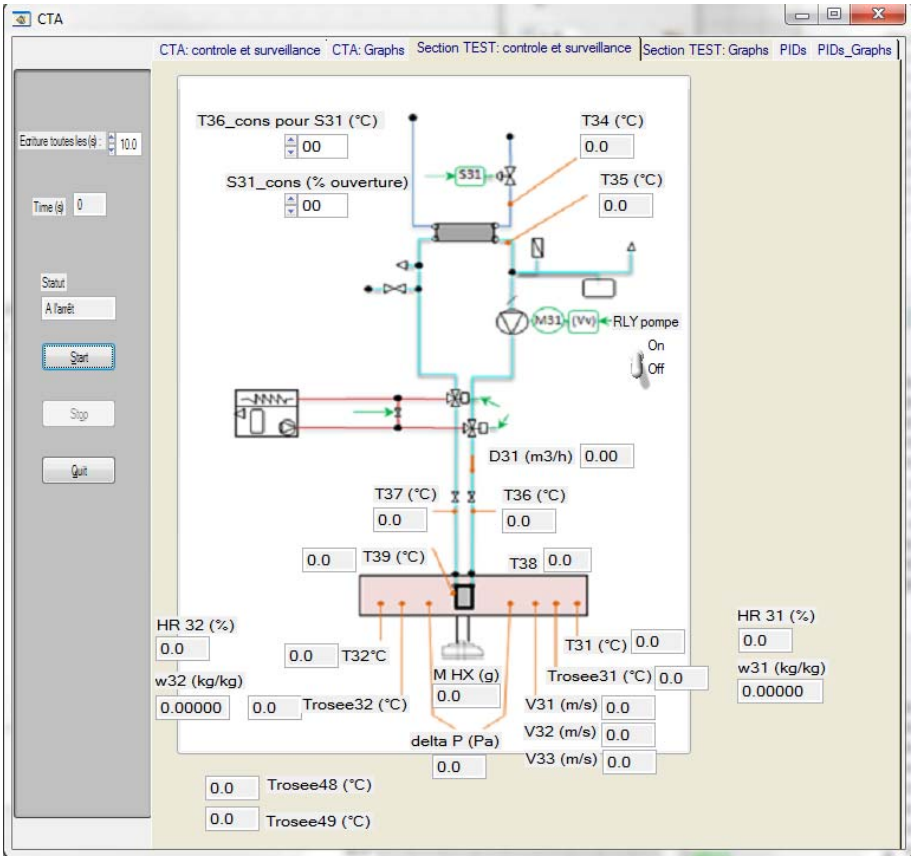


Figure 13 : Interface de contrôle du banc d'essai

3.7 Mesure de la masse

Comme discuté dans la section 3.4, le dispositif expérimental de mesure de la masse de givre n'est pas trivial. Plusieurs interactions avec les éléments fluidiques ou aérauliques peuvent agir sur l'échangeur de chaleur et ainsi fausser la mesure de masse. En particulier, il existe un risque que les flexibles soutiennent en partie l'échangeur qui ne reposerait donc plus pleinement sur la balance. De ce fait, une série de mesures avec des masses de calibration a été réalisée afin de calibrer la mesure et ainsi s'assurer d'une bonne mesure de la masse de givre.

Concrètement, 11 masses avec des poids variant de 10g à 40g ont été utilisées. Un premier test a été mené avec tous les systèmes du banc à l'arrêt. Les masses étaient déposées une par une sur l'échangeur puis retirées une par une et la masse lue par la balance était notée. Les résultats de la Figure 14 sont obtenus. On observe une bonne corrélation entre la mesure et la masse réelle. En particulier, jusqu'à 60g, l'écart dans le cas de mesure incrémentale est inférieur à 3g. Par ailleurs, on constate un léger effet d'hystérésis.

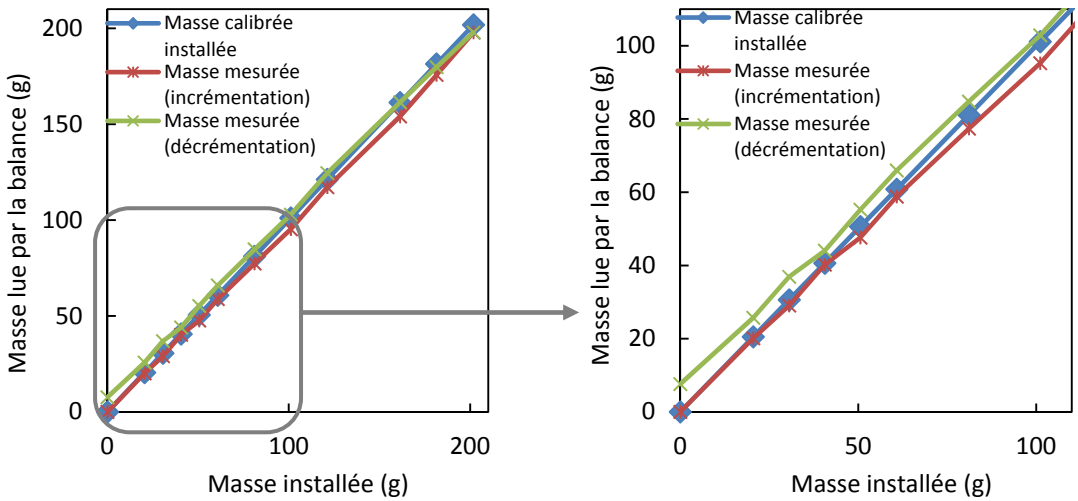


Figure 14 : Mesure de la masse à l'arrêt (de 0 à 200g et zoom de 0 à 100g)

Ensuite, ce type de test a été réitéré dans plusieurs cas afin d'isoler l'influence des différents paramètres : test avec le ventilateur allumé, test avec la pompe du circuit caloporteur allumée, test avec le ventilateur et la pompe, test avec variation du débit d'air via une augmentation de la vitesse de ventilateur, test avec variation du débit d'air via ajustement des registres, test avec obstruction du passage de l'air dans l'échangeur, test avec variation de la température du caloporteur et tests avec mises en route et arrêts de la pompe et du ventilateur.

Les différents tests ont montré que les paramètres évalués ont un impact sur la mesure. Ainsi, une des idées fut de revenir au point où tous les systèmes sont à l'arrêt pour effectuer une mesure ponctuelle de masse. Cependant, il est apparu que les mises en route et arrêts rendaient impossible la lecture de la masse (trop de bruit). Par conséquent, il est préférable d'opérer en continu. Il faut alors corréler l'impact des différents paramètres. Tout d'abord, l'impact de la variation de débit d'air a été corrélé de manière indépendante de la méthode de variation du débit d'air (en jouant sur le ventilateur ou sur le registre). De plus, l'obstruction de la surface de l'échangeur n'a que peu d'impact. Chose surprenante, c'est la variation

de température du caloporteur qui a un impact plus marqué, mais répétable, comme présenté par la Figure 15. On peut aussi ici remarquer un phénomène de discrétisation de la mesure. La balance peut mesurer les masses à +/- 0.1g, mais concrètement, on constate des mesures avec un pas de discrétisation de 4g approximativement. Après détermination de l'ensemble des courbes de correction des aspects pertinents, nous obtenons les résultats types de la Figure 16.

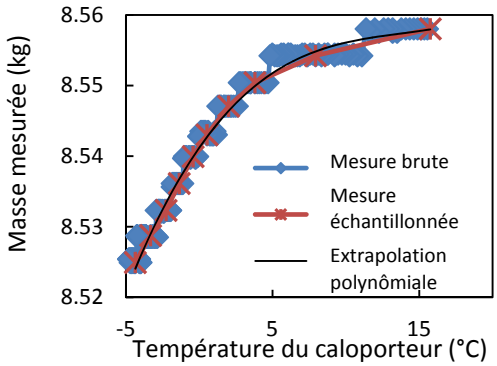


Figure 15: Impact de la variation de température du caloporteur sur la masse de l'échangeur lue

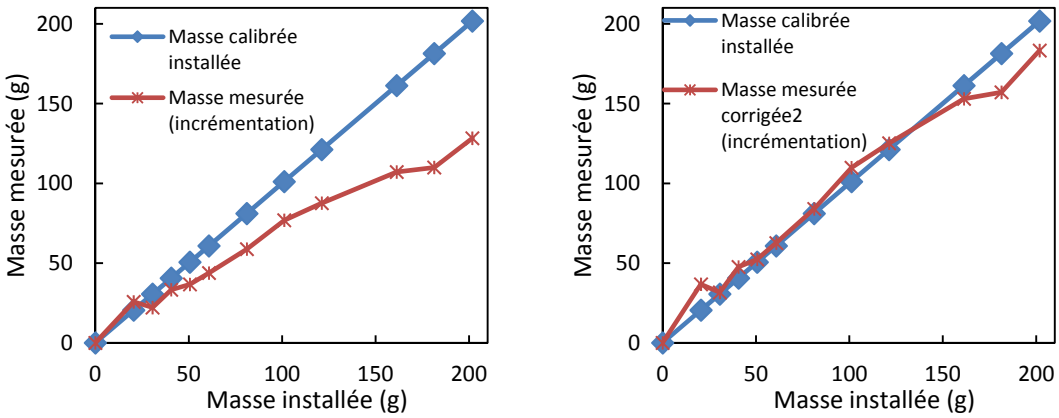


Figure 16 : Résultats de mesure avant et après calibration prenant en compte les différents phénomènes perturbateurs

Une fois les mesures de masse avec la balance fiabilisées, des tests de givrage ont été effectués afin de comparer les mesures obtenues avec celles issues des hygromètres à miroir. La Figure 17 présente des exemples de comparaison. On constate que pour certains tests, les mesures via ces deux méthodes différentes donnent des résultats très proches. Dans d'autres cas comme celui du graphique en bas à gauche de la figure, on observe des écarts dus à des perturbations de la mesure de masse par la balance. Dans d'autres cas, la mesure de la masse n'est pas exploitable (non présenté sur la figure). Cependant, quand des profils propres d'augmentation de la masse sont obtenus avec la balance, les hygromètres à miroir corroborent assez finement les résultats obtenus (écarts inférieurs à 10% environ). Ces tests valident donc les mesures effectuées.

Lors de ce travail, il est apparu que les mesures avec la balance ne sont vraiment pas évidentes. D'autre part, les mesures via les hygromètres à miroir sont beaucoup plus faciles à obtenir et sont bien répétables.

Puisque les mesures par hygromètres ont été validées par les mesures de la balance, il a été finalement décidé d'utiliser préférentiellement les mesures des hygromètres à miroir dans la suite du travail.

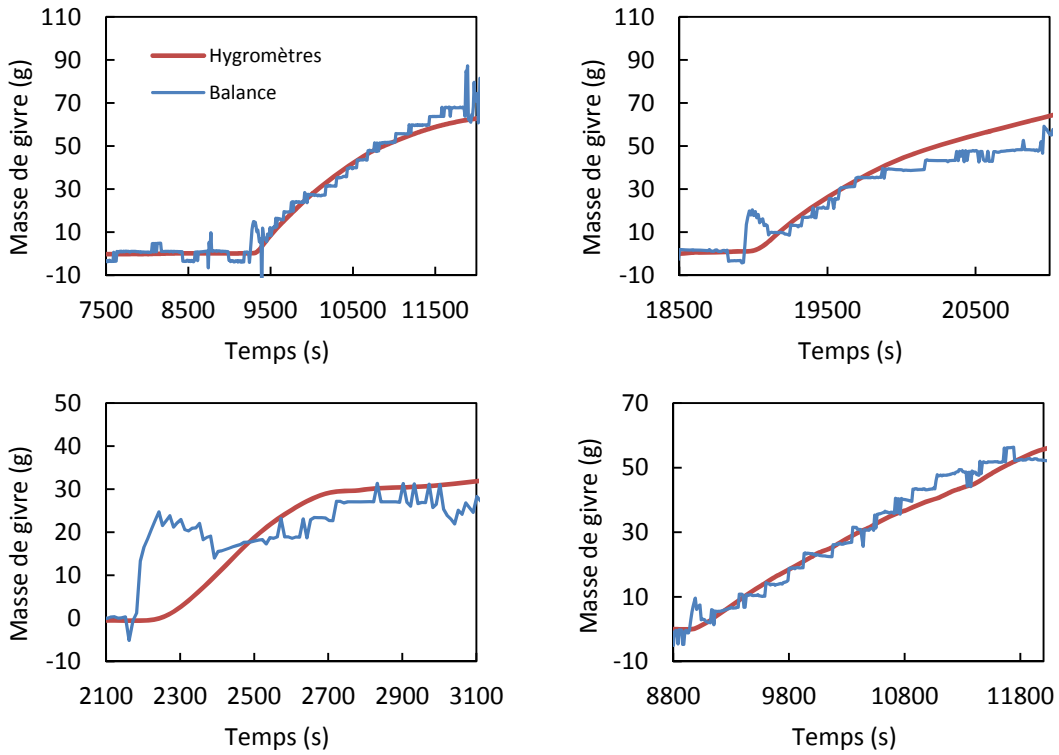


Figure 17 : Comparaison de la détermination de la masse via la balance et via les hygromètres

3.8 Réduction des données et calcul d'incertitude

Comme explicité auparavant, le premier objectif des tests est d'obtenir les puissances thermiques, la masse de givre et les pertes de charge côté air. En utilisant les grandeurs mesurées par les différents capteurs présentés précédemment, les puissances sensibles, latentes et totales de l'échangeur sont calculées par les équations suivantes :

$$\dot{Q}_{HX,sens} = \dot{m}_{air,tot} \cdot c_{p,air} \cdot \left(T_{air,HXout} - T_{air,HXin}\right) \tag{31}$$

$$\dot{Q}_{HX,lat} = \dot{m}_{dryair,tot} \cdot L_{sv} \cdot \left(w_{air,HXout} - w_{air,HXin}\right) \tag{32}$$

$$\dot{Q}_{HX,tot} = \dot{Q}_{HX,sens} + \dot{Q}_{HX,lat} \tag{33}$$

Avec $\dot{m}_{dry\,air,tot} \approx \dot{m}_{air,tot}$ et $c_{p,air}$ calculé en utilisant les propriétés de l'air en entrée d'échangeur.

De plus, la masse de givre est déterminée via les hygromètres comme suit :

$$m_{fr} = \int_0^t \dot{m}_{dry\ air,tot} \cdot \left(w_{air,HX\ in} - w_{air,HX\ out}\right) \cdot dt \tag{34}$$

Finalement, les pertes de charge côté air sont obtenues directement par le capteur (pas d'équations intermédiaires).

En utilisant les équations (31) à (34) et les corrélations classiques de l'air humide, ainsi que le Tableau 1 indiquant les précisions des capteurs, les incertitudes des variables indirectes sont calculées selon la méthodologie décrite dans la norme NF ISO/CEI GUIDE 98. Les résultats finaux sont présentés dans le Tableau 2.

Tableau 2 : Incertitudes finales (niveau de confiance à 95%)

Quantité	(Niveau de référence)	Incertitude absolue	Incertitude relative
$\dot{Q}_{HX,\,sens}$	(200 W)	+/- 8.3 W	+/- 4.1%
$\dot{Q}_{HX\,,\,lat}$	(100 W)	+/- 7.7 W	+/- 7.1%
$\dot{Q}_{HX}$	(300 W)	+/- 11.5 W	+/- 3.7%
m_{fr}	(50 g)	+/- 3.6 g	+/- 7.1%

Par ailleurs, le deuxième objectif du banc d'essai est de déterminer le facteur de correction $\Gamma(\delta_{\mathrm{fr,max}})$ de l'équation (20). Puisque ce facteur dépend de l'épaisseur du givre, un modèle complet de réduction des données, avec givrage, est nécessaire comme présenté dans (Xia et al., 2006). Habituellement, dans ce genre de modèle de réduction, des valeurs moyennes des propriétés du givre sont considérées. Cependant, le modèle de réduction de données doit ici pouvoir prédire l'épaisseur maximale de givre, puisque c'est par rapport à cette dernière qu'on cherche à construire la corrélation, et non l'épaisseur moyenne de givre. De plus, pour ces cas d'échangeurs de chaleur pouvant impliquer des conditions mixtes sèches et avec givre, les modèles de réduction de données classiques peuvent être utilisés de manière inappropriée conduisant à des résultats erronés comme présenté dans l'annexe F du rapport (Jacobi et al., 2005). Par conséquent, le modèle de réduction des données choisi est en fait directement le modèle d'échangeur de chaleur présenté dans la section 2, mais en intervertissant un paramètre d'entrée et une variable de sortie. Au lieu d'utiliser une corrélation connue pour Γ pour calculer Δp_{air}, Δp_{air} est connu ici en tant que donnée expérimentale et le modèle complet d'échangeur est exécuté afin de calculer Γ ainsi que $\delta_{\mathrm{fr,max}}$ pour chaque pas de temps du test simulé. On peut alors déterminer Γ en fonction de $\delta_{\mathrm{fr,max}}$. Afin de pouvoir procéder ainsi, le caractère acausal du langage de simulation Modelica a été utile (voir l'annexe 1 pour les précisions sur Dymola et Modelica). En effet, afin d'intervertir une entrée et une sortie du modèle, il n'a pas été nécessaire de réécrire profondément le modèle (contrairement à ce qui aurait pu arriver par exemple avec un programme en C). Il a simplement été nécessaire de modifier deux lignes de code. À noter par ailleurs que les incertitudes de cette approche sont indiquées dans la section 4.3 présentant le développement de la corrélation.

4 Résultats

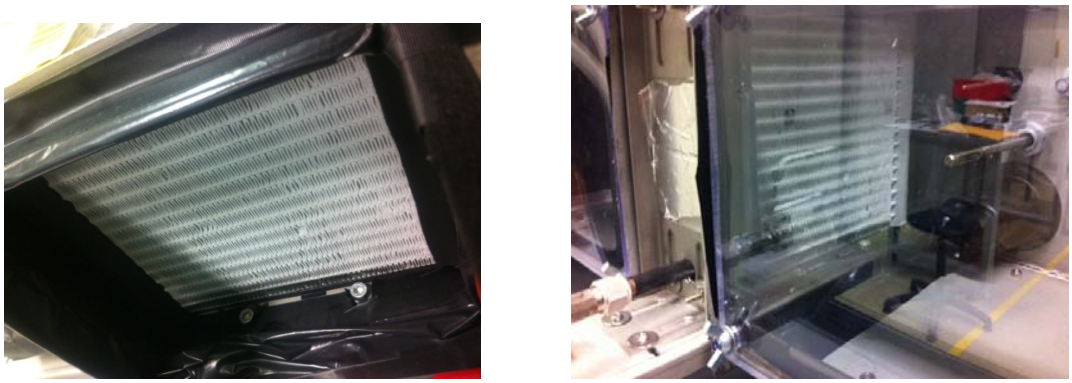
4.1 Visualisation du développement de givre

La Figure 18 présente deux photos de l'échangeur de chaleur en fin de test de givrage (pour de l'air à 16°C et 55% d'humidité, vitesse d'air initiale 1.8 m.s^{-1} et un caloporteur à -7°C ; un des premiers tests de givrage fait pour prendre en main le banc ; non indiqué dans le Tableau 4). On observe que le givre est développé sur la face amont et est très peu, voire pas du tout, présent sur la face aval. On observe donc une très forte hétérogénéité du givrage dans la profondeur de l'échangeur. Le même genre de constatations a été fait pour tous les essais subséquents.

Face amont *Face aval (même instant)*

Figure 18: Observation du développement du givre sur l'échangeur de chaleur

Comme dit précédemment, le montage expérimental est fait pour permettre des profils de givrage homogène (givrage des faces homogènes) comme le montre la Figure 19a. Pour information, la Figure 19b montre le cas avec débit de fluide modéré. On constate alors un givrage hétérogène avec plus de givre en entrée de caloporteur qu'en sortie.



a) Profil de givrage homogène avec débit élevé de fluide *b) Profil de givrage hétérogène pour débit de fluide modéré*

Figure 19 : Comparaison du givre dans cas avec débit normal de caloporteur et un cas avec débit élevé

Une visualisation préliminaire avec un microscope électronique avait été aussi réalisée avec le même banc d'essai, mais avec un échangeur à tubes ronds et ailettes planes (de même section frontale que l'échangeur de type MCHX). Cette visualisation sort du cadre de la présente étude portant sur un échangeur à tubes plats et ailettes à persiennes, cependant, le phénomène de givrage sur l'ailette est le même et il est intéressant de présenter les photos prises.

Les photos correspondent à un test réalisé avec de l'air à 5°C et 90% d'humidité pour un caloporteur à -5°C, donc des conditions similaires à celles considérées pour l'étude du MCHX. La durée du givrage fut de 30 minutes.

Les 5 premières photos correspondent aux phases rapides de début de givrage. Il est ici très intéressant de constater que la condensation de l'eau se fait d'abord sous forme liquide (photo #2). Seulement après quelques secondes, on observe un changement rapide : les gouttes d'eau liquide gèlent. Par rapport à l'ensemble des gouttes, le changement est rapide, mais pas instantané. On peut ainsi observer sur la photo #3 que quelques gouttes sont encore liquides alors que la majorité a gelé. On observe la transition par le changement de couleur de la goutte qui est lui instantané (à vue d'œil en tout cas).

Ensuite, les cristaux de glace se développent à partir de ces premières gouttes gelées. Pour notre cas, il a été difficile d'observer la phase de développement 1D des cristaux qui précède la croissance 3D de givre à proprement parler comme décrit dans le chapitre précédent. Cependant, globalement, nous avons pu observer les phénomènes rapportés dans la littérature. En particulier, nous avons pu constater la rapidité des phases initiales par rapport à la durée complète du givrage permettant de soutenir l'approche de modélisation négligeant ces phases initiales (voir chapitre précédent).

Photo #1

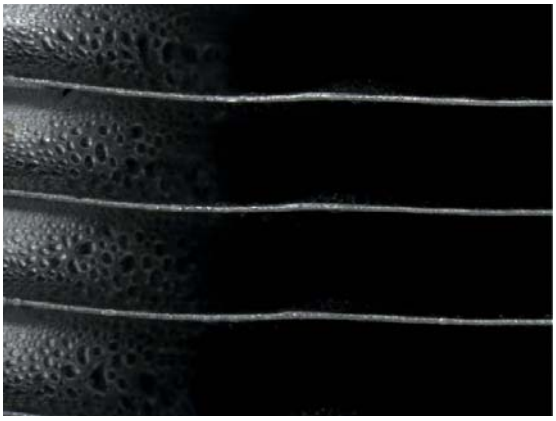


Photo #2

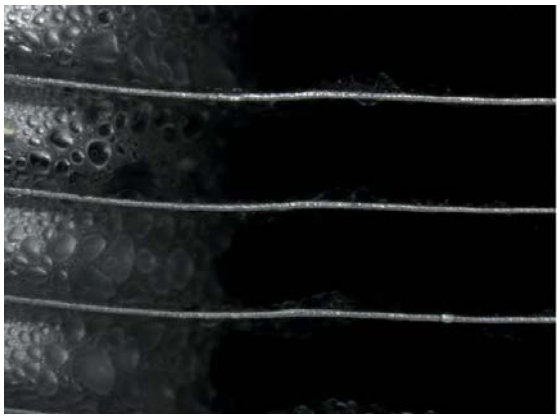


Photo #3

Photo #4

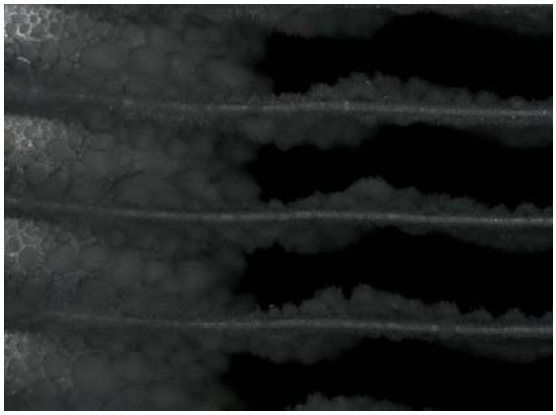


Photo #5

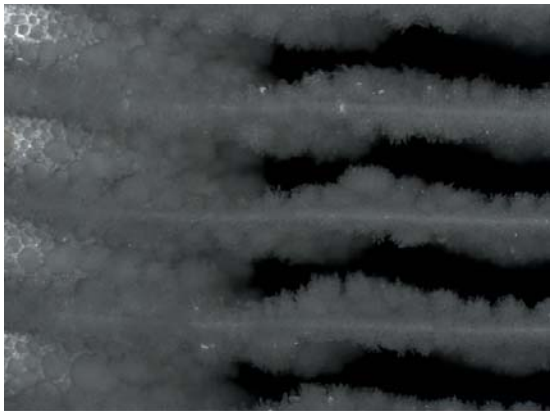


Photo #6

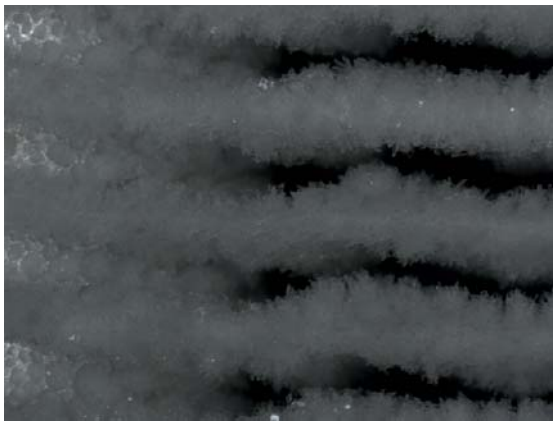


Photo #7

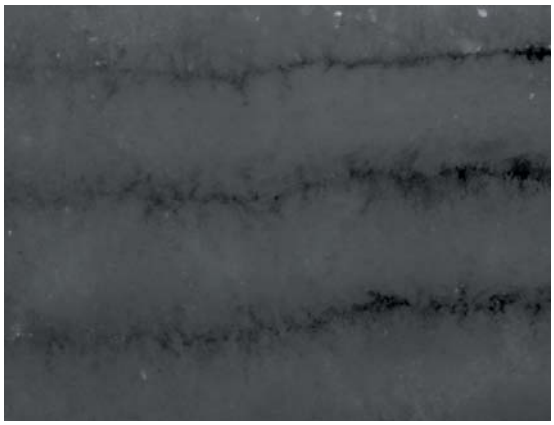


Photo #8

Figure 20: Visualisation locale du givrage

4.2 Validation du modèle en régime sec

Avant de poursuivre le travail sur le givrage, le modèle a été validé une première fois en régime sec. Pour ce faire, un test a été conduit avec les 4 points d'opération présentés dans le Tableau 3. On a cherché à mettre en lumière en particulier l'impact de la vitesse d'air en plus de la température d'air.

Tableau 3 : Points d'opération cible pour le cas régime sec

Point #	Température d'air en entrée (°C)	Humidité absolue d'air en entrée ($kg.kg^{-1}$)	Vitesse d'air initiale en entrée de MCHX ($m.s^{-1}$)	Température d'entrée du caloporteur (°C)	Débit du caloporteur ($m^3.h^{-1}$)
1	30	0.004	2	15	0.7
2	30	0.004	**1**	15	0.7
3	**25**	0.004	1	15	0.7
4	25	0.004	**2**	15	0.7

Concrètement, un seul test a été réalisé durant lequel les conditions d'opération étaient variées pour passer d'un point à un autre. Les résultats sont présentés dans la Figure 21. Tout d'abord, on peut noter des variations de la puissance entre 4400 et 6000 secondes pouvant s'apparenter à deux oscillations. Elles sont dues au contrôle de la batterie chaude qui permet d'ajuster la température d'air en entrée d'échangeur. Cependant, ces variations dynamiques ne sont pas problématiques. En effet, pour mener la comparaison, le modèle est simulé avec comme conditions d'entrée, les conditions expérimentales mesurées.

On constate sur la Figure 21 une très bonne adéquation entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux. L'erreur sur la puissance est inférieure à 5% à chaque instant. En ce qui concerne la perte de charge, l'erreur est inférieure à +/- 3 Pa. En erreur relative, cela donne +8% vers 30 Pa et évidemment, cette erreur augmente pour les pertes de charge très faibles de l'ordre de 10 Pa, mais dans ce cas le pourcentage n'est pas significatif.

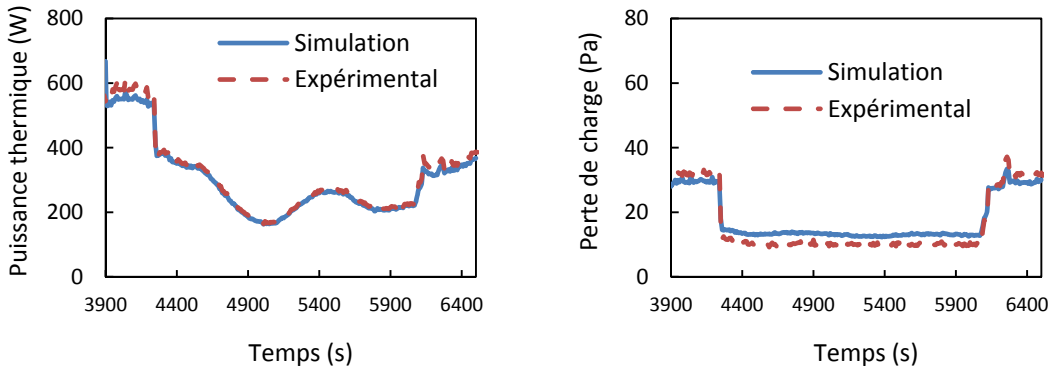


Figure 21: Comparaison de la simulation et de l'expérimental en condition sèche

4.3 Corrélation pour le calcul de la perte de charge

Afin de déterminer le facteur de correction Γ en fonction de $\delta_{fr,max}$, plusieurs tests expérimentaux ont été menés. Les conditions de test sont présentées dans le Tableau 4. Elles ont été choisies pour correspondre à des valeurs typiques rencontrées dans la climatisation automobile sauf pour le débit du fluide interne qui a été maximisé afin de limiter les différences de température entre entrée et sortie du fluide interne. Ces dernières étaient de l'ordre de 0.2 à 0.5°C. Ceci permet donc d'avoir un $\delta_{fr,max}$ similaire dans tous les canaux d'air.

Tableau 4 : Conditions d'opération

Test #	Température d'air en entrée (°C)	Humidité absolue d'air en entrée ($kg.kg^{-1}$)	Vitesse d'air initiale en entrée de MCHX ($m.s^{-1}$)	Température d'entrée du caloporteur (°C)	Débit du caloporteur ($m^3.h^{-1}$)
1	5.5 (+/- 0.3)	0.0043 (+/- 0.00007)	1.0 (+/- 0.05)	-5.0 (+/- 0.2)	0.65 (+/- 0.005)
2	5.5 (+/- 0.6)	0.0043 (+/- 0.00010)	1.9 (+/- 0.02)	-5.2 (+/- 0.25)	0.65 (+/- 0.005)
3	7.5 (+/- 0.5)	0.0041 (+/- 0.00005)	2.0 (+/- 0.05)	-7.6 (+/- 0.2)	0.625 (+/- 0.008)
4	2.5 (+/- 0.5)	0.0039 (+/- 0.00005)	2.05 (+/- 0.05)	-8.8 (+/- 0.25)	0.625 (+/- 0.005)

Note : les valeurs entre parenthèses sont les déviations maximums des paramètres durant les essais

Dans le but de développer une corrélation la plus générale possible, l'épaisseur maximale de givre adimensionnée, définie par l'équation (35), est utilisée. Avec cette définition, l'épaisseur adimensionnée de givre est égale à 1 quand le canal d'air entre les ailettes est complètement bloqué.

$$\delta^*_{fr,\max} = \frac{\delta_{fr,\max}}{F_S / 2} \tag{35}$$

En utilisant le modèle complet de MCHX (discrétisé en 10 éléments le long de la direction de l'écoulement d'air et un seul élément le long des tubes puisque le montage expérimental permettait d'obtenir des variations négligeables de température du caloporteur), Γ et $\delta_{fr,max}$ sont déterminés tout au long de la phase de givrage pour les 4 cas expérimentaux considérés. Comme le montre la Figure 22a, les facteurs de correction obtenus pour les différents tests sont tous approximativement sur la même courbe. On observe en début de givrage une phase durant laquelle le facteur de correction du facteur de friction, et donc le facteur de friction lui-même, diminue. Ceci doit correspondre au bouchage des persiennes qui a pour conséquence d'éliminer les pertes de charge accrues des persiennes. Ensuite, le facteur de friction augmente comme attendu à cause du développement de givre. Enfin, quand le givrage touche à sa fin, on constate une tendance à la diminution du facteur de friction. Ceci est peut-être dû à un écoulement de l'air au travers des pores de la couche de givre qui devient de moins en moins négligeable puisque le passage normal de l'air est très restreint à ce stade.

Puisque les facteurs de correction obtenus suivent la même courbe, une corrélation peut être établie. Un polynôme du 6e ordre est choisi pour décrire la courbe. Il est présenté par l'équation (36) et est ajouté dans la Figure 22. Il décrit 91.6% des données expérimentales dans une plage d'erreur de +/-10% (voir Figure 22b). Cette corrélation est par la suite ajoutée au modèle mathématique présenté en section 2.

$$\Gamma = -73.88 \cdot \left(\delta^*_{fr,\max}\right)^6 + 232.97 \cdot \left(\delta^*_{fr,\max}\right)^5 - 254.77 \cdot \left(\delta^*_{fr,\max}\right)^4 + 105.41 \cdot \left(\delta^*_{fr,\max}\right)^3 - 8.3385 \cdot \left(\delta^*_{fr,\max}\right)^2 - 1.8953 \cdot \left(\delta^*_{fr,\max}\right) + 1.005 \quad (36)$$

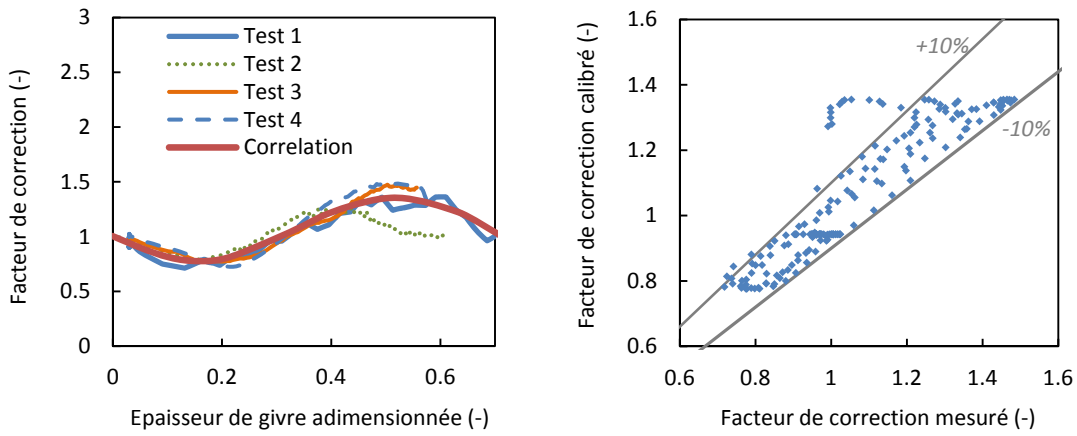


Figure 22: Facteur de correction du facteur de friction pour le givrage. (a) profils des facteurs de correction en fonction de l'épaisseur max de givre adimensionnée pour les 4 tests et la corrélation associée. (b) valeurs corrélées versus valeurs mesurées (avec la plage +/- 10% d'erreur).

4.4 Validation du modèle en condition de givrage

Les mêmes conditions expérimentales que précédemment (Tableau 3) sont utilisées pour mener la comparaison avec le modèle. Un aspect important est le débit d'air qui n'a pas été imposé comme constant. Le ventilateur a été opéré dans des conditions fixes (tension et fréquence à ses bornes). Ainsi, le débit d'air est laissé libre d'évoluer suivant l'équilibre aéraulique entre le ventilateur et l'échangeur de chaleur. Pour chaque test, une courbe de ventilateur différente a été utilisée (voir Figure 23). À noter que les courbes présentées incluent l'ensemble du circuit aéraulique hors échangeur. Ceci permet donc de considérer seulement ce ventilateur équivalent et l'échangeur de chaleur. Ces courbes ont été déterminées expérimentalement. Dans le banc d'essai, un seul ventilateur était présent, mais en jouant sur sa vitesse de rotation ainsi que sur les registres, la courbe caractéristique était ajustable.

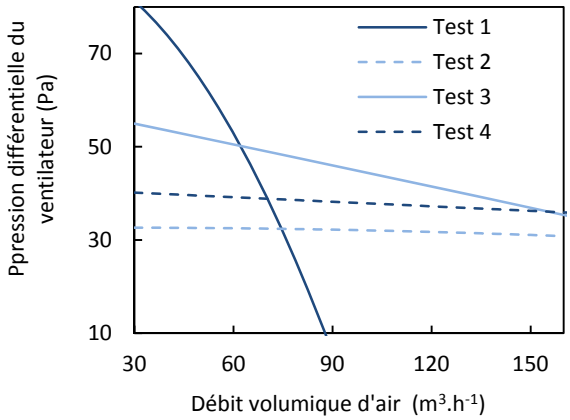


Figure 23: Courbe caractéristique du ventilateur pour les différents tests

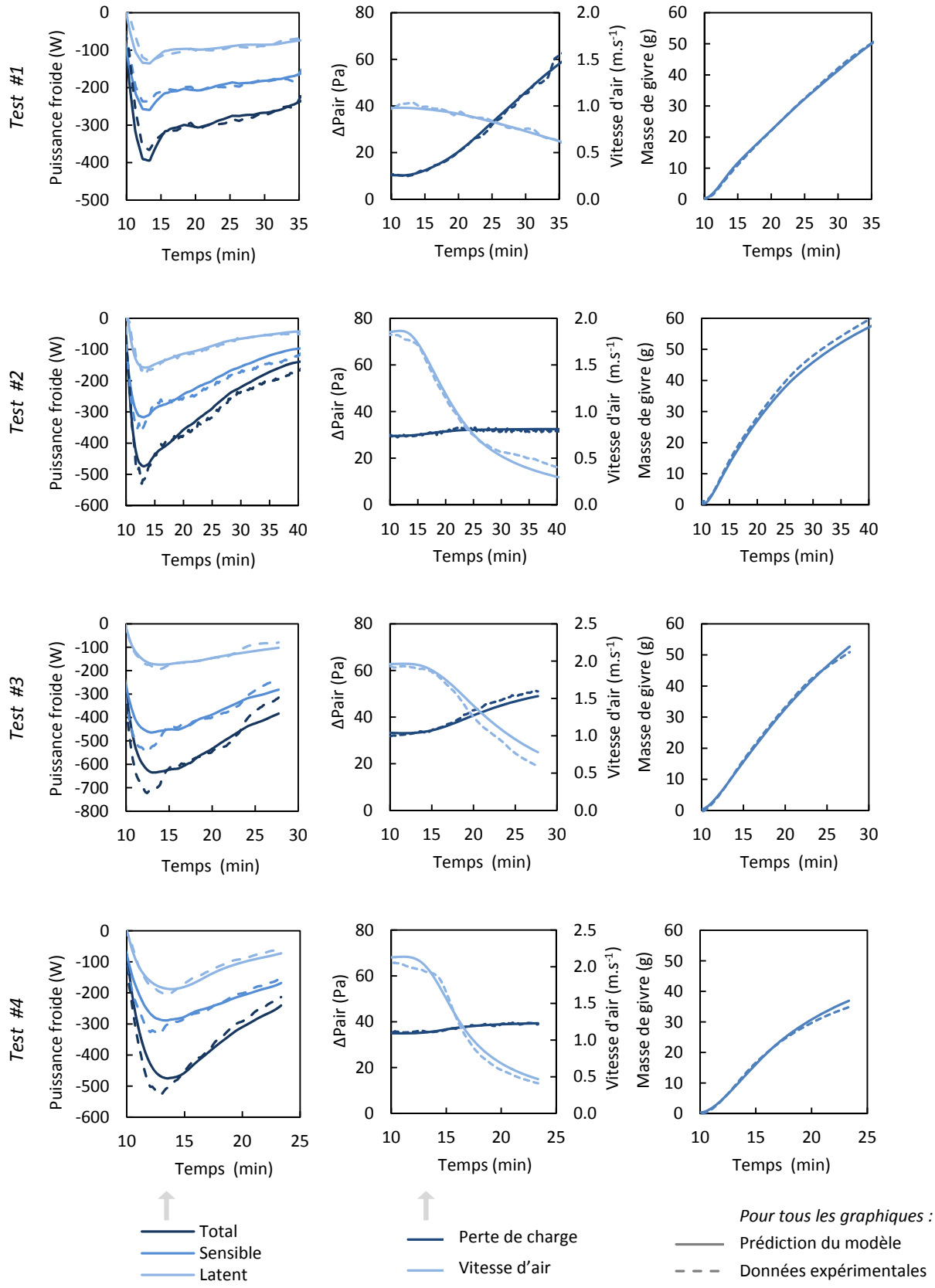


Figure 24: Comparaison entre simulation et expérimental pour les 4 tests de givrage.

La Figure 24 présente les résultats de simulation ainsi que les résultats expérimentaux de l'échangeur pour la puissance thermique de refroidissement côté air, la perte de charge côté air, la vitesse d'air en entrée de l'échangeur de chaleur ainsi que la masse de givre déposée sur l'ensemble de l'échangeur. Pour ces simulations, le MCHX était toujours discrétisé en 10 éléments le long de la direction de l'écoulement d'air et un seul élément pour le caloporteur le long des tubes.

En termes de résultats, il peut tout d'abord être observé que la masse de givre est bien prédite. La déviation de type « *normalized root mean square* » (nRMS) est de 1.7% (la normalisation de la déviation dans ce travail est faite par rapport à la valeur maximale au cours du test). Les études précédentes de la littérature ont aussi montré de bonnes prédictions de la masse de givre. De plus, elles prédisent également habituellement bien les puissances thermiques. Cependant, cela est en général fait en imposant le débit d'air mesuré pendant les essais. Ceci aide les prédictions puisque le paramètre le plus influant sur l'évolution de la performance de l'échangeur durant le givrage est justement le débit d'air. Avec le présent modèle, le débit d'air n'est pas imposé, mais est calculé via l'interaction entre les pertes de charge de l'échangeur et la courbe caractéristique du ventilateur. Comme montré dans la Figure 24, les pertes de charge sont ici bien prédites avec une déviation nRMS pour l'ensemble des 4 cas de 1.7%. Ainsi, le débit d'air est bien représenté : déviation nRMS de 3.9%. Finalement, cela résulte en une bonne prédiction globale de la puissance thermique avec une déviation nRMS pour l'ensemble de 4 cas de 3.8% (la nRMS est basée sur les 3 types de puissances thermiques et la normalisation est faite selon la puissance totale maximale).

Dans la démarche précédente, l'impact du givre sur le facteur de friction a été intégré en multipliant le facteur de friction en cas sec par une corrélation spécifique. La même méthodologie pourrait être appliquée au coefficient de convection thermique. Comme expliqué dans la section 2.2.1, l'impact du givre sur le coefficient de convection a été pris en compte dans le calcul du Reynolds et de la section de passage libre via la prise en compte de l'épaisseur maximale. Ainsi, il peut ici être conclut que, avec ce modèle, il n'est pas nécessaire d'affiner la méthode de calcul du coefficient d'échange pour obtenir de bons résultats. Cela confirme que la chute de la puissance thermique est en premier lieu due à la chute du débit d'air et non à la chute du coefficient de convection thermique. De plus, cela suggère que, parmi d'autres aspects, le blocage des interstices entre les persiennes et le plan principal de l'ailette est compensé en partie par l'augmentation de turbulence générée par le givre.

4.5 Comparaison expérimentale du développement du givre sur un échangeur complet

La section précédente a permis de valider le modèle avec une méthodologie spécifique, notamment avec un petit échangeur ayant des températures de fluide interne quasi constantes. Ainsi, il a été souhaité de mener des comparaisons avec d'autres données expérimentales, issues d'autres montages expérimentaux et pour des échangeurs différents. Pour ce faire, les données expérimentales reportées dans (Jacobi et al., 2005) ont été utilisées.

Ci-dessous, le banc d'essai est brièvement présenté avant de passer aux conditions d'essais, qui intègrent aussi la description des échangeurs testés. Finalement, les résultats du modèle sont comparés aux résultats expérimentaux de Jacobi et al. (2005).

4.5.1 Description du dispositif expérimental

La Figure 25 présente le montage expérimental utilisé dans (Jacobi et al., 2005). Contrairement à notre montage précédent, l'échangeur de chaleur est installé ici dans une chambre climatique. Une conduite d'air est ajoutée en aval de l'échangeur afin de pulser l'air via un ventilateur et notamment de mesurer le débit d'air. Une autre différence importante porte sur le débit d'air qui a été ici maintenu constant durant la phase de givrage.

Tout comme pour notre montage, l'échangeur complet est pesé en continu afin de connaître la masse de givre accumulée.

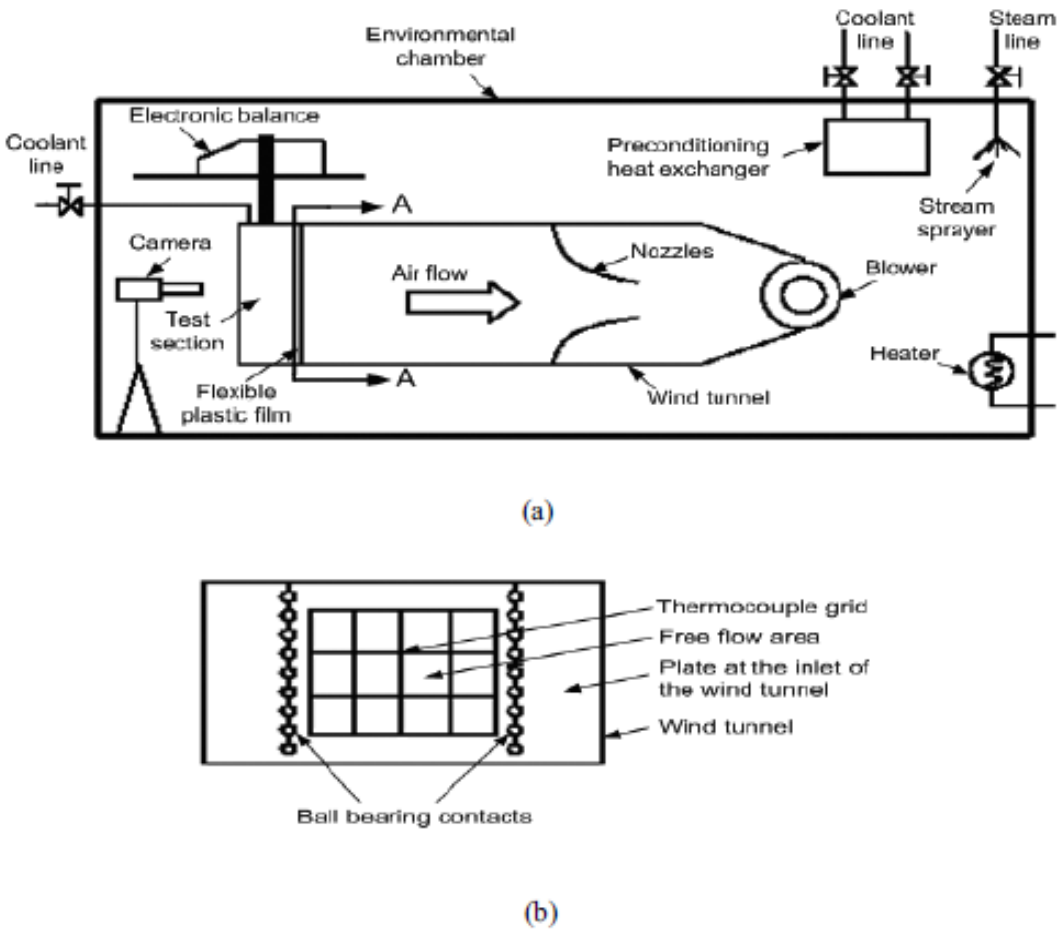


Figure 25: Montage expérimental utilisé dans (Jacobi et al., 2005). (a) Schématisation du montage, (b) Vue de face

4.5.2 Les conditions d'essais

Deux échangeurs sont considérés ici. Ils sont présentés dans le Tableau 5. Les deux échangeurs sont de taille typique des condenseurs automobiles et possèdent les mêmes caractéristiques, notamment en termes de surface totale d'échange, mais se distinguent l'un de l'autre par le pas d'ailette et la largeur des tubes. Ainsi, ils doivent aboutir à des résultats de givrage très différents.

Tableau 5 : Géométries d'échangeurs testés.

MCHX #	Surface totale côté air (m^2)	Dimension frontale du MCHX (m^2)	Pas transversal des tubes (mm)	Largeur de tube (mm)	Épaisseur de tube (mm)	Pas d'ailette (mm)	Épaisseur d'ailette (mm)	Angle des persiennes (°)	Pas de persiennes (mm)
26	4.176	0.4064 x 0.381	10	13.54	1.88	1.06	0.18	27	1.4
27	4.079	0.4064 x 0.381	10	25.40	1.88	2.12	0.18	27	1.4

Deux cas de test sont considérés. Ils correspondent aux conditions décrites dans le Tableau 6. Les conditions se rapprochent également du cas de pompe à chaleur pour véhicule.

Tableau 6 : Conditions d'opération (les valeurs entre parenthèses sont les déviations maximales des paramètres durant les essais).

Test #	Température d'air en entrée (°C)	Humidité absolue d'air en entrée ($kg.kg^{-1}$)	Vitesse d'air initiale en entrée de MCHX ($m.s^{-1}$)	Température d'entrée du caloporteur (°C)	Débit du caloporteur ($m^3.h^{-1}$)
A	1.8 (+/- 0.3)	0.00336 (+/- 0.00018)	0.78 (+/- 0.01)	-10.4 (+/- 0.4)	0.1055 (+/- 0.0004)
B	1.8 (+/- 0.4)	0.00324 (+/- 0.00023)	0.86 (+/- 0.015)	-10.4 (+/- 0.2)	0.1055 (+/- 0.0003)

A noter que les numérotations des échangeurs et des conditions d'opération correspondent à celles indiquées dans (Jacobi et al., 2005). Par la suite, le cas 26-A signifie que l'on fait référence à l'échangeur #26 dans les conditions du test #A.

4.5.3 Comparaison entre modèle et expérimental

La Figure 26 présente la comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques en termes de masse de givre et de pertes de charge pour 3 cas issus de (Jacobi et al., 2005). Ici, l'échangeur a été discrétisé en 8 segments le long de l'écoulement d'air et 3 segments le long des tubes de réfrigérant, soit un total de 24 volumes d'air.

Le modèle prédit la masse de givre de manière précise. La déviation nRMS pour l'ensemble des trois simulations est de 4%. Le modèle est capable de prédire les pertes de charge côté air, mais la déviation augmente, particulièrement pour le cas 26-A. En effet, la déviation nRMS atteint 26% spécifiquement pour le cas 26-A. Pour les cas 27-A et 27-B, les déviations nRMS sont respectivement de 6 et 5%.

Il peut être observé ici que les pertes de charge augmentent de manière extrêmement prononcée pour le cas 26-A, cas qui correspond à un échangeur avec pas d'ailette très faible (1.06mm ; les pas d'ailette pour les condenseurs de climatisation automobile ont habituellement des pas supérieurs à 1.3). Puisque le profil des pertes de charge tend à être vertical, un léger décalage de la courbe numérique dans le temps induit une erreur relative très importante. Pour des conditions d'opération normales, les pertes de charge n'augmenteraient pas de manière aussi abrupte. Effectivement, le débit d'air est maintenu constant pour ces tests alors que dans la réalité, le débit d'air chuterait de manière drastique à cause de l'augmentation des pertes de charge. Ainsi, les erreurs de prédiction n'augmenteraient pas autant. De plus, il peut être noté que la corrélation du facteur de correction utilisée dans ce modèle a été développée pour l'échangeur présenté en section 3.5. Dans l'absolu, la corrélation doit dépendre des conditions d'opération et de la géométrie de l'échangeur comme suggéré dans (Xia et Jacobi, 2010) et (Ye et Lee, 2013). Ceci peut expliquer une partie de l'augmentation de la déviation.

Les puissances thermiques expérimentales ne sont pas communiquées dans (Jacobi et al., 2005). Ainsi, aucune comparaison en puissance n'est réalisée ici.

À la vue de ces résultats, le modèle est capable de prédire l'impact du pas d'ailette comme indiqué par la comparaison des cas 26-A et 27-A. De plus, la comparaison entre le cas 27-A et 27-B suggère que le modèle est aussi capable de saisir l'impact de l'humidité. Finalement, le modèle décrit de manière satisfaisante les performances d'un échangeur de chaleur de type MCHX de taille typique.

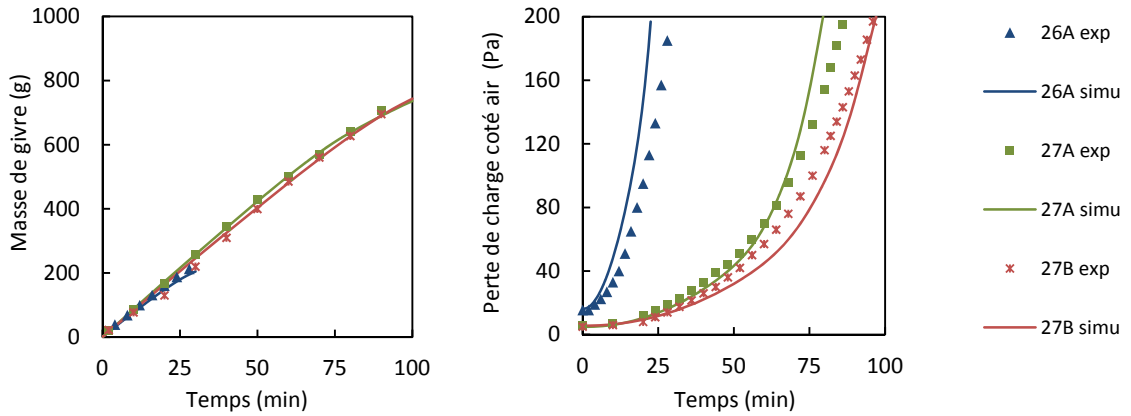


Figure 26: Comparaison des résultats de simulation avec trois cas expérimentaux reportés par Jacobi et al. (2005).

5 Conclusion

Un modèle mathématique d'un échangeur de chaleur à microcanaux (MCHX ou échangeur à tube plat ou encore échangeur à mini-canaux) et avec ailettes à persiennes a été développé dans ce chapitre afin de prédire la croissance de givre sur l'échangeur ainsi que les performances thermiques et aérauliques. **Le modèle dynamique proposé est basé sur une approche pseudo 3D capable de prédire la non-uniformité du développement du givre sur l'échangeur ainsi que les impacts sur le débit d'air**. Le givre est modélisé comme une couche poreuse de glace sujette à la conduction thermique, la diffusion de vapeur d'eau et la condensation solide de vapeur d'eau. Les bilans de masse, d'énergie et de quantité de mouvement sont appliqués afin de déterminer les états de l'air et du caloporteur.

La perte de charge côté air est un facteur clé pour la prédiction des performances thermiques. En effet, l'accroissement de la perte de charge réduit de manière très importante le débit d'air et par conséquent la performance thermique. Ainsi, les pertes de charge côté air doivent être considérées afin d'obtenir un modèle prédictif d'échangeur de chaleur en condition de givrage. Dans ce chapitre, **les pertes de charge sont calculées en considérant l'épaisseur maximale de givre locale**, c'est-à-dire l'épaisseur maximale dans chaque canal d'air. De plus, les données expérimentales sont utilisées pour développer une corrélation qui permet de prendre en compte l'effet du givre sur le facteur de friction (voir Figure 27). **La corrélation décrit 91.6% des données dans un intervalle d'erreur de +/-10%**.

Le modèle est ensuite validé avec nos propres mesures expérimentales. Le modèle démontre de bonnes habiletés à prédire la croissance de givre ainsi que les performances thermiques et aérauliques d'un ensemble constitué d'un échangeur MCHX et d'un ventilateur. **La déviation nRMS est de 1.7% pour les pertes de charge et 3.8% en ce qui concerne les puissances thermiques** (voir Figure 28 pour un exemple de validation sur la puissance). De plus, le modèle fut comparé à des données expérimentales de la littérature. Pour ces dernières, le modèle est également capable de prédire le comportement des MCHX avec une faible déviation sur la masse de givre (nRMS de 4%) et une déviation pour les **pertes de charge côté air acceptable, mais quelque peu augmentée à cause du débit d'air fixe imposé : la déviation nRMS est de 6% en général et monte à 26% dans un cas** (voir Figure 29). Les impacts du pas d'ailette et de l'humidité sont bien prédits par le modèle.

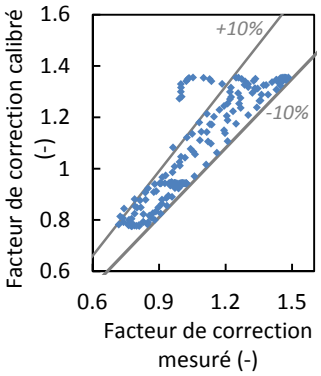


Figure 27 : Correction de *f* due au givre

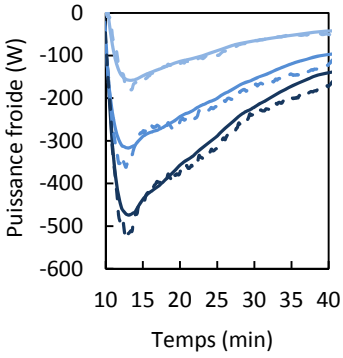


Figure 28 : Validation du modèle sur un échantillon de MCHX

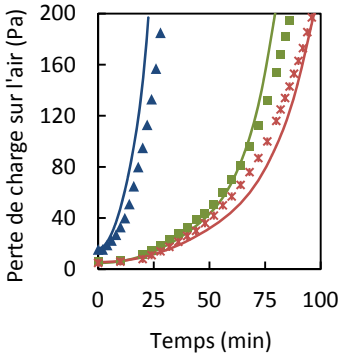


Figure 29 : Comparaison du modèle avec des données de la littérature

Les tests expérimentaux menés dans ce chapitre se sont concentrés sur un seul MCHX à ailettes persiennées. L'échangeur était de taille réduite afin de pouvoir étudier l'impact de l'épaisseur maximale de givre dans un canal d'air. Afin d'aller plus loin, **il serait intéressant de poursuivre les tests expérimentaux pour d'autres géométries** de taille réduite, tout d'abord, pour des géométries typiques de MCHX à persiennes, mais en faisant varier les différents paramètres (pas d'ailette, profondeur de l'échangeur…). Ensuite, d'autres types d'ailettes pourraient être étudiés (ailettes ondulées, ailettes discontinues…). Par ailleurs, il faudrait élargir la plage des conditions d'opération. Ce travail conséquent permettrait d'établir des corrélations avec de larges plages de validité pour chaque technologie en prenant en considération les dépendances aux différents paramètres le cas échéant. Dans la continuité de ce travail, il serait aussi intéressant de réaliser des tests de validation de modèle sur des échangeurs complets avec différentes géométries et architectures de passes. Les cas avec ventilateur intégré sur l'échangeur, et donc avec écoulement perturbé, pourraient être considérés.

Au-delà de ces perspectives qui étendraient la portée de l'approche suivie, il est aussi possible d'aller dans une autre direction, en utilisant directement le présent modèle. Effectivement, ce modèle peut servir à la conception des MCHX qui opèrent en conditions de givrage. En particulier, il peut permettre de **développer des concepts innovants d'échangeurs de chaleur améliorant significativement la tenue au givrage**. C'est justement l'objectif du prochain chapitre.

Bibliographie

Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2011. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed. John Wiley & Sons.

Brèque, F., Nemer, M., 2016. Frosting modeling on a cold flat plate: comparison of the different assumptions and impacts on frost growth prediction. Int. J. Refrig. doi:doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.06.010

Chang, Y.-J., Wang, C.-C., 1997. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. Int. J. Heat Mass Transf. 40, 533–544. doi:10.1016/0017-9310(96)00116-0

Chen, H., Thomas, L., Besant, R.W., 2003. Fan supplied heat exchanger fin performance under frosting conditions. Int. J. Refrig. 26, 140–149. doi:10.1016/S0140-7007(02)00011-7

Getu, H.M., Bansal, P.K., 2011. New frost property correlations for a flat-finned-tube heat exchanger. Int. J. Therm. Sci. 50, 544–557. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2010.11.007

Hermes, C.J.L., 2012. An analytical solution to the problem of frost growth and densification on flat surfaces. Int. J. Heat Mass Transf. 55, 7346–7351. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.070

Jacobi, A.M., Park, Y., Tafti, D., Zhang, X., 2001. An assessment of the state of the art, and potential design improvements, for flat-tube heat exchangers in air conditioning and refrigeration applications - Phase 1. Arlington, VA (US). doi:10.2144/000113884

Jacobi, A.M., Park, Y., Zhong, Y., Michna, G., Xia, Y., 2005. High performance heat exchangers for air-conditioning and refrigeration applications (non-circular tubes). Rapport. Air-Conditioning and Refrigeration Center.

Jones, B.W., Parker, J.D., 1975. Frost Formation With Varying Environmental Parameters. J. Heat Transfer 97, 255–259.

Khan, M.G., Fartaj, A., 2011. A review on microchannel heat exchangers and potential applications. Int. J. Energy Res. 35, 553–582. doi:10.1002/er

Kim, M.H., Bullard, C.W., 2005. Erratum: Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers (International Journal of Refrigeration (2002) 25 (390-400) DOI: 10.1016/S0140-7007(01)00025-1). Int. J. Refrig. 28, 967–968. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.03.010

Kondepudi, S.N., O'Neal, D.L., 1993. Performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions: I. Simulation model. Int. J. Refrig. 16, 175–180. doi:10.1016/0140-7007(93)90045-A

Le Gall, R., Grillot, J.M., 1997. Modelling of frost growth and densification. Int. J. Heat Mass Transf. 40, 3177–3187.

Lee, K.S., Kim, W.-S., Lee, T.-H., 1997. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface. Int. J. Heat Mass Transf. 40, 4359–4365. doi:10.1016/S0017-9310(97)00074-4

Lee, K.S., Lee, T.H., Kim, W.S., 1994. Heat and mass transfer of parallel plate heat exchanger under frosting condition. Korean J. Air-Conditioning Refrig. Eng. 6, 155–165.

Lee, M., Kim, Y., Lee, H., Kim, Y., 2010. Air-side heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitches under frosting conditions. Int. J. Heat Mass Transf. 53, 2655–2661. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.047

Lee, Y.B., Ro, S.T., 2005. Analysis of the frost growth on a flat plate by simple models of saturation and supersaturation. Exp. Therm. Fluid Sci. 29, 685–696. doi:10.1016/j.expthermflusci.2004.11.001

Leoni, A., Mondot, M., Durier, F., Revellin, R., Haberschill, P., 2016. State-of-the art review of frost deposition on flat surfaces. Int. J. Refrig. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.04.004

Mortada, S., Zoughaib, A., Arzano-Daurelle, C., Clodic, D., 2012. Boiling heat transfer and pressure drop of R-134a and R-1234yf in minichannels for low mass fluxes. Int. J. Refrig. 35, 962–973. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.03.004

Na, B., Webb, R.L., 2004. New model for frost growth rate. Int. J. Heat Mass Transf. 47, 925–936.

Padhmanabhan, S.K., Fisher, D.E., Cremaschi, L., Moallem, E., 2011. Modeling non-uniform frost growth on a fin-and-tube heat exchanger. Int. J. Refrig. 34, 2018–2030. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.06.005

Ribeiro, R.S., Hermes, C.J.L., 2014. Algebraic modeling and thermodynamic design of fan-supplied tube-fin evaporators running under frosting conditions. Appl. Therm. Eng. 70, 552–559. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.05.012

Wu, Y., Verma, P., Bullard, C.W., Hrnjak, P.S., 2001. Simulating the Performance of a Heat Exchanger During Frosting. Air Cond. Refrig. Center. Coll. Eng. Univ. Illinois Urbana-Champaign 61801.

Xia, Y., Jacobi, A.M., 2010. A model for predicting the thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers under frosting conditions. Int. J. Refrig. 33, 321–333. doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.09.021

Xia, Y., Zhong, Y., Hrnjak, P.S., Jacobi, A.M., 2006. Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers. Int. J. Refrig. 29, 1066–1079.

Yang, D.-K., Lee, K.-S., Song, S., 2006. Modeling for predicting frosting behavior of a fin–tube heat exchanger. Int. J. Heat Mass Transf. 49, 1472–1479. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.022

Ye, H.Y., Lee, K.S., 2013. Performance prediction of a fin-and-tube heat exchanger considering air-flow reduction due to the frost accumulation. Int. J. Heat Mass Transf. 67, 225–233. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.026

Yonko, J.D., Sepsy, C.F., 1967. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate, ASHRAE Transactions. p. 1.1-1.11.

Zhang, P., Hrnjak, P.S., 2009. Air-side performance evaluation of three types of heat exchangers in dry, wet and periodic frosting conditions. Int. J. Refrig. 32, 911–921. doi:10.1016/j.ijrefrig.2008.11.006

Chapitre 4

Conception innovante de MCHX

Table des matières

1 Introduction 160

2 Étude de conception innovante 161

2.1 Échangeur de référence: définition, modélisation et performances 161
2.2 Échangeur à *[texte confidentiel]* .....
2.3 Échangeur à *[texte confidentiel]* .....
2.4 Échangeur à *[texte confidentiel]* .....
2.5 Échangeur à *[texte confidentiel]* .....
2.6 Bilans des solutions évaluées 174

3 Description des prototypes et du banc d'essai 175

3.1 Approche pour la fabrication des prototypes 175
3.2 Prototype à *[texte confidentiel]* 176
3.3 Prototype à *[texte confidentiel]* 179
3.4 Le dispositif expérimental 182

4 Résultats sur banc d'essai 187

4.1 Prototype à *[texte confidentiel]* en régime sec à 5°C .....
4.2 Prototype à *[texte confidentiel]* soumis au givrage à 5°C.....
4.3 Prototype à *[texte confidentiel]* soumis au givrage à 0°C.....
4.4 Prototype à *[texte confidentiel]* en régime sec à 5°C .....
4.5 Prototype à *[texte confidentiel]* soumis au givrage à 5°C.....

5 Test du prototype à *[texte confidentiel]* sur véhicule 198

5.1 Le dispositif expérimental 198
5.2 Résultats sur véhicule en mode pompe à chaleur avec givrage 200
5.3 Résultats sur véhicule en mode climatisation 202

6 Conclusion 203

Bibliographie 205

1 Introduction

Dans la littérature, des innovations permettant de limiter les impacts du givrage sur les pompes à chaleur ont été proposées. Tout d'abord, un certain nombre de ces innovations s'appliquent au niveau pompe à chaleur. Zhang et al. (2012a, 2012b) proposent d'ajouter un dessiccant permettant de déshumidifier l'air avant qu'il ne soit en contact avec l'évaporateur. Cette approche augmente de 5 à 30% le coefficient de performance selon les auteurs, mais est peu adaptée à l'automobile du fait de la complexité et la taille accrues du système. Mei et al. (2002) améliorent le fonctionnement de la PAC en condition de givrage via l'ajout d'une résistance électrique dans la bouteille anti-coup de liquide afin de pouvoir légèrement augmenter la basse pression et limiter le givrage. Dans le même objectif, Byun et al. (2008) créent un by-pass des gaz chauds vers la basse pression et Hafner (2000) propose d'ajuster le contrôle d'un compresseur à cylindrée variable. Payne et O'Neal (1993) étudient pour leur part l'influence du ventilateur de l'évaporateur et montrent qu'un optimum existe entre surdimensionnement du ventilateur permettant de mieux résister au givrage et consommation de ce dernier. Dans la continuité, Ye et al. (2014) indiquent qu'un optimum existe au niveau du contrôle de la vitesse d'air. Avec ces deux derniers points, l'accent est ramené vers l'échangeur lui-même.

Au niveau échangeur, une classe particulière d'amélioration du design porte sur l'utilisation de traitements hydrophiles et hydrophobes (Lee et al., 2004; Okoroafor et Newborough, 1999; Shin et al., 2003; Wu et Webb, 2001). Un brevet a, par exemple, été déposé sur l'utilisation d'une peinture permettant de limiter le dépôt de givre (Kurihara et al., 2012). Généralement, le choix se porte vers les traitements hydrophiles, car ils limitent la formation de ponts d'eau entre les ailettes bloquant le passage de l'air, même si un traitement hydrophobe permet pour sa part d'améliorer le drainage des condensats et donc le dégivrage. Finalement, plusieurs études montrent que, bien que des changements apparents existent au niveau du type de givrage, d'un point de vue global, le traitement n'a pas autant d'influence qu'espéré (Jhee et al., 2002; Moallem et al., 2012).

En ce qui concerne la géométrie de l'échangeur, la principale approche consiste à optimiser le pas d'ailette (Taras, 2016; Yang et al., 2006; Yang, 2003). Ceci a été évalué pour les échangeurs tube-ailette. Il est cependant nécessaire d'avoir plusieurs rangs. En effet, le pas d'ailette est ajusté suivant le rang, plus grand en bord d'attaque de l'échangeur et plus petit en sortie. Yang et al. (2006) présentent une augmentation de 12.9% de la durée du givrage avec une approche multirang à pas d'ailettes variables entre les rangs. Dans la continuité, Park et al. (2016) ont testé deux échangeurs avec des pas de persiennes qui varient le long des ailettes. Ils observent un accroissement de la durée du givrage d'environ 20% à mi-givrage et constatent par conséquent une amélioration de la puissance thermique due à ce décalage dans le temps de la chute des performances.

Par ailleurs, le givrage tend à s'aggraver au cours des quelques 5 premiers cycles givrage-dégivrage en raison de l'accumulation d'eau liquide bloquée entre les ailettes à la fin des dégivrages (Xia et al., 2006). Xu et al. (2015) cherchent alors à améliorer le drainage de l'eau de l'échangeur et testent un échangeur avec des ailettes qui dépassent de 2.5 mm en amont et en aval de l'échangeur. Ceci permet d'éviter la dégradation des performances au cours des cycles givrage-dégivrage. La durée de fonctionnement sur 5 cycles est alors améliorée de 70%. Yan et al. (2016) arrivent quant à eux à éliminer complètement l'effet de dégradation dû aux cycles de givrage-dégivrage en utilisant, non plus une architecture avec microcanaux, mais des échangeurs à tubes ronds classiques de petits diamètres (5mm).

Enfin, une autre approche d'innovation mise en avant dans certains brevets consiste à réaliser un circuitage du réfrigérant sur plusieurs rangs et à ajuster la température du réfrigérant dans les différents rangs (Arindom, 2016; Fu et al., 2014). En optimisant le circuitage ainsi que la distribution interne de réfrigérant, Benouali et al. (2014) arrivent pour leur part à quasiment rendre actifs les 40% de surface d'échange externe non utilisée à cause des hétérogénéités internes. L'impact de cette amélioration sur le givrage n'est pas évalué mais l'idée est ici de réduire le givrage par une meilleure homogénéité des températures de surface de l'échangeur.

À la suite de ce tour d'horizon des pistes d'innovations, on se propose ici de se concentrer sur le design de l'évaporateur en utilisant le modèle d'échangeur de chaleur à microcanaux (MCHX) en condition de givrage développé au travers des chapitres 2 et 3. Tout en s'inspirant des innovations évoquées ci-dessus et en tirant parti de la compréhension des phénomènes physiques dégagés dans les chapitres précédents, **on cherche donc à proposer et évaluer plusieurs conceptions innovantes** adaptées aux contraintes spécifiques de l'automobile. Ces dernières ont été discutées avec VALEO (dans le cadre du projet ANR qui intègre ce projet de thèse) et portent sur les conditions d'opération des véhicules automobiles classiques et sur les encombrements sous capot. Au final, il est retenu que les prototypes devront pouvoir être directement intégrés sur une Zoé de Renault pour être testés en conditions réelles.

Afin de répondre à l'objectif de ce chapitre, une analyse numérique est tout d'abord menée dans la section 2. Plusieurs designs sont analysés. À chaque fois, le design est présenté, une brique de modélisation est ajoutée au modèle de base et enfin l'approche de conception est évaluée. Ensuite, comme décrit dans la section 3, deux des options innovantes proposées sont retenues et deux prototypes correspondants sont fabriqués pour être testés sur banc d'essai. Les résultats des tests sont alors présentés dans la section 4. Finalement, le meilleur des prototypes est testé sur véhicule dans la section 5 afin de valider le gain de performance réel.

A noter que, dans la présente introduction ainsi que dans la suite du travail, les performances sont discutées en termes de durées, ou de temps, de givrage. Plus la durée de givrage d'un échangeur est importante (dans des conditions données), plus l'échangeur est performant face au givrage. Dire qu'un échangeur augmente la durée du givrage est donc positif. Ceci peut paraître paradoxal mais il n'en est rien. En effet, dire que la durée du givrage est accrue signifie que l'échangeur opère plus longtemps dans des conditions de givrage et donc qu'il est plus résistant au givrage.

2 Étude de conception innovante

2.1 Échangeur de référence: définition, modélisation et performances

Pour l'étude de conception innovante, plusieurs designs d'échangeurs de chaleur vont être discutés et comparés à un échangeur de référence. Ce dernier doit être défini. Pour ce faire, il a été choisi de se baser sur les designs actuels de condenseurs d'automobile en ajustant l'architecture des passes afin qu'elle convienne autant pour le mode évaporateur que le mode condenseur. En effet, pour un condenseur, les passes successives voient leur nombre de tubes en parallèle diminuer alors que la tendance est opposée pour un évaporateur. L'architecture retenue, et présentée à la Figure 1, comporte donc 2 passes symétriques de 20 tubes chacune (à noter que cela ne correspond pas à cas optimisé). Les principaux

paramètres de l'échangeur sont donnés dans le Tableau 1. Afin de s'assurer de la pertinence de cette géométrie, il a été vérifié que l'échangeur permettait bien de répondre à une spécification donnée par VALEO en termes de puissance du module HVAC pour plusieurs cas d'été et d'hiver. Les cas extrêmes de ces besoins ont été extraits et un modèle de cycle à compression de vapeur (non présenté ici) a permis de s'assurer que l'échangeur proposé permet bien de répondre aux différents besoins. À noter que maintenant, nous nous concentrons sur un échangeur alimenté en réfrigérant qui s'évapore (et non un caloporteur monophasique). Le réfrigérant considéré est du R134a. Des résultats quasi identiques seraient obtenus par son nouveau remplaçant le R1234yf.

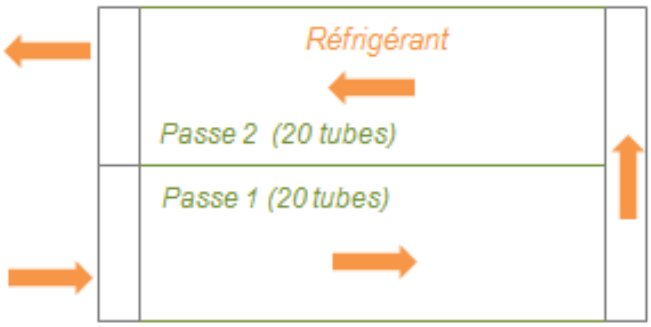


Figure 1: Architecture de l'échangeur de référence

Tableau 1: Principaux paramètres de l'échangeur de référence

Paramètre	**Valeur**
L'architecture	
Nombre de rangs	1
Nombre de passes	2
Nombre de tubes par passe	20
Les tubes	
Pas des tubes	10 mm
Section des tubes	2 mm x 16 mm
Longueur des tubes	520 mm
Les ailettes	
Type d'ailettes	À persiennes
Pas d'ailette	1.3 mm (77 ailettes par 10cm)
Épaisseur d'ailette	0.1 mm
Pas des persiennes	1.4 mm
Longueur des persiennes	6.5 mm
Angle des persiennes	28°

Maintenant que l'échangeur de référence a été défini, le cas d'opération servant de base de comparaison doit être précisé. Nous souhaitons placer l'échangeur dans une condition de givrage certaine. Aussi, on sélectionne une température d'air de 0°C et un fort taux d'humidité. Les conditions d'opération sont présentées dans le Tableau 2 ci-dessous. Dans le tableau, les pertes de charge côté réfrigérant ont été ajoutées afin de mieux représenter la réalité.

Tableau 2: Conditions d'opération de référence du cas de givrage

Paramètre	Valeur
Air	
Débit	0.45 $kg.s^{-1}$
Température d'entrée	0°C
Humidité relative en entrée	90%
Réfrigérant	
Débit	0.015 $kg.s^{-1}$
Enthalpie d'entrée	290 $kJ.kg^{-1}$
Pression de sortie	2.5 bar
Perte de charge de l'échangeur	0.14 bar

(*) A noter que l'échangeur seul est considéré ici, c'est-à-dire, sans ventilateur. Un débit constant d'air est imposé.

Ces données d'entrée peuvent maintenant être appliquées au modèle présenté dans le chapitre précédent. Cependant, le modèle doit être agrémenté du sous-modèle du réfrigérant R134a. Tout comme pour l'air humide ou le caloporteur dans les chapitres précédents, le sous-modèle du R134a utilisé ici est celui disponible dans la bibliothèque *Modelica Standard Library* (MSL) intégrée à Dymola. Le modèle du R134a est à lui seul complexe et ne sera pas détaillé ici (se référer à (XRG Simulation GmbH, 2013) et au code de la MSL pour les détails). D'un point de vue général, il est basé sur l'équation d'état de Helmholtz (l'énergie libre). Les différents coefficients expérimentaux de cette équation sont obtenus de la littérature. En complément à cette équation, une couche de gestion numérique est ajoutée au modèle du réfrigérant. En effet, l'équation de Helmholtz nécessite en entrée la masse volumique et la température adimensionnées, mais le modèle au niveau supérieur considère la pression et l'enthalpie en entrée. En juxtaposition à cette équation, d'autres fonctions caractéristiques du fluide sont utilisées. Certaines se basent sur la même approche que pour l'équation d'état de Helmholtz, c'est-à-dire sur une équation intégrant quelques coefficients issus de mesures expérimentales, par exemple la conductivité thermique du fluide. D'autres de ces fonctions complémentaires sont directement tabulées dans le code, en particulier certaines fonctions relatives aux points de saturation. Finalement, l'utilisateur de ce modèle est intéressé par la plage de validité du modèle ainsi que ses résultats. Selon (XRG Simulation GmbH, 2013), le modèle est valide pour une plage de pression de 0.0039 bar à 700 bar et une plage de température de 169.85 K à 455 K (il s'applique donc à nos conditions d'étude) et donne des résultats cohérents (voir par exemple les résultats de la Figure 2).

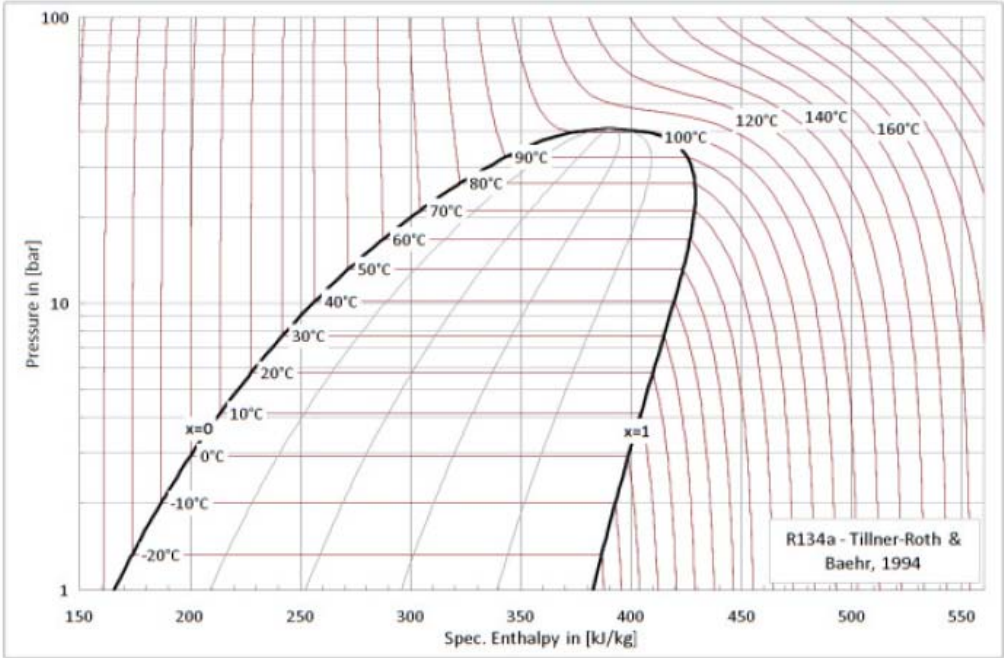


Figure 2: Résultats du modèle de R134a de la *Modelica Standard Library* (XRG Simulation GmbH, 2013)

Finalement, pour clore la description des éléments du modèle, il reste à préciser que chaque tube de réfrigérant a été discrétisé en 4 segments et que les canaux d'air ont été discrétisés en 6 segments, soit un total de 24 segments d'air.

Le modèle présenté permet d'obtenir les résultats de la Figure 3.

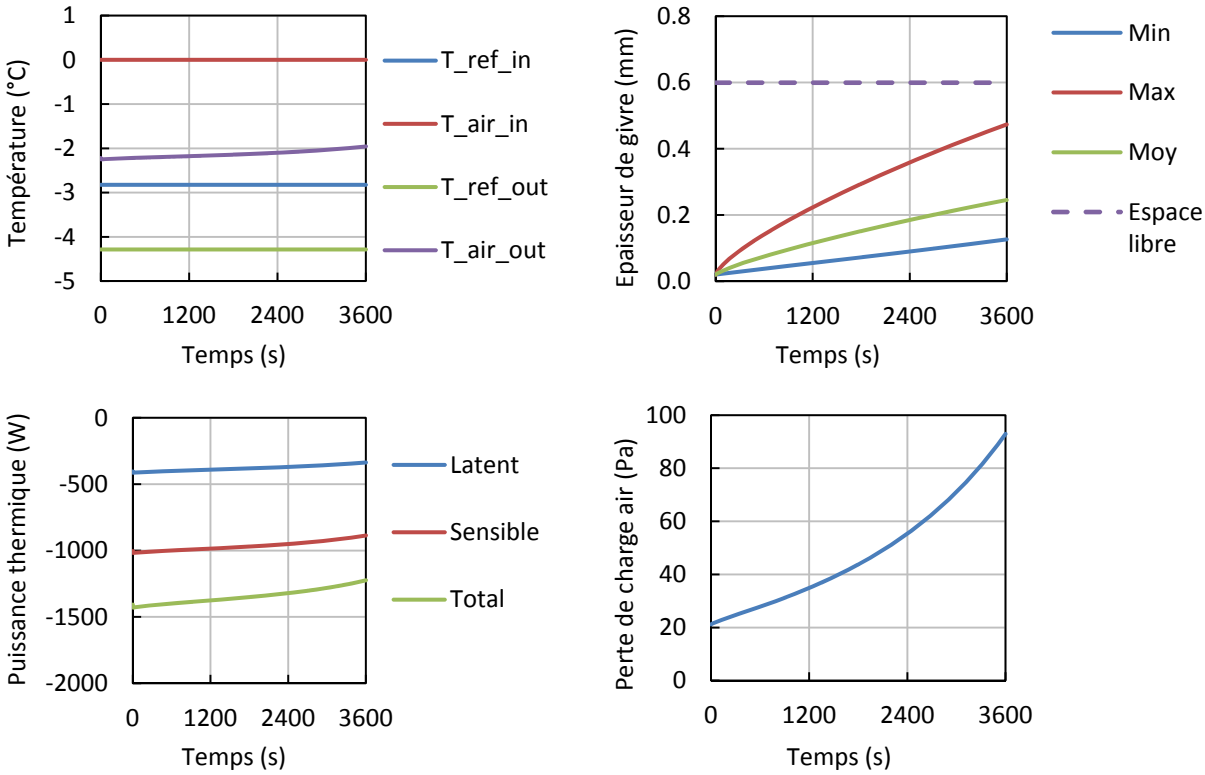


Figure 3: Performance de l'échangeur de référence dans le cas de référence

Ces résultats vont servir de référence pour évaluer différents designs en termes de durée de givrage. À ce stade, il faut donc se fixer un critère arbitraire indiquant que l'échangeur a atteint un niveau de givrage élevé. Un premier critère porte sur la perte de charge côté air. On considère l'échangeur givré quand la perte de charge atteint 60 Pa. Cependant, comme on le verra par la suite, certains designs peuvent être totalement nouveaux et les corrélations des pertes de charge côté air ne sont donc pas disponibles. Il est alors nécessaire d'avoir un critère plus primaire. Logiquement, on se concentre sur l'épaisseur de givre. Cependant, les pas d'ailette vont être amenés à varier. On considère donc non pas simplement l'épaisseur maximale, mais le taux de blocage maximal du passage de l'air dans l'échangeur, c'est-à-dire l'épaisseur de givre maximale divisée par la longueur de l'espace libre pour le développement du givre, soit la moitié de l'espacement entre deux ailettes. Concrètement, on considère le givrage atteint quand l'épaisseur maximale atteint les 2/3 de l'espace libre. Ceci permet aussi de contourner le fait que, pour différents designs, les pertes de charge initiales sur l'air peuvent être différentes. Dans ce qui suit, on parle alors d'un « temps de givrage » relativement au « critère sur l'épaisseur» ou au « critère sur la perte de charge ».

Pour l'échangeur de référence, on peut maintenant retenir un temps de givrage de 46 minutes approximativement basé sur l'épaisseur de givre, et de 44 minutes basé sur la perte de charge. Par ailleurs, la puissance initiale pour ce cas de référence est de 1430 W et chute de 9% au bout de 46 minutes.

2.2 [Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

2.3 Bilans des solutions évaluées

[Texte confidentiel]

Tableau 3 : Bilan des évaluations des différentes solutions

Solution évaluée	Impact en termes d'augmentation du temps de givrage (critère en épaisseur max)	Impact sur la performance thermique (puissance échangée)
[Texte confidentiel]	+30%	-5%
[Texte confidentiel]	+21%	-22%
[Texte confidentiel]	+75%	Approximativement mêmes performances
[Texte confidentiel]	+60%	Approximativement mêmes performances

[Texte confidentiel]

3 Description des prototypes et du banc d'essai

La section 2 a permis de mettre en évidence deux solutions d'innovation permettant d'améliorer la tenue au givrage de l'échangeur face avant. Ces deux solutions nécessitent d'être testées expérimentalement. Pour ce faire, deux prototypes intégrant les concepts établis doivent être développés. Les trois premières sous-sections décrivent la conception des deux échangeurs prototypes. Un nouveau banc d'essai doit aussi être réalisé afin de tester les prototypes. Il est présenté dans la dernière sous-section.

3.1 Approche pour la fabrication des prototypes

Il a été souhaité de faire fabriquer sur mesure les prototypes de MCHX. Cependant, il n'est pas aisé de trouver un fournisseur étant en mesure de fabriquer de telles pièces à l'unité. En effet, les industriels maîtrisant bien la fabrication de ces échangeurs produisent de la grande série et sont dans l'impossibilité d'arrêter une chaîne de production pour faire réaliser quelques échantillons. Il en a été de même avec le partenaire VALEO de cette thèse. Parallèlement, un certain nombre de petites entreprises proches de l'artisanat proposent la réparation d'échangeurs de chaleur ou la réalisation d'échangeurs de chaleur sur mesure. Cependant, ces entreprises travaillent sur des technologies et matériaux différents des MCHX typiques en aluminium brasé. Une autre solution imaginée consistait à acheter séparément les composants des échangeurs à réaliser (les tubes, les collecteurs, les ailettes), et de sous-traiter le brasage par four. Cette approche n'était pas plus efficace que les précédentes. Il n'était pas évident de trouver des entreprises possédant un four de brasage et, le cas échéant, maîtrisant la brasure aluminium pour nos géométries.

Par ailleurs, il a été décidé avec VALEO de tester le meilleur des prototypes sur véhicule. Le véhicule sélectionné est une Zoé RENAULT. L'échangeur de référence pour les comparaisons expérimentales sera donc celui de la Zoé et les échangeurs prototypes devront être interchangeables avec celui de la Zoé.

Dans ce contexte, et étant donné les difficultés à faire fabriquer un échangeur prototype sur mesure, il a été décidé d'acheter plusieurs échangeurs de la Zoé, voir Figure 4, et de les modifier pour les transformer en prototype à *[texte confidentiel]* et en prototype à *[texte confidentiel]*. Les sections suivantes décrivent les modifications apportées aux échangeurs de la Zoé.

Figure 4 : Échangeur de la Zoé acheté dans le commerce

3.2 Prototype à *[texte confidentiel] - [Section confidentielle]*

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

3.3 Prototype *[texte confidentiel] - [Section confidentielle]*

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

3.4 Le dispositif expérimental

À ce stade, les 2 prototypes d'échangeurs de chaleur sont disponibles. Il faut maintenant les tester. Le banc d'essai développé dans le chapitre 3 permet de tester des échangeurs alimentés en caloporteur. Cela a permis de faciliter la validation expérimentale du modèle côté air. Pour les présents tests de prototypes, il est souhaité se rapprocher des conditions réelles de fonctionnement des échangeurs. Ainsi, un nouveau banc doit être réalisé afin de pouvoir intégrer les échangeurs dans un cycle à compression de vapeur.

La Figure 5 et la Figure 6 donnent une vue d'ensemble du banc développé. Le banc d'essai se caractérise en 2 blocs. La principale partie correspond à la boucle de réfrigérant complète fonctionnant au R134a et permettant d'effectuer le cycle à compression de vapeur. Ce système reprend l'architecture d'une pompe à chaleur typique de véhicule électrique, en l'occurrence, la Zoé de RENAULT. Le P&ID (*Piping and Instrumentation Diagram*) détaillé de cette boucle est présenté dans la Figure 7. Les échangeurs du module HVAC sont alimentés directement par un ventilateur prélevant l'air de la pièce. Les échangeurs testés sont installés au niveau de l'évapo-condenseur de cette boucle.

Les échangeurs testés doivent être alimentés en air conditionné à basse température et humidité contrôlée. Pour ce faire, la centrale de traitement d'air (CTA) déjà présentée au chapitre 3 dans la section du banc d'essai de caractérisation du givrage est de nouveau utilisée ici (se référer au chapitre 3 pour les détails concernant celle-ci).

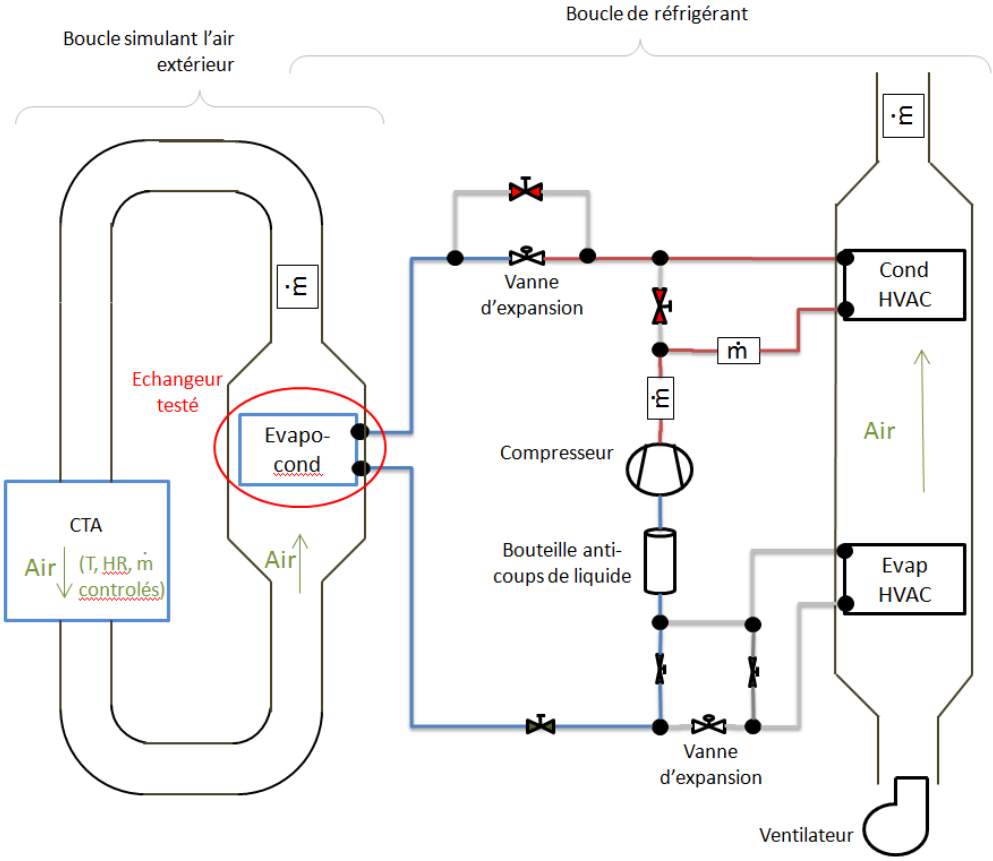


Figure 5: Schéma du banc d'essai

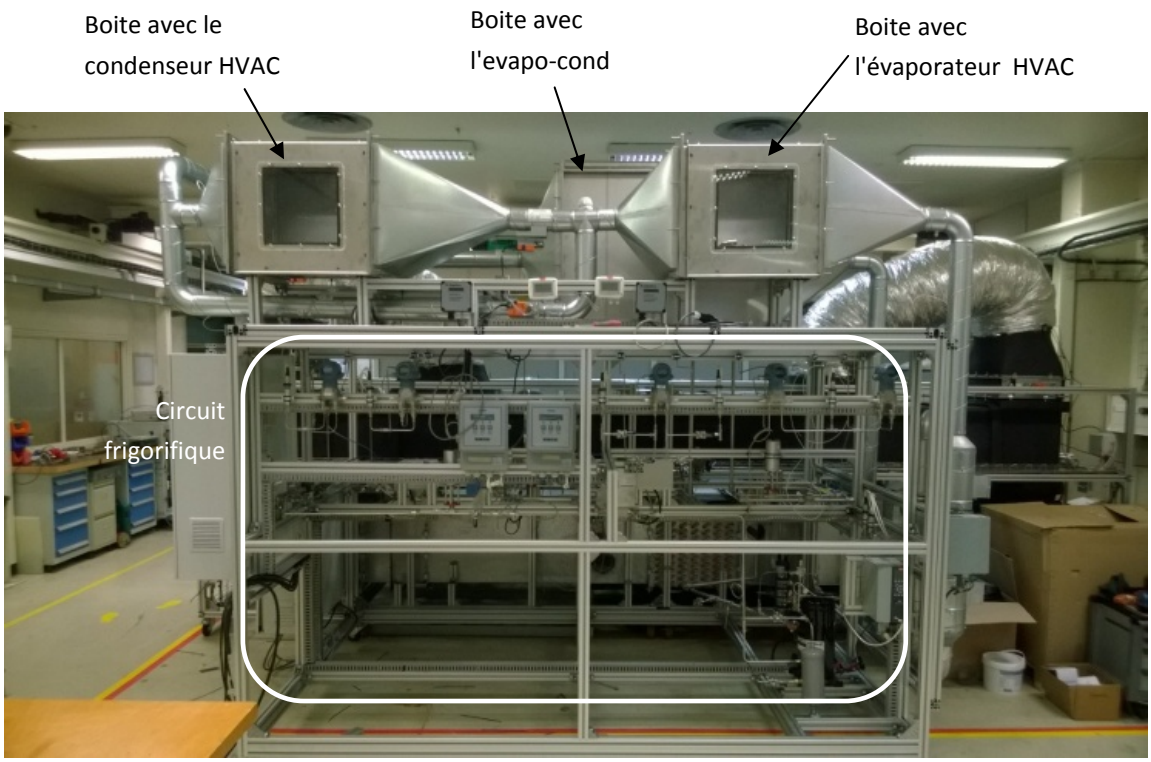


Figure 6: Vue d'ensemble du banc d'essai: en premier plan la boucle réfrigérant et en second plan la CTA

Les échangeurs du module HVAC sont des échangeurs typiques de climatisation automobile. Le compresseur utilisé est un compresseur scroll de marque Copeland de 14.4 $m^3.h^{-1}$. Les détendeurs installés sont de type électronique. À ces équipements se rajoutent les diverses sondes indiquées dans la Figure 7 et décrites dans le Tableau 4.

En particulier, au niveau de la section de test de l'évapo-condenseur de type MCHX, les températures amont et aval ainsi que les pertes de charge sont mesurées pour l'air et le réfrigérant. Par ailleurs, un hygromètre à miroir est installé en entrée de l'évapo-condenseur et une mesure de pression absolue est réalisée sur le circuit réfrigérant en sortie de l'échangeur de chaleur. Contrairement à ce qui a été fait dans le chapitre 3, on ne cherche pas à mesurer ici la masse de givre. Le givrage sera interprété via les pertes de charge côté air puisque, comme indiqué dans le chapitre 3, le principal effet négatif du givre naît de l'augmentation des pertes de charge. Finalement, tout comme pour le banc d'essai du chapitre 3, le profil de vitesse en entrée de l'échangeur testé a été mesuré via un anémomètre à fil chaud (voir Figure 8). Le profil mesuré est moins homogène que précédemment. Cependant, puisque l'on ne cherche pas ici à caractériser intrinsèquement un échangeur, mais à comparer des échangeurs, et puisque ces derniers sont testés dans les mêmes conditions, ce profil est acceptable pour la comparaison.

Par ailleurs, il doit être noté que les tests sont conduits avec des conditions de ventilation constante. En particulier, le régime du ventilateur de l'évaporateur n'est pas ajusté pour compenser l'augmentation des pertes de charge. Cependant, la configuration du banc n'entraîne pas de chute significative du débit d'air pour les plages de pertes de charge considérées, comme cela pourra être observé dans la section 4. De plus, la boucle de réfrigérant est opérée avec une ouverture de détendeur constante. On ne cherche pas ici à contrôler la surchauffe.

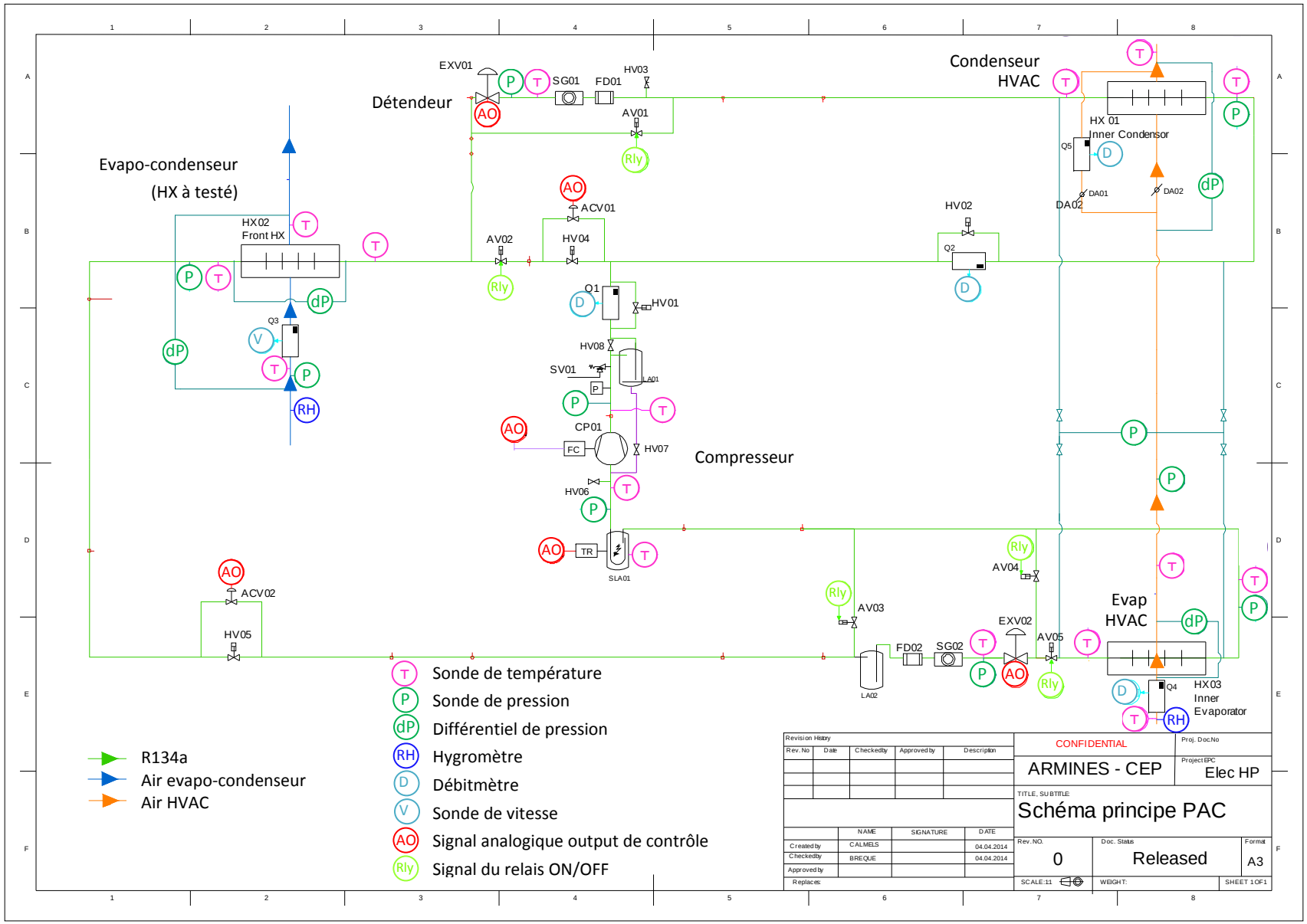


Figure 7 : P&ID (*Piping and Instrumentation Diagram*) du banc d'essai de test des prototypes

Tableau 4 : Appareils de mesure

Instrument de mesure	Type, modèle	Précision
Sondes de température	PT100, Measurement Specialities	+/- 0.15 + 0.002.|T| (°C)
Hygromètres	A miroir, EdgeTech - Température de rosée mesurée	+/-0.2 K
Sondes de pression	Piezzo résistif, Serv' Instrumentation	+/- 1% de l'échelle
Débitmètres réfrigérants	Coriolis, Serv' Instrumentation	+/- 0.2% de l'échelle
Débitmètres air	Ailes Debimo, Kimo	+/-1%
Perte de charge air	Différentiel de pression, CP 200, Kimo	+/- 1%
Perte de charge réfrigérant	Différentiel de pression, Rosemount	+/- 0.1% de l'échelle

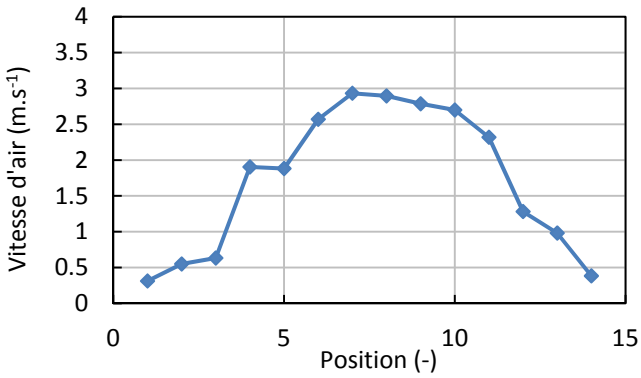


Figure 8: Profil de vitesse en entrée de l'échangeur testé

Les différentes sondes sont connectées à des modules Field Point de National Instrument : FP-RTD-124 pour les sondes de température, FP-AI-110 pour les signaux en 4-20 mA et FP-AI-111 pour le 0-10 V. D'autres modules de type FP-AO-200 servent à contrôler les différents actionneurs (registres, vannes de régulation par exemple). Ceci vient en juxtaposition à des modules de relais électromécanique FP-RLY-421 permettant d'activer certains composants (compresseur et vannes ON/OFF par exemple).

Ces différents modules, via un module mère, sont connectés à l'ordinateur de contrôle. Un programme d'acquisition et de contrôle a été développé en LabWindows/CVI (C for Virtual Instrumentation ; plateforme de National Instrument). Cet outil permet finalement de contrôler le banc d'essai et d'afficher en temps réel les différentes variables mesurées (voir Figure 9).

L'objectif du banc d'essai est principalement de pouvoir comparer les puissances thermiques totales et les pertes de charge côté air des différents échangeurs. Les pertes de charge sont directement issues d'une mesure. Les puissances thermiques totales sont données par la relation suivante:

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{m}_{ref} \cdot \left(h_{R134a}\left(T_{ref\ evap\ out}, p_{ref\ evap\ out}\right) - h_{R134a}\left(T_{ref\ \exp in}, p_{ref\ \exp in}\right)\right) \quad (1)$$

Avec la fonction $h_{R134a}(T,p)$ donnée par le logiciel RefProp (logiciel de calcul des propriétés des fluides développé par le NIST - *National Institute of Standards and Technology*, USA). Par la suite, l'entropie $s_{R134a}(T,p)$ est aussi utilisée. Cette dernière est aussi obtenue par RefProp.

Les incertitudes pour les différentes variables calculées sont données dans le Tableau 5. Elles sont obtenues en se basant sur la méthodologie décrite dans la norme NF ISO/CEI GUIDE 98 et les incertitudes de mesure du Tableau 4.

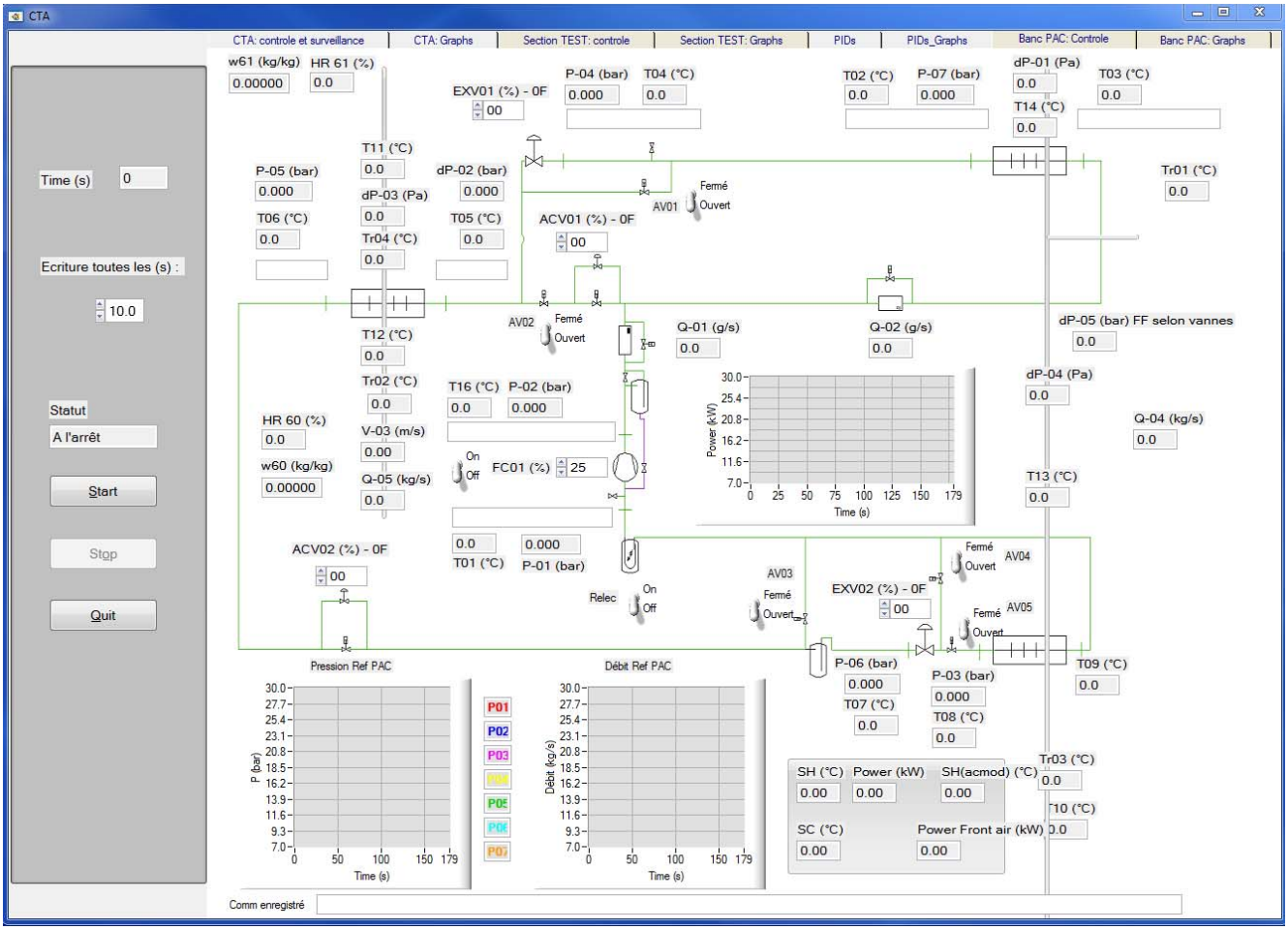


Figure 9 : Interface de contrôle du banc d'essai

Tableau 5 : Incertitudes finales (niveau de confiance à 95%)

Quantité	Incertitude relative
h_{R134a}	+/- 0.6%
s_{R134a}	+/- 1.7%
$\dot{Q}_{HX}$	+/- 4.9%

4 Résultats sur banc d'essai *[Section confidentielle]*

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

[Section confidentielle]

5 Test du prototype à *[texte confidentiel]* sur véhicule

Dans le cadre du projet de collaboration avec VALEO et incluant le présent travail de thèse, il a été décidé de tester le meilleur des prototypes développés sur un véhicule en soufflerie climatique chez VALEO. VALEO était en charge de l'intégration sur le véhicule et de la conduite des tests. Le CES a donc fourni le prototype à *[texte confidentiel]* et a assisté aux tests en soufflerie climatique. La présente section est une synthèse du travail effectué dans ce cadre.

5.1 Le dispositif expérimental

Le véhicule de démonstration utilisé est une Zoé de RENAULT. Cette dernière a été instrumentée par VALEO pour mesurer les pressions et températures en entrée/sortie des échangeurs (avec cartographies des températures), les courants et tensions des organes électriques, les températures aux différents aérateurs

et les températures au niveau des pieds et des têtes des passagers (voir notamment Figure 10 et Figure 11). La régulation a aussi été observée, enregistrée et analysée.

a) Sonde de température sur l'échangeur *b) Modules d'acquisition embarqués*

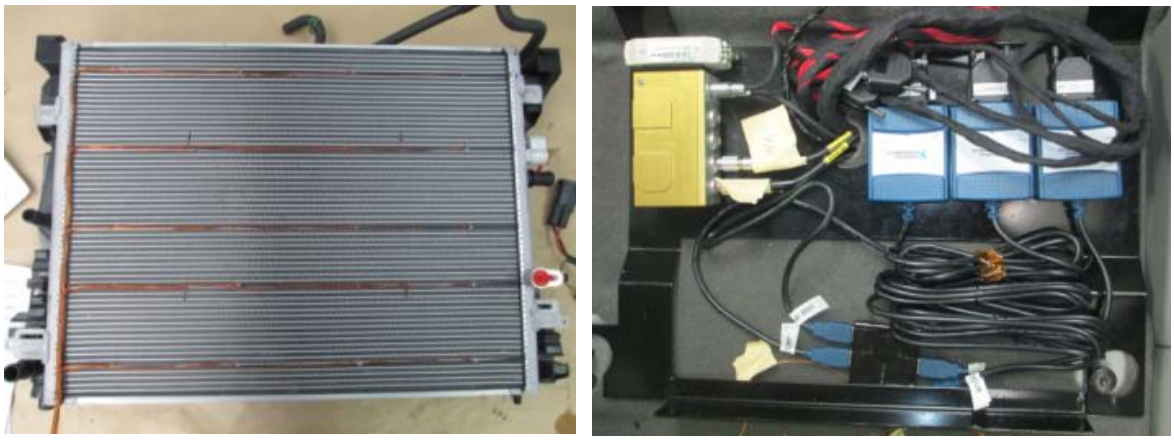


Figure 10 : Instrumentation de la pompe à chaleur de la Zoé

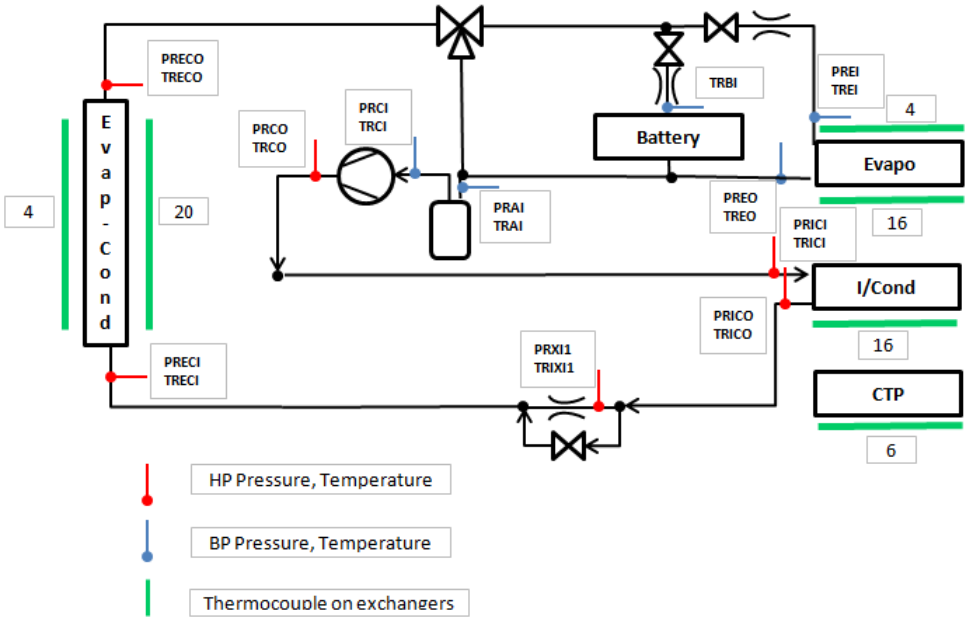


Figure 11 : Schéma de la pompe à chaleur Zoé instrumentée

Le véhicule instrumenté a été installé dans la soufflerie climatique de VALEO (voir Figure 12). La soufflerie climatique permet de recréer les conditions réelles de roulage : vent relatif, température et humidité d'air ainsi que couple et vitesse des roues. Des essais ont été menés avec l'échangeur de référence, c'est-à-dire l'échangeur d'origine de la Zoé, puis avec le prototype à *[texte confidentiel]* issu de cette thèse. Les procédures de tests ont été développées par VALEO et visées à garantir des conditions d'essais similaires entre les différents échangeurs. Les essais ont été réalisés à 0°C avec une vitesse d'air frontale de 40 km.h^{-1}. L'humidité de l'air devait aussi être fixée. Cependant, il n'a pas été possible de contrôler cette dernière précisément via l'installation. Ainsi, l'approche a consisté à mener plusieurs tests en essayant de balayer différentes hygrométries entre 80% et 95% afin de pouvoir comparer les différents échangeurs. Par ailleurs, puisque l'évapo-condenseur se situe en aval du radiateur basse température du véhicule, le test a été effectué au point mort pour éviter des rejets thermiques parasites du radiateur.

Figure 12 : Véhicule dans la soufflerie climatique

5.2 Résultats sur véhicule en mode pompe à chaleur avec givrage

Les résultats des essais sont présentés dans la Figure 13. Comme déjà décrit dans la littérature (Guo et al., 2008), on constate lors du givrage un premier plateau, voire une augmentation légère puis une chute sévère de la puissance de chauffe associée à une chute de la basse pression. Afin de comparer les différents échangeurs, même au niveau du véhicule, un critère de givrage a dû être choisi. Il a été décidé par VALEO de considérer que la pompe à chaleur était givrée quand la basse pression chutait à 0.9 bar relatif (croisement des courbes avec l'axe des abscisses dans la figure).

Par ailleurs, les températures d'air en sortie de condenseur HVAC des différents tests sont quasi identiques en début de givrage. Ceci confirme la répétabilité des tests et la pertinence de la comparaison des performances en givrage. À noter aussi qu'une analyse détaillée des données a permis d'attribuer l'augmentation marquée de puissance de chauffe en début de la phase de givrage à une augmentation du taux de recirculation de l'air.

L'analyse de la Figure 13 montre encore une fois que le prototype à *[texte confidentiel]* possède un temps de givrage nettement supérieur. Afin de quantifier plus précisément les gains, le temps de givrage est tracé en fonction de l'humidité relative de l'air dans la Figure 14. Avec l'échangeur d'origine, on constate logiquement une réduction du temps de givrage avec l'hygrométrie de l'air qui augmente. Avec le prototype, le temps de givrage est augmenté d'un facteur 2 à 3, retenons 2.5 approximativement, avec deux points néanmoins excentrés par rapport à l'alignement attendu. En fait, une analyse détaillée des données expérimentales par VALEO a montré que la régulation du véhicule est perturbée par le changement de performance de l'échangeur, ce qui conduit à un déclenchement non répétable du recyclage partiel, lequel modifie la puissance échangée sur la face avant et donc la cinétique de givrage.

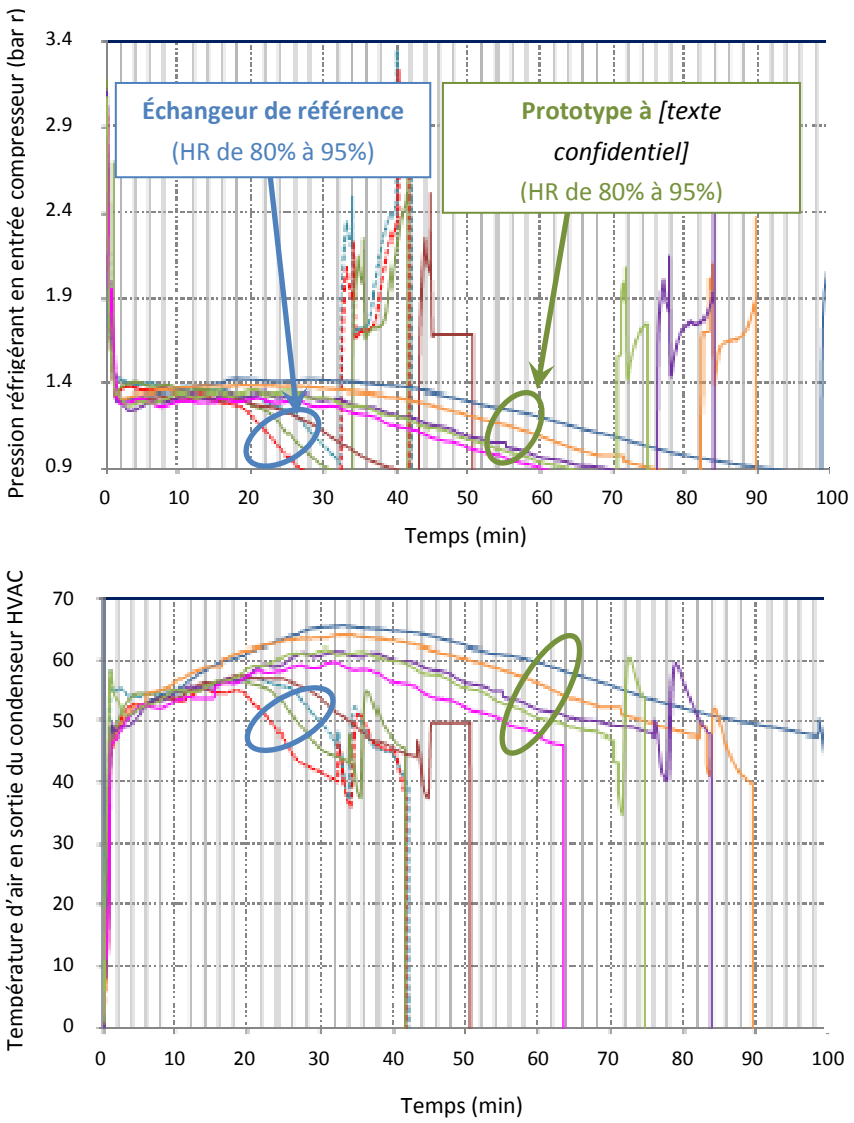


Figure 13 : Comparaison des évolutions des basses pressions et des températures d'air en sortie du condenseur HVAC

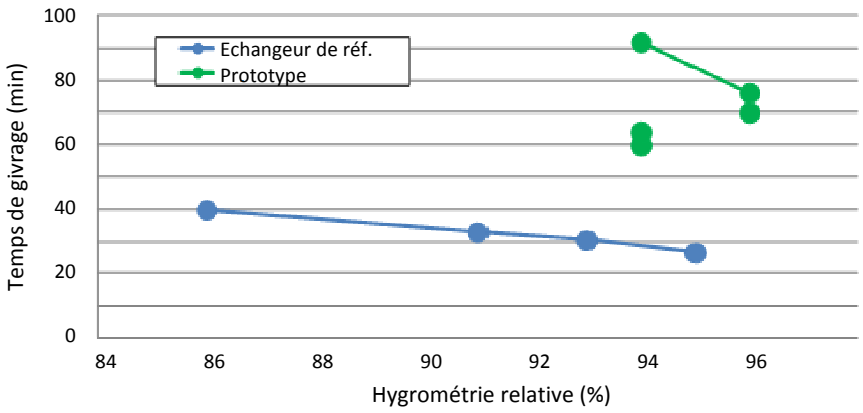


Figure 14 : Temps de givrage en fonction de l'hygrométrie relative

5.3 Résultats sur véhicule en mode climatisation

La pompe à chaleur doit également pouvoir être utilisée en mode climatisation pour l'été. Ainsi, des essais en mode climatisation ont été réalisés. La procédure de VALEO utilisée consiste à chambrer le véhicule jusqu'à 60°C dans l'habitacle avec des lampes solaires, puis d'enclencher la climatisation dans une ambiance à 45°C. La performance est alors jugée par la vitesse de descente des températures et par la consommation du compresseur. Ce test est d'autant plus intéressant que la puissance thermique échangée est plus importante dans ce mode extrême de climatisation (> 6kW) comparativement au mode pompe à chaleur en condition de givrage (# 2kW).

Les résultats sont présentés dans la Figure 15. On observe une température de soufflage légèrement plus élevée, 2°C, avec le prototype et une consommation du compresseur augmentée d'environ 400 W. Ceci indique une puissance thermique légèrement inférieure avec le prototype pour ces conditions plus extrêmes. Cependant, cette limitation n'est pas problématique. Effectivement, il semble possible de rattraper la performance en passant d'un assemblage des ailettes par collage, méthode loin d'être optimale, à un assemblage standard par brasage.

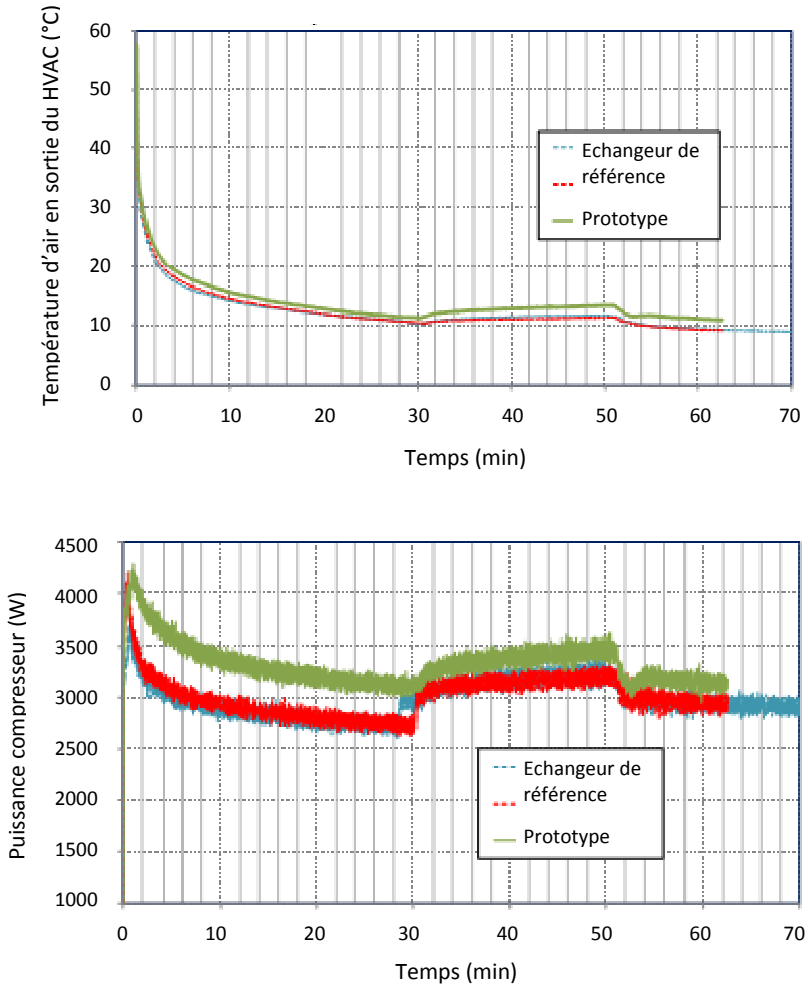


Figure 15 : Performance de la PAC en mode climatisation

6 Conclusion

Le modèle d'échangeur de chaleur en conditions de givrage développé dans le chapitre 3 a été utilisé dans le présent chapitre afin d'étudier différentes pistes d'améliorations de conception permettant de rendre l'évapo-condenseur plus résilient au givrage. Le modèle a été complété par des briques supplémentaires de modélisation afin de pouvoir évaluer des designs en rupture. Au terme de l'analyse de conception innovante, deux nouvelles approches se sont dégagées.

Sur la base de ces approches, **un prototype à *[texte confidentiel]* ainsi qu'un prototype à *[texte confidentiel]* ont été conçus puis fabriqués afin d'être testés** sur un banc d'essai développé spécifiquement pour ces tests. L'échangeur d'origine de la Zoé a aussi été testé afin de servir de référence.

Comme décrit dans le chapitre 3, la chute des performances de la pompe à chaleur est principalement due à l'augmentation des pertes de charge aéraulique de l'évapo-condenseur. Ainsi, le critère de choix pour comparer nos échangeurs s'est porté sur les pertes de charge côté air. L'analyse de ces dernières a démontré une amélioration marquée du temps de givrage avec les prototypes (voir Figure 16) pour des performances similaires en termes de puissances échangées.

Le prototype à *[texte confidentiel]* a plus que doublé le temps de givrage. Pour sa part, le prototype à *[texte confidentiel]* a aussi montré un fort potentiel d'amélioration des performances, mais des problématiques d'étanchéité et de distribution de réfrigérant diphasique ont été mises en évidence.

Finalement, le prototype à *[texte confidentiel]* a été testé au niveau du véhicule directement sur une Zoé. Les tests ont confirmé **une augmentation de l'ordre de 2.5 fois de la durée de givrage grâce au prototype développé**. Pour une hygrométrie de 95% à 0°C, le temps de givrage de l'évapo-condenseur passe de 30 minutes avec l'échangeur d'origine de la PAC de la Zoé à environ 75 minutes avec le prototype. Ce résultat est important. En effet, puisque les trajets de véhicules électriques sont rarement supérieurs à 1h (comme discuté dans le chapitre 1), cela permet d'envisager un dégivrage à l'arrêt sans compromettre l'utilisation et les performances de la PAC en roulage.

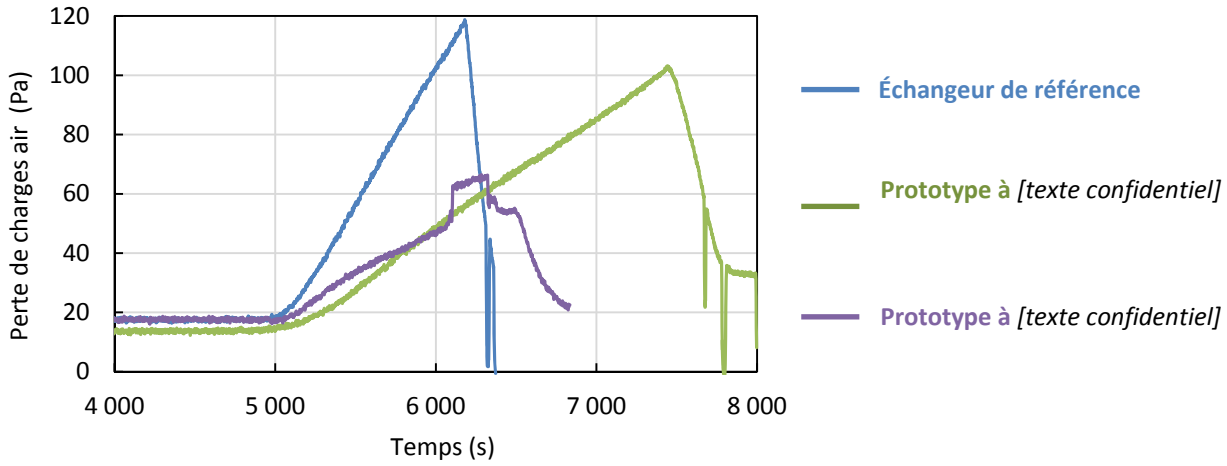


Figure 16 : Comparaison de la résilience au givrage en termes de pertes de charge aéraulique des deux prototypes comparativement à l'échangeur d'origine de la Zoé.

La future étape de ce travail de conception innovante serait de réaliser un **prototype de seconde génération qui intégrerait les deux innovations optimisées**. D'une part, il serait intéressant de mener une étude numérique CFD (*Computational Fluid Dynamics*) et/ou des essais expérimentaux sur les géométries de MCHX à *[texte confidentiel]*. Effectivement, ceci permettrait d'optimiser finement les différents paramètres géométriques: *[texte confidentiel]*… Le concept à *[texte confidentiel]* pourrait aussi être intégré à la réflexion. En parallèle, toujours via une étude CFD et/ou expérimentale, la distribution de réfrigérant *[texte confidentiel]* pourrait être étudiée. L'idée serait alors d'arriver à développer une géométrie permettant d'homogénéiser la distribution diphasique. Une fois la géométrie aéraulique et l'architecture des collecteurs-distributeurs optimisées, un prototype deuxième génération, assemblé par brasage selon les méthodes standards de l'automobile, pourrait être fabriqué puis testé. Cette perspective fait l'objet d'un nouveau projet de recherche et d'innovation en collaboration avec VALEO qui va débuter au cours du second semestre 2017.

Les analyses du présent chapitre soulèvent un deuxième axe de travail, plus en amont et fondamental. À plusieurs reprises, il a été question de la perte de charge côté réfrigérant. Pour le modèle utilisé, cette dernière est un paramètre d'entrée. Ceci a suffi pour mener les analyses et pour donner des indications, mais il serait très utile de développer un **modèle de calcul des pertes de charge internes**. Les hétérogénéités de l'échangeur dues au glissement de la température de saturation seraient prises en compte et les solutions modifiant les architectures des passes seraient évaluées plus précisément. Dans cette perspective, il serait également pertinent d'intégrer l'hétérogénéité de la distribution de réfrigérant. On retrouve un des points de la perspective précédente, mais il serait abordé ici d'une autre manière. Plutôt que d'utiliser la CFD pour développer un design, il faudrait développer une méthode pour que le modèle Dymola d'échangeur intègre une distribution non homogène. Cependant, aboutir à un tel résultat n'est pas aisé. D'une part, évaluer la mauvaise distribution simplement par calcul (non CFD) n'est pas évident et nécessiterait sûrement des équations empiriques. Mais, même une fois ce résultat atteint, prendre en compte la non-homogénéité de la distribution impliquerait de mener les calculs pour chaque tube et non plus pour un tube par passe. Le nombre d'équations augmenterait énormément et rendrait délicate la convergence du modèle Dymola. Il existe donc un travail conséquent en perspective pour bien maîtriser les aspects concernant le réfrigérant.

Finalement, dans ce chapitre, le critère d'évaluation du givrage est quelque peu arbitraire. On se donne une limite en termes de perte de charge ou d'épaisseur, mais pour des variables qui évoluent de manière très continue, sans que rien n'indique une réelle rupture du fonctionnement du système. On se rend bien compte qu'il manque un élément pour bien comprendre quel sera l'impact réel du givrage et à quel moment la pompe à chaleur ne pourra plus opérer. Effectivement, il est nécessaire de remonter au niveau de la pompe à chaleur elle-même et au niveau du véhicule, notamment pour **évaluer l'impact du givrage et des gains des prototypes sur l'autonomie du véhicule**. Le prochain chapitre s'intéresse précisément à ces aspects.

Bibliographie

Arindom, J., 2016. Frost tolerant microchannel heat exchanger. Brevet. Carrier Corp. WO2016085817.

Benouali, J., Petitjean, C., Citti, I., Beauvis, R., Delaforge, L., 2014. Evaporator-Condenser Improvement and Impact on Heat Pump System Performances for EVs. SAE Tech. Pap. 2014-01–07. doi:10.4271/2014-01-0708

Byun, J.-S., Lee, J., Jeon, C.-D., 2008. Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method. Int. J. Refrig. 31, 328–334. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.05.006

Fu, C., Zhong, G., Long, H., Wu, J., Ji, M., 2014. Fin type heat exchanger capable of restraining frost. Brevet. Chongqing Dafu Refrigeration Equipment CO LTD. CN204438607.

Guo, X.-M., Chen, Y.-G., Wang, W.-H., Chen, C.-Z., 2008. Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. Appl. Therm. Eng. 28, 2267–2278.

Hafner, A., 2000. Experimental study on heat pump operation of prototype CO2 mobile air conditioning system, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. Institut international du froid, West Lafayette, IN , Etats-Unis, pp. 183–190.

Jhee, S., Lee, K.-S., Kim, W.-S., 2002. Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger. Int. J. Refrig. 25, 1047–1053. doi:10.1016/S0140-7007(02)00008-7

Junqi, D., Jiangping, C., Zhijiu, C., Yimin, Z., Wenfeng, Z., 2007. Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. Appl. Therm. Eng. 27, 2066–2073. doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.11.012

Kurihara, T., Higuchi, T., Matsuda, T., Morohoshi, Y., 2012. Aqueous coating composition for preventing frost formation in heat exchanger fin, method for forming coating film for frost formation prevention purposes, and heat exchanger fin equipped with coating film for frost formation prevention purposes. Brevet. K. WO2012157325.

Lee, H., Shin, J., Ha, S., Choi, B., Lee, J., 2004. Frost formation on a plate with different surface hydrophilicity. Int. J. Heat Mass Transf. 47, 4881–4893. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.05.021

Mei, V.C., Chen, F.C., Domitrovic, R.E., Kilpatrick, J.K., 2002. A Frost-Less Heat Pump. ASHRAE Trans. 2, 1–8.

Moallem, E., Cremaschi, L., Fisher, D.E., Padhmanabhan, S., 2012. Experimental measurements of the surface coating and water retention effects on frosting performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems. Exp. Therm. Fluid Sci. 39, 176–188. doi:10.1016/j.expthermflusci.2012.01.022

Okoroafor, E.U., Newborough, M., 1999. Minimising frost growth on cold surfaces exposed to humid air by means of crosslinked hydrophilic polymeric coatings. Appl. Therm. Eng. 20, 737–758.

Park, J.-S., Kim, D.R., Lee, K.-S., 2016. Frosting behaviors and thermal performance of louvered fins with unequal louver pitch. Int. J. Heat Mass Transf. 95, 499–505. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.042

Payne, V., O'Neal, D., 1993. The effect of outdoor fan airflow on the frost/defrost performance of an air-source heat pump. ASME AES 29, 107–115.

Robinson Fin Machines Inc., 2015. Site internet [WWW Document]. URL http://www.robfin.com/ (consulté le 1.1.15).

Shin, J., Tikhonov, A. V., Kim, C., 2003. Experimental Study on Frost Structure on Surfaces With Different Hydrophilicity: Density and Thermal Conductivity. J. Heat Transfer 125, 84. doi:10.1115/1.1518496

Taras, M.F., 2016. Frost tolerant microchannel heat exchanger for heat pump and refrigeration applications. Brevet. Carrier Corp. WO2016036732.

Wu, X.M., Webb, R.L., 2001. Investigation of the possibility of frost release from a cold surface. Exp. Therm. fluid Sci. 24, 151–156.

Xia, Y., Zhong, Y., Hrnjak, P.S., Jacobi, A.M., 2006. Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers. Int. J. Refrig. 29, 1066–1079.

XRG Simulation GmbH, 2013. Modelica Standard Library - Documentation - Media R134a.

Xu, B., Zhang, C., Wang, Y., Chen, J., Xu, K., Li, F., Wang, N., 2015. Experimental investigation of the performance of microchannel heat exchangers with a new type of fin under wet and frosting conditions. Appl. Therm. Eng. 89, 444–458. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.06.037

Yan, R., Shi, J., Qing, H., Chen, J., 2016. Experimental Study on Heat Exchangers in Heat Pump System for Electric Vehicles. doi:10.4271/2014-01-0696.Copyright

Yang, D.-K., Lee, K.-S., Song, S., 2006. Fin spacing optimization of a fin-tube heat exchanger under frosting conditions. Int. J. Heat Mass Transf. 49, 2619–2625. doi:http://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.016

Yang, J., 2003. A study of heat pump fin staged evaporators under frosting conditions. Thèse de doctorat. Texas A&M University.

Ye, H.-Y., Park, J.-S., Lee, K.-S., 2014. Frost retardation on fin-tube heat exchangers using mass transfer characteristics with respect to air velocity. Int. J. Heat Mass Transf. 79, 689–693. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.08.069

Zhang, L., Fujinawa, T., Saikawa, M., 2012a. A new method for preventing air-source heat pump water heaters from frosting. Int. J. Refrig. 35, 1327–1334. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.04.004

Zhang, L., Hihara, E., Saikawa, M., 2012b. Combination of air-source heat pumps with liquid desiccant dehumidification of air. Energy Convers. Manag. 57, 107–116. doi:10.1016/j.enconman.2011.12.023

Chapitre 5

Evaluation de l'impact du givre sur l'autonomie d'un véhicule électrique

Table des matières

1 Introduction 208

2 Modélisation simplifiée d'un échangeur de chaleur 209

2.1 Approche ε-NTU standard : cas avec les deux fluides monophasiques 209
2.2 Adaptation au condenseur : la méthode aux frontières variables 212
2.3 Adaptation à l'évaporateur : prise en compte du givrage 214

3 Modélisation de la pompe à chaleur et intégration au véhicule complet 221

3.1 Pompe à chaleur 221
3.2 Système HVAC complet 225
3.3 Intégration de la PAC au véhicule complet 227

4 Évaluation de l'impact du givrage 228

4.1 Analyse au niveau de la PAC 228
4.2 Analyse au niveau du véhicule 231
4.3 Comparaison du chauffage électrique et de la PAC 234
4.4 Évaluation des gains apportés par les prototypes 236

5 Conclusion 238

Bibliographie 240

1 Introduction

Le chapitre 1 a permis d'évaluer l'impact d'un système de chauffage par PAC sur l'autonomie des voitures électriques. Cet impact a notamment été comparé à celui des résistances électriques. L'analyse a été menée avec un modèle très simplifié de PAC considérant un rendement exergétique constant et ne prenant pas en compte les aspects de givrage. Par la suite, la modélisation du givrage de l'échangeur de chaleur a été étudiée dans le détail au travers des chapitres 2 et 3, ce qui a permis entre autres d'élaborer des prototypes d'échangeur améliorant la tenue au givrage dans le chapitre 4. Suite à ces travaux permettant de prévoir la dynamique du givrage, il apparaît intéressant maintenant de se questionner sur l'impact du givre au niveau du véhicule.

Comme évoqué précédemment dans cette thèse, la pompe à chaleur appliquée aux véhicules a commencé à être envisagée dans les années 90 (Pommé, 1997; Suzuki et Ishii, 1996). Elle est maintenant activement étudiée dans le présent contexte de fort développement des véhicules hybrides et électriques (Qi, 2014). Un certain nombre d'auteurs s'emploient à évaluer les performances des pompes à chaleur pour cette application embarquée (Feng et Hrnjak, 2016; Lee et al., 2013; Lee et Lee, 2016; Lemort et al., 2012; Qin et al., 2014; Torregrosa et al., 2011). D'autres auteurs présentent des améliorations technologiques ayant pour but d'améliorer les performances énergétiques (Ahn et al., 2015; Benouali et al., 2014; Kwon et al., 2017; Pommé, 1997). Certains des auteurs évoquent le phénomène de givrage, mais ne font que le mentionner (Ahn et al., 2016; Feng et Hrnjak, 2016; Pommé, 1997). Les études sont en général conduites avec des humidités faibles précisément pour éviter le givrage (Feng et Hrnjak, 2016; Lee et Lee, 2016; Lemort et al., 2012). Benouali et al. (2014) s'attaquent plus spécifiquement à la problématique du givrage au niveau évaporateur, mais ne le considèrent plus au niveau PAC. Zhou et al. (2017) s'intéressent aussi au givrage d'une PAC de VE, mais en étudiant strictement la méthode de dégivrage, la phase de givrage n'étant quant à elle pas abordée dans cette étude. Au niveau du véhicule, le gain en autonomie via l'utilisation d'une pompe à chaleur pour le chauffage de l'habitacle est aussi étudié. Zhang et al. (2017) montrent une augmentation de 7.6 à 21.1% de l'autonomie dans le cas de l'utilisation d'une PAC par rapport à l'utilisation de résistances électriques pour un VE, mais sans prise en compte du givrage.

Au travers de cet aperçu de la littérature, il apparaît que, à la connaissance du présent auteur, il n'existe aucune étude au niveau du véhicule considérant les chutes de performances majeures de la PAC dues au phénomène de givrage. Le premier but du présent chapitre est donc **d'estimer l'impact d'un système de chauffage par PAC sur l'autonomie du VE avec prise en compte du givrage**. Une fois ce but atteint via la mise en place des outils adéquats reposant sur les apports des chapitres 2 et 3, le second objectif est **d'évaluer les gains apportés par les deux prototypes développés dans le chapitre 4**. En effet, dans le chapitre précédent, l'amélioration de la performance a été donnée en termes d'augmentation du temps de givrage par rapport à un critère arbitraire sur les pertes de charge côté air, et avec des conditions d'opération en entrées de l'échangeur fixes. Ceci ne permet pas d'appréhender pleinement l'impact sur le véhicule. Il est donc utile de finaliser l'analyse des performances des prototypes au niveau du véhicule.

Tout d'abord, des modèles simplifiés des échangeurs de chaleur de la PAC sont développés. Ensuite, le modèle de la PAC puis du HVAC et enfin du véhicule complet sont construits. À partir du modèle mis en place, l'impact du givre est évalué au niveau de la pompe à chaleur puis au niveau du véhicule électrique. Finalement, les améliorations dues aux prototypes sont évaluées en termes d'autonomie.

2 Modélisation simplifiée d'un échangeur de chaleur

Dans le cadre de ce chapitre, il faut développer un modèle de pompe à chaleur avec givrage qui pourra être intégré au modèle du véhicule du chapitre 1. Ainsi, le modèle développé doit rester relativement simple. En particulier, des tentatives d'intégration du modèle complet d'échangeur de chaleur développé dans le chapitre 3 ont été menées et il est apparu que ce modèle intégré dans le modèle complet du véhicule entraîne des simulations trop lentes ou divergentes. L'idée est donc de développer un modèle simplifié qui pourra bénéficier de calibrations via le modèle complet d'échangeur.

La méthode classique ε - NTU (Bergman et al., 2011) est retenue ici comme la base de la modélisation, car des adaptations existent déjà dans la littérature pour le cas de l'air humide (voir section 2.3). Dans ce qui suit, l'approche classique ε - NTU est brièvement présentée, puis les adaptations pour les cas spécifiques du condenseur et de l'évaporateur avec givrage sont explicitées.

2.1 Approche ε-NTU standard : cas avec les deux fluides monophasiques

Dans le cas d'un échangeur comportant deux fluides monophasiques simples (cas sans changement de phase du réfrigérant, ni de condensation d'une des phases comme pour l'air humide), la méthode ε - NTU peut être utilisée (Bergman et al., 2011). Le but de cette section n'est pas de faire une description détaillée de cette méthode très classique, mais de rappeler les éléments principaux qui permettront de mieux comprendre les adaptations proposées dans les sections suivantes.

La Figure 1 présente une schématisation de l'échangeur avec les conditions limites considérées pour l'approche ε - NTU (à noter que, puisque les échangeurs que nous modélisons sont tous des échangeurs à air, l'air est dès maintenant considéré comme un des deux fluides). Le but est alors de calculer la puissance thermique échangée $\dot{Q}_{HX}$ (par convention, positive ici quand l'air est chauffé).

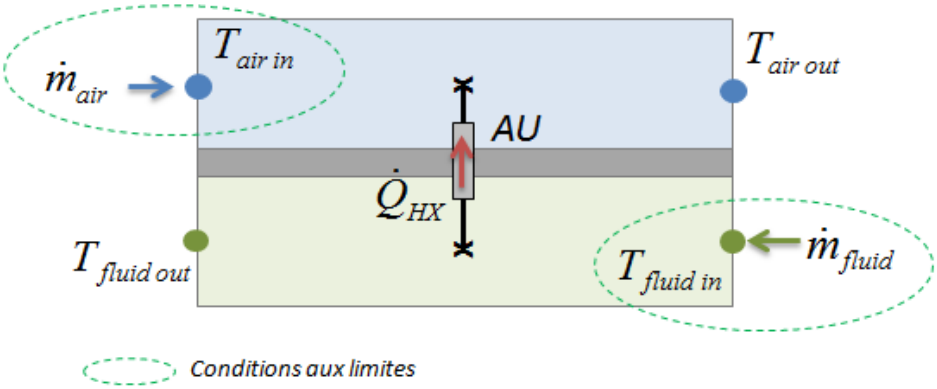


Figure 1: Schématisation du problème d'échange thermique pour l'approche ε - NTU

La puissance thermique $\dot{Q}_{HX}$ s'exprime en fonction de l'efficacité ε de l'échangeur de chaleur et des températures d'entrée de l'air et du fluide interne :

$$\dot{Q}_{HX} = \varepsilon \cdot \dot{C}_{min} \cdot \left(T_{fluid\ in} - T_{air\ in}\right) \quad (1)$$

L'efficacité est donnée en fonction du « nombre d'unité thermique » *NTU*:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}\right) \tag{2}$$

Avec les débits de capacité thermique minimum $\dot{C}_{min}$ et maximum $\dot{C}_{max}$ donnés par :

$$\dot{C}_{min} = \min\left(\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}} \cdot c_{p\,air}, \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{fluid}} \cdot c_{p\,fluid}\right) \tag{3}$$

$$\dot{C}_{max} = max\left(\dot{m}_{air} \cdot c_{p\,air}, \dot{m}_{fluid} \cdot c_{p\,fluid}\right) \tag{4}$$

Par définition, le *NTU* est donné par le ratio suivant :

$$NTU = \frac{AU}{\dot{C}_{min}} \tag{5}$$

Avec *AU* le coefficient d'échange global de l'échangeur (en négligeant ici la conduction de la paroi):

$$AU = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{0\,air} \cdot h_{conv\,air} \cdot A_{0\,air}} + \frac{1}{h_{conv\,fluid} \cdot A_{0\,fluid}}} \tag{6}$$

Pour une même surface et les mêmes coefficients d'échange, deux échangeurs différents peuvent aboutir à des puissances échangées différentes dépendamment du détail des configurations des échangeurs. C'est la fonction *f* de l'équation (2) qui caractérise la configuration.

Pour notre cas, deux configurations s'appliquent principalement. Les échangeurs de chaleur de climatisation automobile sont des échangeurs à passes croisées. Cependant, les évaporateurs, échangeurs présents dans les modules HVAC, présentent en général une configuration pseudo contre-courant. En effet, le but est de faire changer la température de l'air de façon importante. Ils ont donc une certaine profondeur (dans le sens de l'écoulement de l'air) et adoptent la tendance contre-courant plus efficace. On peut alors les modéliser par un cas pur contre-courant, pour lequel la relation suivante s'applique (pour $\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} < 1$):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(-NTU \cdot \left(1 - \dot{C}_r\right)\right)}{1 - \dot{C}_r \cdot \exp\left(-NTU \cdot \left(1 - \dot{C}_r\right)\right)} \tag{7}$$

Par ailleurs, les condenseurs automobiles sont des échangeurs purement de type croisé : pas de tendance contre-courant ou co-courant puisqu'ils sont en général composés d'un seul rang. Ainsi, la relation suivante pour l'échangeur à passes croisées ayant les deux fluides non mixés s'applique :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{1}{\dot{C}_r} \cdot NTU^{0.22} \cdot \left(exp\left\{-\dot{C}_r \cdot NTU^{0.78}\right\} - 1\right)\right) \tag{8}$$

Enfin, dans un cas où $\dot{C}_r$ tend vers zéro, on obtient :

$$\varepsilon = 1 - exp(-NTU) \tag{9}$$

Suivant la configuration de l'échangeur considéré, on choisit la relation qui correspond.

Par ailleurs, afin de calculer le coefficient d'échange global, les coefficients d'échange convectif interne et externe sont nécessaires. Par défaut, les échangeurs d'automobile considérés par la suite sont de type échangeurs à tubes plats et ailettes persiennées. Ainsi, le coefficient d'échange coté air est calculé via la corrélation du facteur de Colburn *j* de Chang et Wang (1997) et le coefficient interne en monophasique est déterminé par la corrélation classique de Dittus-Boelter (Bergman et al., 2011) comme décrit dans le chapitre 3 portant sur la modélisation de l'échangeur de chaleur.

Avec l'ensemble des équations ci-dessus, on peut calculer la puissance thermique pour un échangeur donné dans des conditions d'opération données.

Par ailleurs, les pertes de charge côté air sont déterminées de manière similaire à ce qui a été présenté au chapitre 3, c'est-à-dire en fonction du facteur de friction *f* :

$$\Delta p_{air,HX} = \frac{A_0}{A_c} \cdot \frac{\left(\dot{m}_{air,in}/A_c\right)^2}{2 \cdot \rho_{air,avg}} \cdot \left(f + \left(1 + \left(\frac{A_c}{A_{front}}\right)^2\right) \cdot \left(\frac{\rho_{air,in}}{\rho_{air,out}} - 1\right) \cdot \frac{A_c}{A_0} \cdot \frac{\rho_{air,avg}}{\rho_{air,in}} \right) \tag{10}$$

Le facteur de friction est calculé via la corrélation de Kim et Bullard (2005) pour le cas de l'évapo-condenseur face avant selon l'équation (11). Pour les échangeurs du module HVAC, la corrélation n'est pas utile dans le présent modèle puisqu'un débit d'air est quoi qu'il en soit imposé pour le module HVAC dans ce travail.

$$f = \mathrm{Re}_{L_p}^{-0.781} \cdot \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0.444} \cdot \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-1.682} \cdot \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-1.22} \cdot \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{0.818} \cdot \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{1.97} \tag{11}$$

Les pertes de charge côté réfrigérant sont négligées. Ainsi, l'égalité suivante s'applique :

$$p_{fluid\ out} = p_{fluid\ in} \tag{12}$$

De plus, puisqu'un régime permanent est considéré, les bilans de masse d'air et de réfrigérant se restreignent à :

$$\dot{m}_{air\ out} = \dot{m}_{air\ in} \tag{13}$$

$$\dot{m}_{fluid\ out} = \dot{m}_{fluid\ in} \tag{14}$$

La Figure 2 présente une vue du modèle d'échangeur ε -NTU simple développé dans Dymola et intégrant les équations ci-dessus (voir annexe 1 pour la présentation de Dymola et les conventions associées).

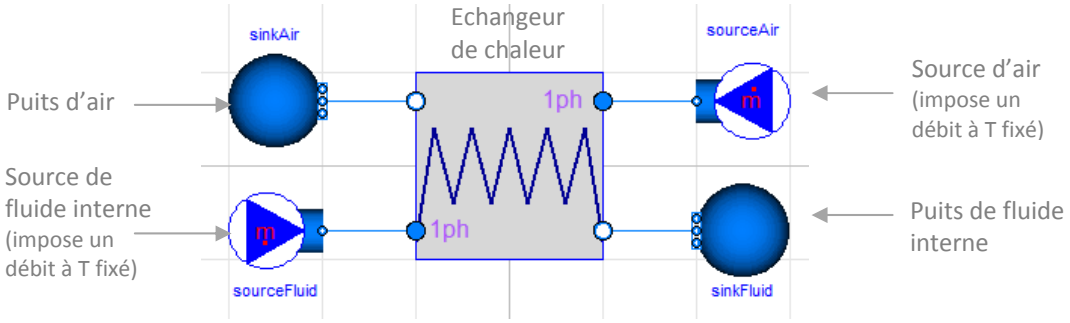


Figure 2: Vue Dymola du modèle d'échangeur ε - NTU simple

2.2 Adaptation au condenseur : la méthode aux frontières variables

Afin de modéliser le condenseur du module HVAC, on souhaite utiliser la même approche ε - NTU. Cependant, cette dernière est ici moins bien adaptée en l'état, car elle a été développée pour des cas avec évolutions des températures linéaires dans un diagramme $T - \dot{Q}$, c'est-à-dire en monophasique avec des c_p constants, ou avec un fluide en changement de phase sur l'ensemble de l'échangeur. Ces restrictions s'appliquent bien aux trois parties séparées de l'échangeur que sont le refroidisseur de vapeur (échangeur air-vapeur), le condenseur à proprement parler (échangeur air-fluide diphasique) ainsi que le sous-refroidisseur (échangeur air-liquide), mais pas à l'ensemble considéré d'un bloc.

L'idée est donc d'utiliser la méthode des frontières variables ("*moving boundary method*") qui décompose l'échangeur en 3 blocs, la partie vapeur, la partie diphasique et la partie liquide, comme présenté par la Figure 3. La particularité ici consiste en ce que les zones soient en fait variables. En effet, les deux points à saturation se déplacent dans l'échangeur. Ainsi, on définit deux nouvelles variables r_{liq} et r_{vap} qui sont respectivement le ratio de la zone liquide et de la zone vapeur par rapport à la surface de l'échangeur complet:

$$r_{liq} = \frac{A_{0\,liq}}{A_{0\,tot}} \tag{15}$$

$$r_{vap} = \frac{A_{0\,vap}}{A_{0\,tot}} \tag{16}$$

L'échangeur complet possède un coefficient d'échange global *AU*. On obtient alors, pour les trois zones, les coefficients d'échange globaux suivants:

$$AU_{vap} = AU \cdot r_{vap} \tag{17}$$

$$AU_{liq} = AU \cdot r_{liq} \tag{18}$$

$$AU_{2ph} = AU \cdot \left(1 - r_{vap} - r_{liq}\right) \tag{19}$$

Deux nouvelles variables ont été intégrées, mais par définition, deux équations ont aussi été ajoutées:

$$h_{ref\,out}^{refroidisseur\,de\,vapeur} = h_{dew}\left(p_{ref\,out}^{refroidisseur\,de\,vapeur} \right) \tag{20}$$

$$h_{ref\,out}^{cond\,2ph} = h_{bubble}\left(p_{ref\,out}^{cond\,2ph} \right) \tag{21}$$

avec h_{dew} la fonction d'enthalpie à la saturation vapeur et h_{bubble} la fonction d'enthalpie à la saturation liquide.

Les efficacités de la zone vapeur et liquide dépendent de la configuration comme discuté dans la section 2.1. Pour la partie de condensation, l'efficacité s'exprime comme suit:

$$\varepsilon_{2ph} = 1 - exp\left(-NTU_{2ph}\right) \tag{22}$$

À noter que les pertes de charge ne sont pas prises en compte. En particulier, le changement de phase s'effectue donc à température constante $T_{ref\,cond}$.

Une vue du modèle du condenseur développé sous Dymola est présentée dans la Figure 4.

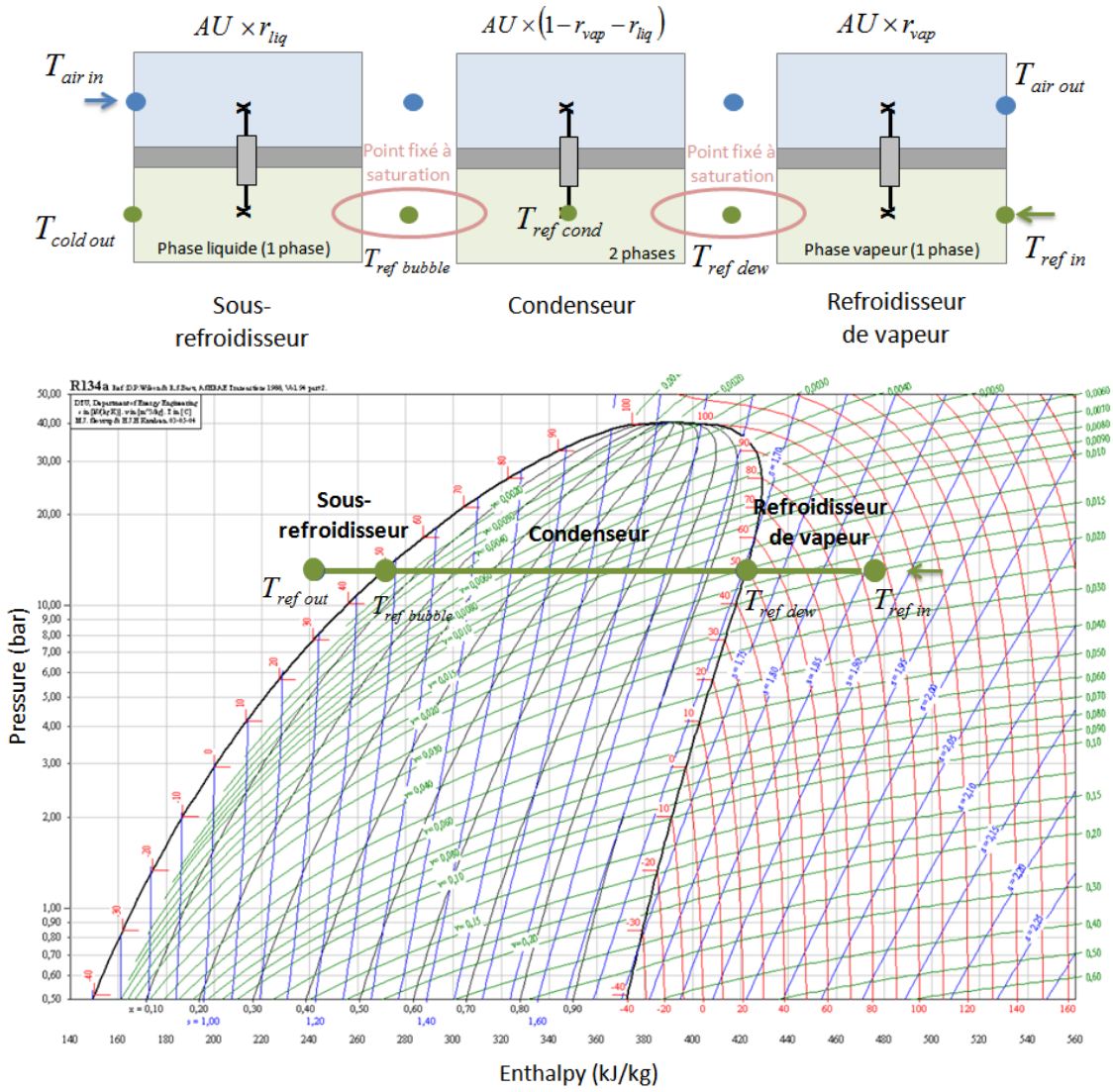


Figure 3: Décomposition du condenseur complet en 3 parties

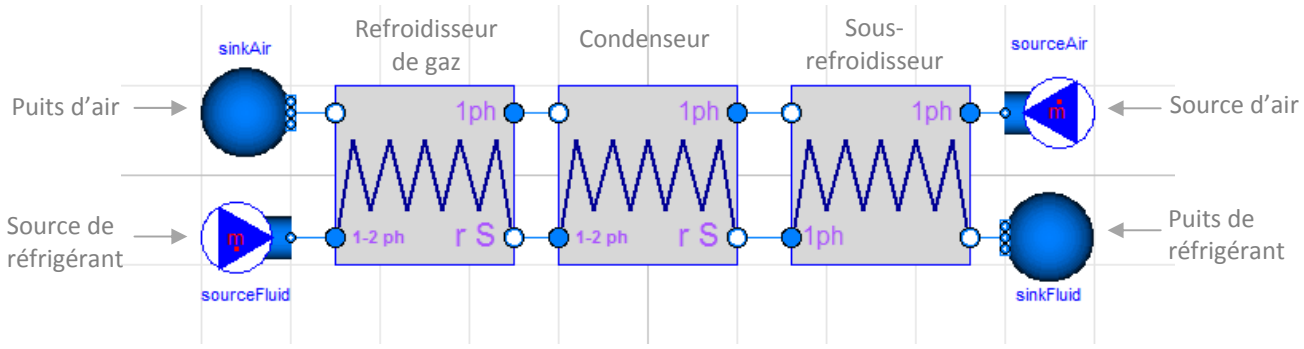


Figure 4: vue Dymola du modèle de condenseur

2.3 Adaptation à l'évaporateur : prise en compte du givrage

2.3.1 Vue d'ensemble de l'approche

Afin de modéliser l'évaporateur, nous devons considérer en plus du cas d'échange thermique sensible, le transfert thermique latent, comme dans le cas classique d'un évaporateur avec condensation d'eau liquide, ainsi que le développement du givre. Plusieurs méthodes de modélisation d'un échangeur avec condensation d'eau existent dans la littérature. Nous avons ici utilisé l'approche exposée dans (ASHRAE, 2000) basée sur la méthode ε - NTU. La différence d'enthalpie entrée-sortie ainsi que la différence d'humidité absolue entrée-sortie sont formulées en fonction de l'efficacité de l'échangeur côté air multiplié par la différence des grandeurs en entrée et à la surface de la paroi considérée à température homogène (voir section 2.3.2). Cette approche est facilement adaptable au modèle de croissance de givre utilisé dans le modèle d'échangeur du chapitre 3.

La Figure 5 schématise l'approche développée pour intégrer le givrage. L'échange est découpé en quatre zones : le canal de réfrigérant, la paroi, la couche poreuse de givre et le canal d'air. Tout d'abord, dans notre application, il est choisi de faire fonctionner le système avec une surchauffe quasi nulle (une bouteille anti-coup de liquide est installée). Par ailleurs, les pertes de charge du réfrigérant ne sont pas considérées. Ainsi, la température du réfrigérant est constante dans l'échangeur de chaleur. Ensuite, la résistance de convection interne et la résistance de conduction de la paroi permettent de calculer la température de la paroi côté givre. Cette température est utilisée pour le modèle de croissance de givre qui permet notamment d'établir la température de surface du givre. À la surface du givre, la condition de saturation est considérée. Enfin, pour le canal d'air, la méthode ε - NTU extrapolée de (ASHRAE, 2000) est utilisée afin de déterminer la quantité de vapeur d'eau qui change de phase. Concernant la réalisation du calcul, les 4 zones ne se résolvent pas de manière séquentielle comme décrit à l'instant, mais aboutissent à des équations couplées. Le modèle est donc résolu d'un bloc.

Du fait du caractère dynamique de la croissance de givre, ce modèle d'échangeur de chaleur est par essence transitoire. Par ailleurs, l'approche ε - NTU classique est par définition une approche statique. Par conséquent, c'est une approche quasi-statique qui est utilisée pour le cas de l'évaporateur en conditions de givrage. Le modèle de croissance de givre inclut des équations dynamiques, mais le reste de la physique de l'échange est traité en statique, de manière similaire à ce qui a été fait dans le chapitre 3, car l'échelle de temps de la dynamique du givre est bien plus grande que les échelles des autres transitoires.

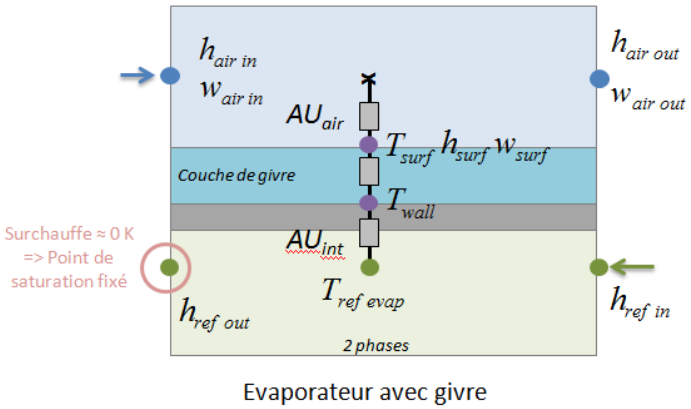


Figure 5 : Schématisation du problème d'échange thermique avec givrage pour l'approche ε - NTU

2.3.2 Méthode ε - NTU entre l'air et la surface de givre

L'échange thermique et massique total, et donc le bilan entre entrée et sortie, est établi en fonction des conditions d'air en entrée et des conditions au niveau de la surface du givre selon les équations (23) et (24) faisant intervenir l'efficacité ε de l'échangeur.

$$h_{air\ in} - h_{air\ out} = \varepsilon \cdot \left(h_{air\ in} - h_{surf}\right) \tag{23}$$

Et

$$w_{air\ in} - w_{air\ out} = \varepsilon \cdot \left(w_{air\ in} - w_{surf}\right) \tag{24}$$

L'efficacité est calculée selon la formule correspondant au cas avec $\dot{C}_{min}/\dot{C}_{max} \ll 1$ puisque la température de surface du givre est considérée homogène sur tout l'échangeur :

$$\varepsilon = 1 - exp(-NTU) \tag{25}$$

Le *NTU* est calculé relativement à la résistance convective côté air :

$$NTU = \frac{AU_{air}}{\dot{m}_{\mathrm{air}} \cdot c_{p\ air}} \tag{26}$$

$$AU_{air} = h_{conv\ air} \cdot A_{0\ air} \tag{27}$$

Ensuite, le flux de vapeur d'eau qui diffuse de l'air vers la surface de la couche de givre est donné par :

$$\dot{m}_{w,surf} = \dot{m}_{air,dry} \cdot (w_{air\ out} - w_{air\ in}) \tag{28}$$

Finalement, avec l'approximation d'un débit d'air humide constant et égal au débit d'air sec, les flux thermiques échangés sont (flux relativement à l'air, donc positifs quand ils vont du réfrigérant vers l'air):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{air} \cdot (h_{air\ out} - h_{air\ in}) \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{evap,lat} = \dot{m}_{air} \cdot (w_{air\ out} - w_{air\ in}) \cdot L_{sv}\left(T_{surf}\right) \tag{30}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{evap,sens} + \dot{Q}_{evap,lat} \tag{31}$$

De plus, grâce au modèle de l'air humide, on obtient simplement la température d'air en sortie:

$$T_{air\ out} = f_{prop\ moist\ air}(h_{air\ out}, w_{air\ out}) \tag{32}$$

2.3.3 Modèle de givrage

Ensuite, le modèle de givre vient se greffer de manière similaire à ce qui a été fait dans les chapitres 2 et 3. Les principales équations développées précédemment sont rappelées ici sans être décrites dans le détail (pour ces derniers, se référer aux chapitres 2 et 3).

Le flux de vapeur d'eau à la surface du givre $\dot{m}_{w,\ surf}$ se décompose entre le flux augmentant l'épaisseur $\dot{m}_{\delta_{fr}}$ et le flux augmentant la masse volumique de givre $\dot{m}_{\rho_{fr}}$:

$$\dot{m}_{w,\ surf} = \dot{m}_{\rho_{fr}} + \dot{m}_{\delta_{fr}} \tag{33}$$

Avec

$$\dot{m}_{\delta_{fr}} = -A_0 \cdot \rho_{fr} \cdot \frac{d\delta_{fr}}{dt} \tag{34}$$

Et

$$\dot{m}_{\rho_{fr}} = -A_0 \cdot \delta_{fr} \cdot \frac{d\rho_{fr}}{dt} \tag{35}$$

Pour les deux équations précédentes, les conditions initiales suivantes sont considérées: $\delta_{fr,ini} = 2 \cdot 10^{-5}\ m$ et $\rho_{fr,ini} = 25\ kg \cdot m^{-3}$.

Par ailleurs, la température de la surface du givre T_{surf} s'exprime comme suit:

$$T_{surf} = T_{wall,ext} + \frac{\delta_{fr}}{k_{eff} \cdot A_0} \times \left(-\dot{Q}_{sens,surf} - \dot{m}_{\delta_{fr}} \cdot L_{sv} + \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{\rho_{fr}} \cdot L_{sv} \right) \tag{36}$$

De plus, le débit de vapeur de densification du givre $\dot{m}_{\rho_{fr}}$ s'exprime selon la loi de Fick:

$$\dot{m}_{\rho_{fr}} = -\frac{F_{calib} \cdot 2 \cdot D_{eff} \cdot A_0 \cdot \rho_{dry\,air}}{\delta_{fr}} \cdot \left(w_{surf} - w_{wall,ext} \right) \tag{37}$$

L'unique différence par rapport aux équations du chapitre 3 est l'apparition du facteur de calibration F_{calib} dans la dernière équation. Le modèle de givre est ici homogène. Or, le chapitre 3 a montré qu'il fallait considérer l'épaisseur maximale de givre pour le calcul des pertes de charge. Le présent facteur de calibration, quand il est inférieur à 1, a pour effet de diminuer la quantité de vapeur d'eau qui diffuse dans la couche de givre et permet ainsi d'augmenter artificiellement l'épaisseur de givre. Par calibration avec le modèle 3D ou par calibration expérimentale, ce facteur pourra donc être déterminé afin de calculer l'épaisseur maximale équivalente (au lieu de l'épaisseur moyenne). Afin de choisir cette équation pour appliquer la calibration, différentes observations ont été faites auparavant. Effectivement, lors des analyses des chapitres 2 et 3, il a été observé que la modification de ce paramètre a finalement peu d'influence sur la masse de givre formée (voir en particulier la différence entre la masse prédite pour le modèle *p1D avec* α_w *= cst* et le *modèle 0D* dans la Figure 5 du chapitre 2). Ainsi, ce choix n'impacte pas la masse totale, mais permet de bien faire varier l'épaisseur de givre. C'est pourquoi cette approche a été suivie.

2.3.4 Modèle d'échange interne

Comme indiqué dans la Figure 5, une simple résistance thermique sépare le nœud thermique du réfrigérant et le nœud en surface extérieure de la paroi. Les équations (38) et (39) s'appliquent alors.

$$T_{wall} = T_{sat}(p_{ref\ in}) + \frac{\dot{Q}_{evap}}{AU_{int}} \tag{38}$$

Avec

$$AU_{int} = h_{conv\ ref} \cdot A_{0\ ref} \tag{39}$$

2.3.5 Modèle des pertes de charge

À partir des résultats du modèle de givre, les pertes de charge peuvent être calculées selon la même approche que celle développée dans le chapitre 3 de modélisation de l'échangeur. Les pertes de charge sont toujours données selon l'équation (10) qui dépend du facteur de friction f à la différence près que la section de passage A_c est calculée en considérant la réduction de surface due au givre.

Puis, le facteur de friction intègre un terme correctif relatif à la présence de givre, comme mis en évidence dans le chapitre 3:

$$f = f_{dry} \cdot \Gamma(\delta_{fr}) \tag{40}$$

avec f_{dry} le facteur de friction en conditions sèches (sans givre) calculé via la corrélation de Kim et Bullard (2005) décrite par l'équation (11) ainsi qu'avec l'épaisseur de givre δ_{fr} calculée via les équations précédentes (en particulier les équations (33) à (37)) et donc représentant l'épaisseur maximale de givre grâce au facteur de calibration.

2.3.6 Calibration

Le modèle ε - NTU d'évaporateur avec givrage a été intégré dans un modèle Dymola en juxtaposition du modèle pseudo 3D du chapitre 3 (voir Figure 6).

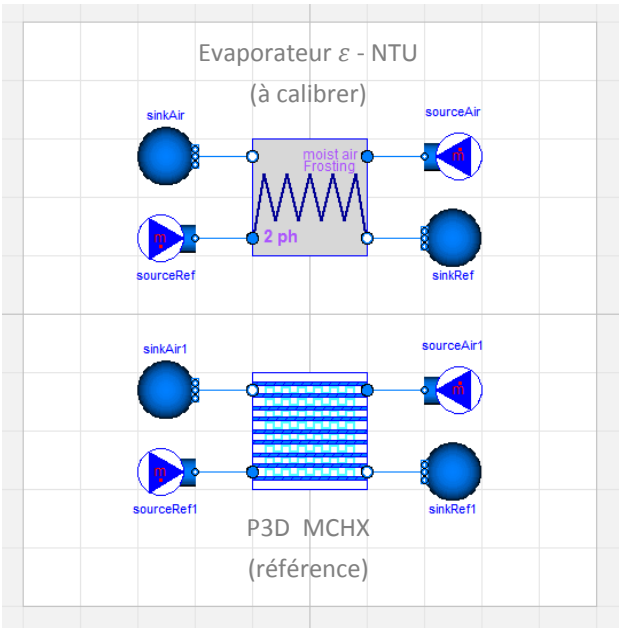


Figure 6: Modèle de calibration du modèle d'évaporateur ε - NTU avec givrage avec le modèle pseudo 3D en condition de givrage du chapitre 3

Dans le cadre de ce chapitre, nous souhaitons évaluer tout d'abord les performances d'une pompe à chaleur standard. Ensuite, les gains apportés par les échangeurs innovants du chapitre 4 seront évalués. De plus, dans la continuité du chapitre 4, nous considérons l'échangeur de la Zoé comme l'échangeur de référence. Les données géométriques sont indiquées dans le Tableau 1. C'est par conséquent cet échangeur qui est calibré dans un premier temps.

Tableau 1: Principaux paramètres de l'échangeur de référence de la Zoé

Paramètre	Valeur
L'architecture	
Nombre de rangs	1
Nombre de passes	2
Nombre de tubes de la 1re passe	40
Nombre de tubes de la 2de passe	20
Les tubes	
Pas des tubes	6.4 mm
Section des tubes	1 mm x 22 mm
Longueur des tubes	590 mm
Les ailettes	
Type d'ailettes	À persiennes
Pas d'ailette	1.3 mm (77 ailettes par 10cm)
Épaisseur d'ailette	0.1 mm
Pas des persiennes	1.4 mm
Longueur des persiennes	5 mm
Angle des persiennes	20°

Par ailleurs, nous choisissons des conditions de calibration proches du point de fonctionnement de l'échangeur de chaleur obtenu dans la section 4. Nous souhaitons mener l'analyse pour un point de givrage à 0°C et 90% d'humidité relative dans la continuité des tests présentés au niveau du véhicule dans le chapitre 4. Les autres paramètres sont choisis par rapport aux ordres de grandeur anticipés pour ce point de référence (une simulation a été menée avec le modèle PAC qui sera présenté dans la prochaine section afin de connaître ces ordres de grandeur). Le Tableau 2 indique l'ensemble des conditions d'opération considérées.

Tableau 2: Conditions d'opération pour la calibration

Paramètre	Valeur
Air	
Débit	0.6 $kg.s^{-1}$
Température d'entrée	0°C
Humidité relative en entrée	90%
Réfrigérant	
Débit	0.019 $kg.s^{-1}$
Enthalpie d'entrée	203 $kJ.kg^{-1}$
Pression de sortie	2.5 bar

Le modèle de calibration est alors simulé puis, le facteur de calibration est déterminé par itération en minimisant l'écart des pertes de charge coté air des deux modèles d'échangeur. La Figure 7 présente l'évolution des pertes de charge côté air pour la référence ainsi que pour le modèle ε - NTU avant et après calibration. Bien sûr, le résultat du modèle calibré est quasi identique à la référence alors qu'un écart important peut être observé dans le cas du modèle non calibré. Le facteur de calibration s'établit ici à $F_{calib} = 0.53$.

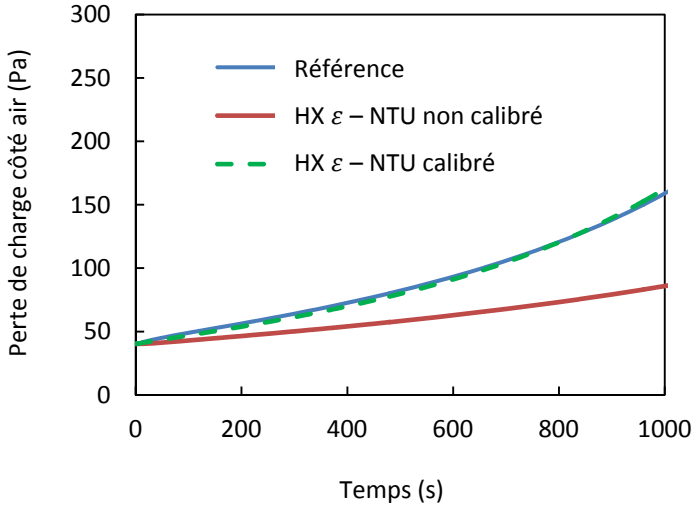


Figure 7 : Résultats de la calibration du modèle ε - NTU en condition de givrage

Une des limitations de la présente approche tient à la plage de validité de la calibration. Ainsi, afin de s'assurer que les analyses suivantes ont du sens, la sensibilité à des conditions d'opération a été évaluée.

Tout d'abord, il a été choisi de diminuer la vitesse d'air approximativement d'un facteur deux, en parallèle à une légère diminution de la basse pression. En effet, ce sera la tendance d'évolution durant un givrage. Les conditions d'opération sont données dans le Tableau 3. Avec ces nouvelles conditions, le modèle calibré précédemment a été simulé et comparé à la référence pour les mêmes conditions (voir Figure 8). On constate clairement que la calibration est toujours valide : les pertes de charge prédites avec le modèle ε - NTU calibré précédemment suivent les pertes de charge de la référence.

Tableau 3: Conditions d'opération pour sensibilité représentant un avancement dans le temps du givrage

Paramètre	**Valeur**
Air	
Débit	**0.35 kg.s^{-1}**
Température d'entrée	0°C
Humidité relative en entrée	90%
Réfrigérant	
Débit	0.019 kg.s^{-1}
Enthalpie d'entrée	203 kJ.kg^{-1}
Pression de sortie	**2.3 bar**

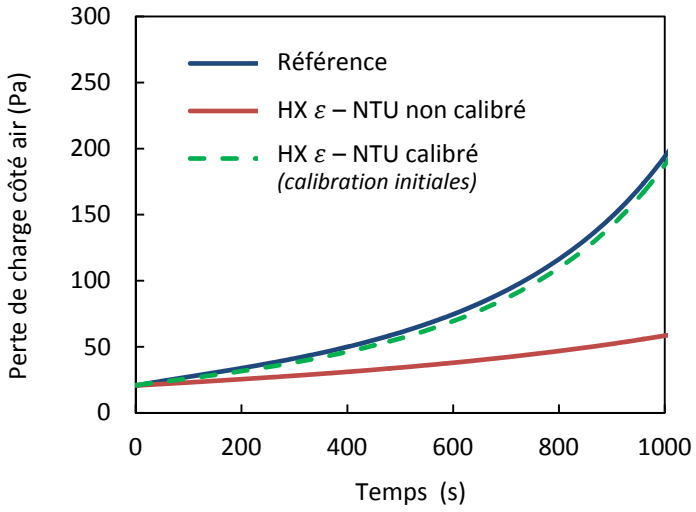


Figure 8 : Résultat du modèle calibré pour des conditions différentes de celles de la calibration (conditions correspondant à un temps plus avancé dans le givrage)

Une seconde analyse de sensibilité a été menée pour un cas avec une température extérieure de 5°C. Les conditions d'opération sont données dans le Tableau 4. La Figure 9 présente les évolutions des pertes de charge pour le cas de référence ainsi que pour le modèle avec la calibration initiale ($F_{calib} = 0.53$). On observe un léger écart qui augmente au fur et à mesure de la simulation pour aboutir à un maximum de 12%. Ceci tend à montrer que, dans la plage de la simulation au niveau de la PAC, la calibration est valide, mais si l'on change de manière conséquente le point d'opération, il est nécessaire d'établir une nouvelle calibration. Ceci renforce d'ailleurs l'intérêt d'un modèle pseudo 3D qui peut servir de référence. Pour ce point d'opération, une nouvelle calibration a été réalisée à titre indicatif et est tracée sur la figure. On obtiendrait alors un facteur de calibration $F_{calib} = 0.57$.

Par la suite, on conserve le facteur de calibration $F_{calib} = 0.53$.

Tableau 4: Conditions d'opération pour sensibilité à une température extérieure différente

Paramètre	**Valeur**
Air	
Débit	0.6 kg.s^{-1}
Température d'entrée	**5°C**
Humidité relative en entrée	90%
Réfrigérant	
Débit	0.019 kg.s^{-1}
Enthalpie d'entrée	203 kJ.kg^{-1}
Pression de sortie	**3 bar**

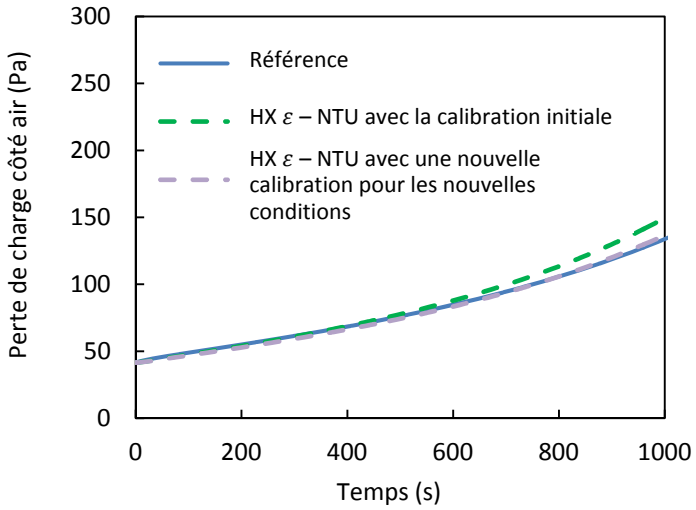


Figure 9 : Résultat de sensibilité à une température extérieure différente avec et sans ajustement du facteur de calibration

3 Modélisation de la pompe à chaleur et intégration au véhicule complet

3.1 Pompe à chaleur

3.1.1 Vue d'ensemble

Les modèles de condenseur et d'évaporateur développés dans la section précédente peuvent maintenant être utilisés pour développer le modèle de pompe à chaleur. Ce dernier est présenté dans la Figure 10. Classiquement, on retrouve un compresseur (qui reçoit en entrée une valeur réelle correspondant aux RPM), un condenseur, un détendeur et un évaporateur. Les nouveaux éléments du modèle sont décrits dans les sous-sections suivantes. Les deux échangeurs de chaleur sont connectés à des ports d'air humide constituant les frontières de la pompe à chaleur. Comme discuté ci-dessous, des conditions de sous-refroidissement et de surchauffe sont imposées au niveau des échangeurs de chaleur en tant qu'équation de fermeture du modèle de boucle.

Au niveau de l'évaporateur comme au niveau de la PAC, les modèles sont développés selon une approche quasi-statique. Les équations sont développées pour un cas de régime permanent à l'exception de la dynamique du givre qui est intégrée au niveau de l'évaporateur. Comme pour l'échangeur, ceci est cohérent car les transitoires du compresseur et du détendeur, en plus de ceux des échangeurs de chaleur hors givrage, sont bien plus rapides que celui de la croissance de givre.

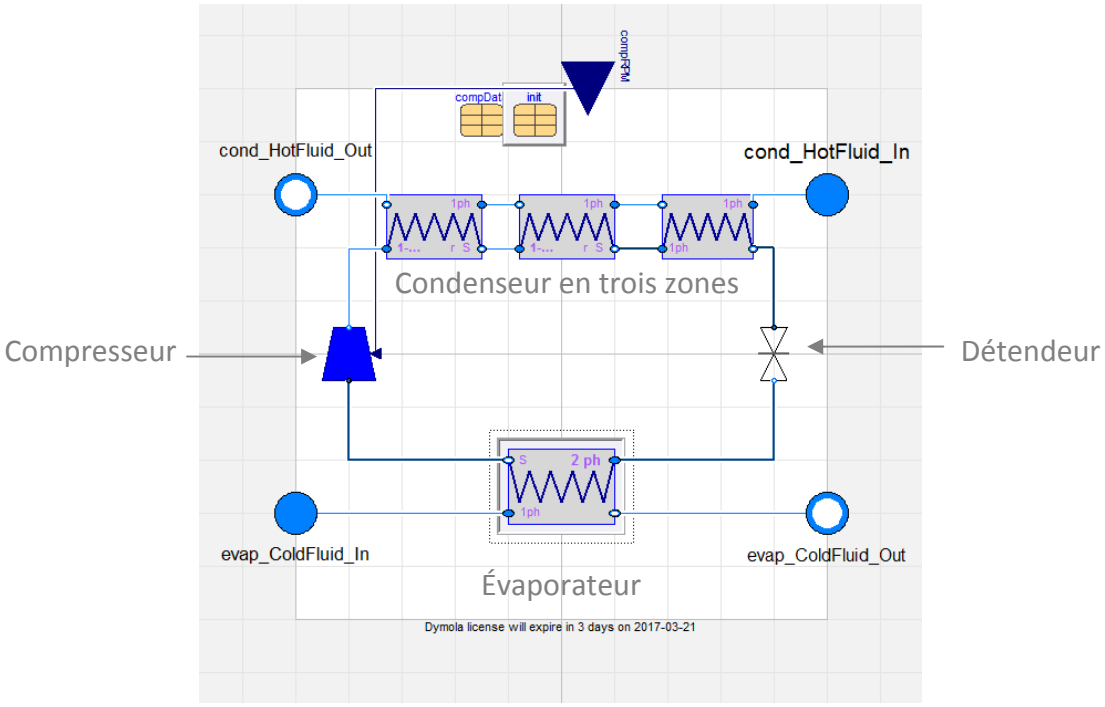


Figure 10 : Module de la pompe à chaleur

Le modèle de la Figure 10 ne peut pas être simulé à ce niveau. C'est un composant « pompe à chaleur » qui nécessite des connexions au niveau des différents ports. Le modèle complet se trouve à la Figure 11. Une source d'air (débit imposé) alimente le condenseur qui est par ailleurs connecté à un puits. Coté évaporateur, puisque l'interaction entre l'échangeur de chaleur et le ventilateur doit être prise en compte, la source est remplacée par un ensemble formé par un puits et un ventilateur, ce dernier prélevant l'air humide du puits pour le souffler sur l'évaporateur.

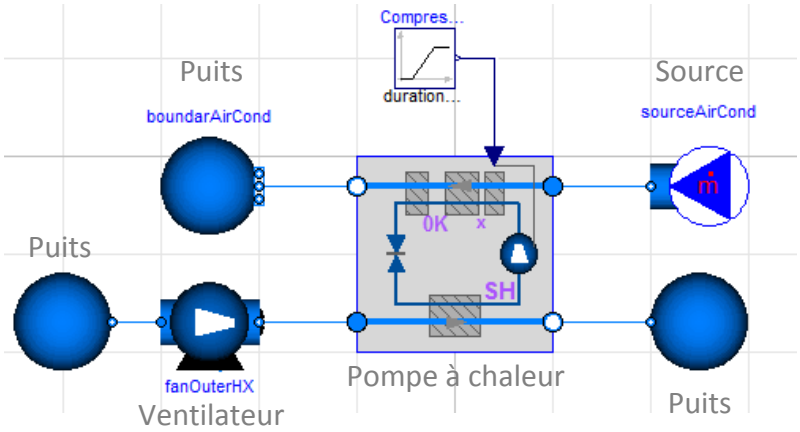


Figure 11 : Modèle complet de la pompe à chaleur avec un ventilateur pour l'évaporateur

3.1.2 Compresseur

Le modèle du compresseur calcule le débit de réfrigérant $\dot{m}_{ref}$ en fonction des conditions d'entrée du réfrigérant ainsi que des caractéristiques du compresseur (volume balayé V_{swept}, vitesse de rotation RPM et rendement volumétrique η_{vol}) :

$$\dot{m}_{ref} = \eta_{vol} \cdot \rho_{ref\ in} \cdot V_{swept} \cdot {}^{RPM}/_{60} \tag{41}$$

Ensuite, la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie s'exprime via le rendement isentropique η_{is} et l'enthalpie de compression isentropique $h_{ref}^{out\ is}$ pour atteindre la pression de sortie :

$$h_{ref}^{out} - h_{ref}^{in} = \frac{1}{\eta_{is}} \cdot \left(h_{ref}^{out\ is} - h_{ref}^{in}\right) \tag{42}$$

Avec :

$$h_{ref}^{out\ is} = h_{R134a}\left(p_{ref}^{out}, s_{R134a}\left(p_{ref}^{in}, h_{ref}^{in}\right)\right) \tag{43}$$

Ici, h_{R134a} et s_{R134a} sont les fonctions enthalpie et entropie du modèle du R134a (comme dans le chapitre 4, le modèle de la *Modelica Standard Library* est utilisé).

Finalement, la puissance de compression est donnée par la différence des enthalpies entrée-sortie multipliée par le débit de réfrigérant (et donc en négligeant les pertes thermique à l'ambiance):

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} \cdot \left(h_{ref}^{out} - h_{ref}^{in}\right) \tag{44}$$

À noter que, le compresseur étant modélisé en régime permanent, le bilan de masse donne :

$$\dot{m}_{ref\ out} = \dot{m}_{ref\ in} \tag{45}$$

3.1.3 Détendeur

Le détendeur est modélisé par une transformation isenthalpique dans la mesure où aucun travail n'est fourni ni prélevé au réfrigérant dans ce composant. Ainsi, l'équation (46) s'applique.

$$h_{ref}^{out} = h_{ref}^{in} \tag{46}$$

À ce stade, l'équation décrivant la relation entre les pertes de charge du détendeur et le débit pourrait être attendue. Cependant, elle n'est pas utilisée dans le présent modèle. Ceci est dû au fait que la surchauffe est imposée et que le modèle de la pompe à chaleur côté réfrigérant est statique. L'explication détaillée est fournie dans la prochaine sous-section.

3.1.4 Surchauffe et sous-refroidissement

La surchauffe est imposée en sortie de détendeur. L'équation (47) est donc ajoutée au niveau du modèle d'assemblage des composants de la pompe à chaleur (modèle de la Figure 10). Ceci correspond à la solution technologique avec détendeur thermostatique ou électronique.

$$T_{ref}^{out\ exp} - T_{ref}^{sat}\left(p_{ref}^{out\ exp}\right) = SH_{set} \tag{47}$$

Pour notre cas, nous considérons une surchauffe quasi nulle afin de maximiser la performance, la présence d'une bouteille anti-coup de liquide en amont du compresseur permettant un tel fonctionnement comme dans le cas de la Zoé.

En ce qui concerne le condenseur, nous considérons une configuration technologique avec bouteille de liquide intégrée dans l'échangeur. La présence de cette bouteille provoque le blocage du sous-refroidissement à zéro au point d'installation de la bouteille dans le circuit. Ainsi, cela revient à considérer un r_{liq} constant dans les équations (15) à (19) de la section 2.2, donc:

$$A_{0\,liq} = A_{0\,tot} \cdot r_{liq} = \text{constante} \tag{48}$$

$$A_{0\,vap} + A_{0\,2ph} = A_{0\,tot} \cdot \left(1 - r_{liq}\right) = \text{constante} \tag{49}$$

Cette approche pour le condenseur permet de ne pas avoir à utiliser d'équation relative à la charge du système en réfrigérant, tout en évitant de développer un modèle dynamique de la masse du réfrigérant dans les échangeurs et en obtenant une modélisation physique du système.

Les équations en régime permanent données et modélisant les évolutions du réfrigérant dans la pompe à chaleur (sans parler ici de l'aspect spécifique du givrage) aboutissent à un système d'équations algébriques couplées. Dymola est un solveur qui résout cet ensemble couplé d'équations. Cependant, à des fins pédagogiques, il est intéressant d'appréhender le fonctionnement du modèle en décrivant l'approche séquentielle de résolution décrite comme suit.

La résolution se fait de manière itérative sur la haute et basse pression. Fixons-nous tout d'abord une haute et une basse pression. Le modèle peut alors calculer le débit de réfrigérant dans tous les composants à partir du modèle de compresseur (puisque la basse pression en entrée du compresseur et la surchauffe sont connues). Ensuite, le point en sortie du compresseur (enthalpie-pression) est calculé via le rendement isentropique. Les conditions en entrée du condenseur sont connues et l'on peut donc calculer les conditions en sortie du condenseur (sans fixer le sous-refroidissement à zéro au niveau du point d'installation de la bouteille liquide). Les conditions en entrée d'évaporateur sont aussi déterminées car la basse pression est donnée et les enthalpies en sortie du condenseur et en entrée de l'évaporateur sont égales. L'échange dans l'évaporateur peut alors être calculé et les conditions en sortie de l'évaporateur déterminées (sans fixer la surchauffe). Maintenant, la surchauffe obtenue en sortie de l'évaporateur ainsi que le sous-refroidissement calculé au niveau du point d'installation de la bouteille liquide peuvent être comparés par rapport aux valeurs fixées, c'est-à-dire une surchauffe nulle et un sous-refroidissement nul dans notre cas. Si le sous-refroidissement est trop important, la haute pression sera réduite pour la prochaine itération, si le réfrigérant sort en diphasique pur, la haute pression sera augmentée, le but étant d'avoir un échange thermique permettant d'atteindre la condition souhaitée de sous-refroidissement. De même, si la surchauffe est trop importante, la basse pression sera remontée et inversement si l'on sort en diphasique pur de l'évaporateur. De nouvelles valeurs de la basse pression et de la haute pression peuvent alors être attribuée et une nouvelle itération lancée, le tout jusqu'à convergence du modèle.

Compte tenu de cette description, on comprend maintenant mieux la remarque faite dans la section sur le détendeur informant que l'équation sur le débit et la perte de charge dans le détendeur n'est pas nécessaire ici. Effectivement, c'est cet ensemble de conditions de sous-refroidissement, de surchauffe et de régime permanent (relativement au réfrigérant) qui implique que l'équation de perte de charge du détendeur n'est pas nécessaire. Les basse et haute pressions sont déterminées *in fine* via les échanges

thermiques aux échangeurs et l'ouverture du détendeur s'ajuste de manière à satisfaire la contrainte en surchauffe.

3.1.5 Ventilateur de l'évapo-condenseur face avant

Retournons maintenant à la partie aéraulique de l'évaporateur. La Figure 11 représente le ventilateur qui alimente l'évaporateur. Le ventilateur est modélisé via sa courbe caractéristique débit-pression :

$$\Delta p_{air,\,fan} = f_{fan\,curve}\left(\dot{m}_{air,tot}\right) \tag{50}$$

Finalement, puisque l'on considère seulement le ventilateur et l'échangeur, l'équilibre hydraulique est donné par l'équation (51) :

$$\Delta p_{air,\,fan} = \Delta p_{air,HX} \tag{51}$$

Sachant que $\Delta p_{air,HX}$ dépend aussi du débit d'air selon le calcul des pertes de charge de la section 2.3.5, l'équilibre entre les équations (50) et (51) permet de déterminer le débit total d'air généré par le ventilateur qui traverse l'évaporateur.

3.2 Système HVAC complet

Le modèle de pompe à chaleur développé précédemment est implémenté dans le modèle complet du système HVAC (voir Figure 12).

Le condenseur HVAC de la pompe à chaleur est placé en série avec plusieurs composants. Tout d'abord, au niveau de l'entrée d'air du module HVAC, le module de recirculation gère le taux de recirculation de l'air extrait de la cabine. Ce module, composé d'un assemblage de 3 vannes deux voies, a déjà été présenté dans le chapitre 1, section 2.6. L'air de mélange entre air neuf et air de recirculation passe ensuite dans le ventilateur du module HVAC. C'est lui qui génère le débit d'air du module. Pour ce ventilateur, le modèle est très simple puisqu'il s'agit d'un débit d'air imposé : le débit d'air du module HVAC est un paramètre du modèle. L'air est alors dirigé vers le condenseur de la pompe à chaleur. Enfin, l'air passe dans le chauffage électrique d'appoint du HVAC. Cet élément est important puisqu'il permet d'obtenir la puissance de chauffe souhaitée lorsque la pompe à chaleur n'est pas en mesure de la fournir. Ceci se produit pour les températures très basses (inférieures à -10°C voire -15°C) ou quand la pompe à chaleur est givrée. C'est ce deuxième point qui nous intéresse ici. En effet, plus la pompe à chaleur va givrer plus la résistance électrique va fonctionner pour compenser la chute de performance de la PAC, avec l'inconvénient de dégrader plus fortement l'autonomie du véhicule. Le modèle permettra donc de simuler cet effet. Le modèle de chauffage électrique est un modèle de tuyaux avec flux thermique imposé (déjà abordé dans le chapitre 1 section 2.6). Dans la Figure 12, on observe que ce chauffage électrique reçoit en entrée une puissance imposée via un régulateur PI recevant une consigne de température cabine ainsi qu'une mesure de la température cabine actuelle (l'ensemble transmis par un bus de données).

De l'autre côté de la pompe à chaleur, c'est-à-dire côté extérieur en face avant, le circuit est plus simple. L'air extérieur passe dans l'évaporateur extérieur de la pompe à chaleur dont le modèle présenté dans la section 2.3 intègre un modèle de développement de givre. En sortie de l'évaporateur est disposé un

ventilateur permettant de générer le flux d'air. Le ventilateur est modélisé par sa courbe caractéristique et l'équilibre entre le ventilateur et les pertes de charge de l'évaporateur est donc simulé comme expliqué dans la section 3.1.5.

Finalement, un bloc électrique est ajouté afin de représenter le besoin en courant électrique du système HVAC ainsi que les interfaces électriques qui seront connectées *in fine* à la batterie. Ce bloc intègre un générateur de courant dont l'intensité est déterminée par la somme des puissances consommées par le compresseur de la pompe à chaleur et par la résistance électrique d'appoint divisé par le voltage du circuit électrique (ce dernier étant imposé par la batterie au niveau supérieur de modélisation présenté par la suite).

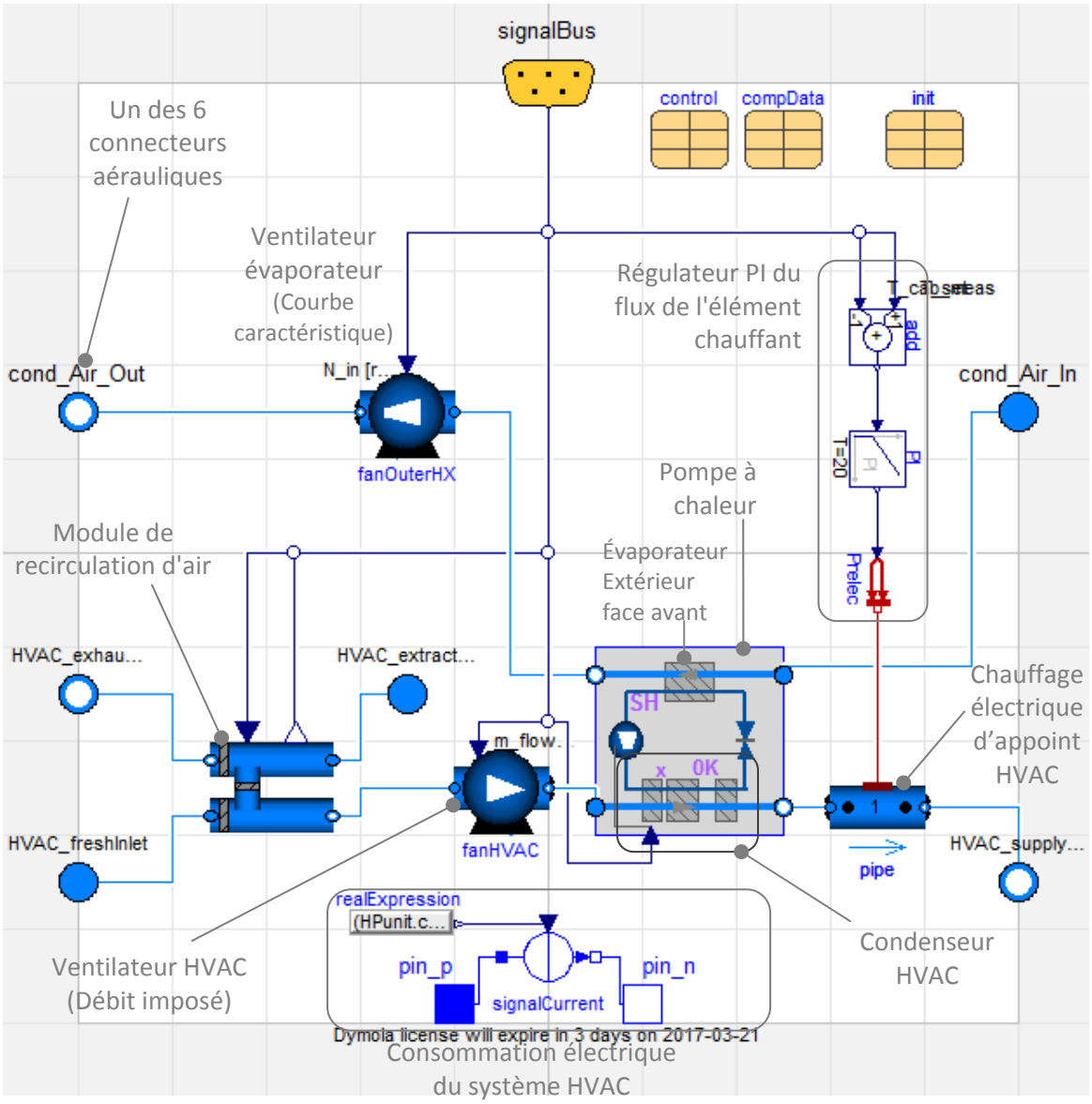


Figure 12: Module du système HVAC en mode pompe à chaleur

3.3 Intégration de la PAC au véhicule complet

Le modèle complet du véhicule électrique (*top level model*) est présenté dans la Figure 13. Ce modèle est quasiment identique à celui du modèle complet de véhicule électrique du chapitre 1 (voir section 4) avec la différence majeure que le modèle du système HVAC est remplacé par le modèle développé dans le présent chapitre et intégrant cette fois un modèle physique de la pompe à chaleur avec givrage de l'évaporateur (et non un modèle basé sur un rendement éxergétique fixé à 0.5 comme dans le chapitre 1). Par ailleurs, dans ce modèle, le circuit électrique du véhicule a été représenté de manière plus physique avec une génération de tension au niveau de la batterie ainsi que des consommateurs de courant dans les modèles du système HVAC et du moteur électrique (dans le chapitre 1, ces consommations tirant sur la batterie étaient aussi prises en compte, mais via les bus de données du modèle). Les différents sous-modèles du véhicule ne sont pas décrits ici puisque déjà présentés dans le chapitre 1.

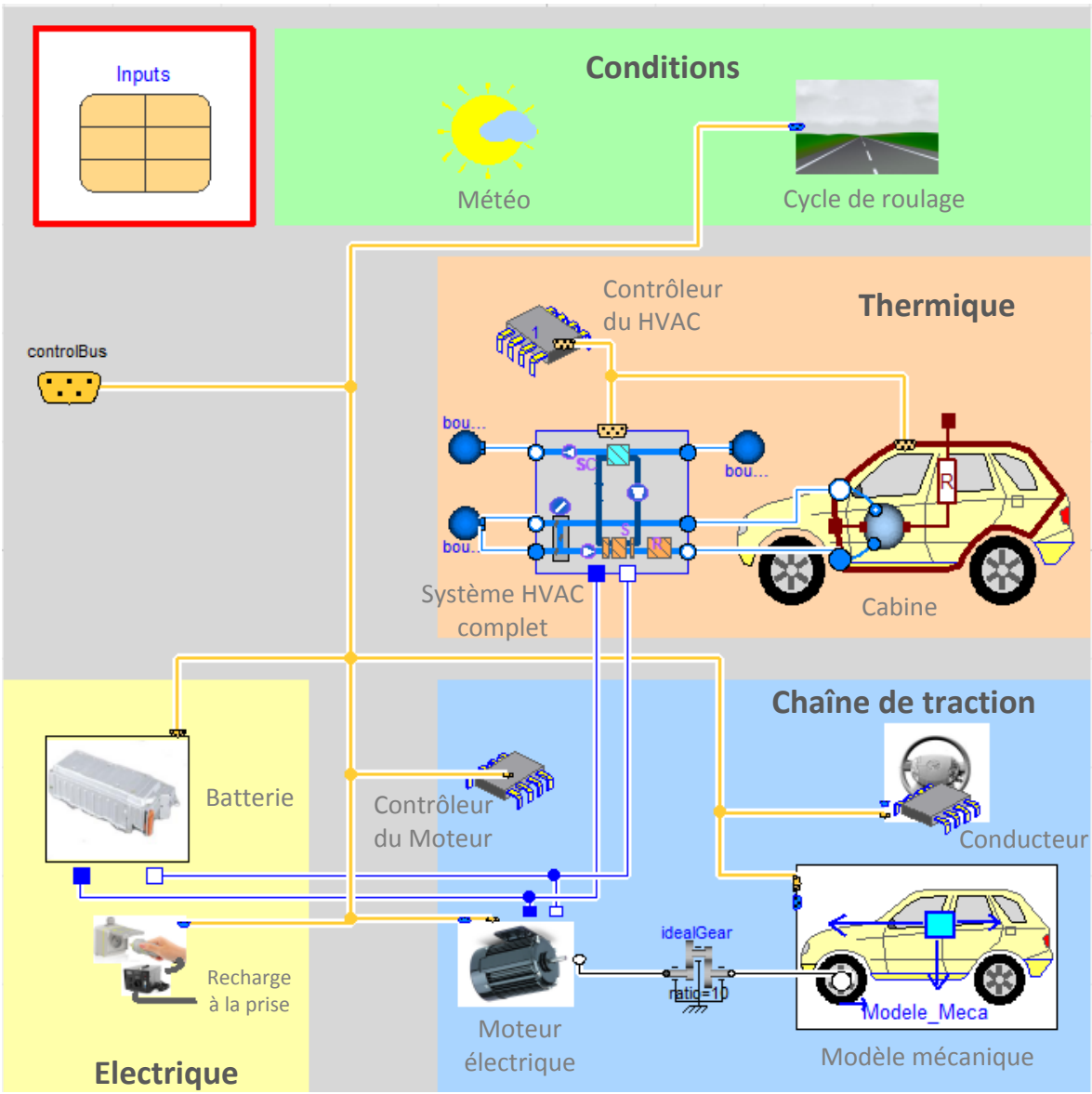


Figure 13 : Modèle complet du véhicule électrique avec système HVAC complet fonctionnant via une pompe à chaleur en condition de givrage et un chauffage électrique d'appoint

4 Évaluation de l'impact du givrage

4.1 Analyse au niveau de la PAC

Comment réagit la pompe à chaleur au givrage ? En combien de temps givre la pompe à chaleur ? Afin de répondre à ces questions, le modèle de pompe à chaleur de la Figure 11 a été simulé.

4.1.1 Conditions de simulation

La géométrie de l'évaporateur considérée est celle de l'échangeur de référence de la Zoé donnée dans le Tableau 1. Par ailleurs, les paramètres du condenseur sont indiqués dans le Tableau 5. Les informations relatives au compresseur et au détendeur sont données dans le Tableau 6. Dans ce dernier est aussi reportée la courbe caractéristique retenue pour le ventilateur de l'évaporateur. Afin d'obtenir une courbe réaliste, une vitesse en entrée d'évaporateur de 2 $m.s^{-1}$ pour le débit du cas nominal (sans givrage) a été fixée comme indiqué par VALEO. Par ailleurs, le ventilateur axial EC de chez EbmPapst, de référence W3G 280-EQ20-43, a été choisi comme référence afin d'obtenir le profil de la courbe caractéristique du ventilateur. Cette dernière est donnée dans la Figure 14. La courbe linéaire considérée dans le modèle est aussi ajoutée sur le graphique. Elle est légèrement décalée afin d'obtenir le point nominal à 2 $m.s^{-1}$. Cela est d'ailleurs en adéquation avec le fait que la courbe caractéristique commerciale est donnée en champ libre et non en condition d'installation réelle. Finalement, les conditions d'opération sont précisées dans le Tableau 7.

Tableau 5: Principaux paramètres du condenseur

Paramètre	Valeur
L'architecture	
Nombre de rangs	2
Nombre de passes	3
Nombre de tubes de la 1re passe	7
Nombre de tubes de la 2de passe	10
Nombre de tubes de la 3e passe	7
Position de la bouteille liquide	Avant la dernière passe
Les tubes	
Pas des tubes	10 mm
Section des tubes	1 mm x 40 mm
Longueur des tubes	170 mm
Les ailettes	
Type d'ailettes	À persiennes
Pas d'ailette	1.25 mm (80 ailettes par 10cm)
Épaisseur d'ailette	0.1 mm
Pas des persiennes	1.4 mm
Longueur des persiennes	7 mm
Angle des persiennes	28°

Tableau 6: Autres caractéristiques du système simulé

Paramètre	Valeur
Ventilateur de l'évaporateur : caractéristique linéaire	
Point 1	0.3 $kg.s^{-1}$ pour 180 Pa
Point 2	0.6 $kg.s^{-1}$ pour 40 Pa
Compresseur	
Rendement isentropique	0.7
Rendement volumétrique	0.6
Cylindrée	120 cc
Détendeur	
Surchauffe	0.1 °C

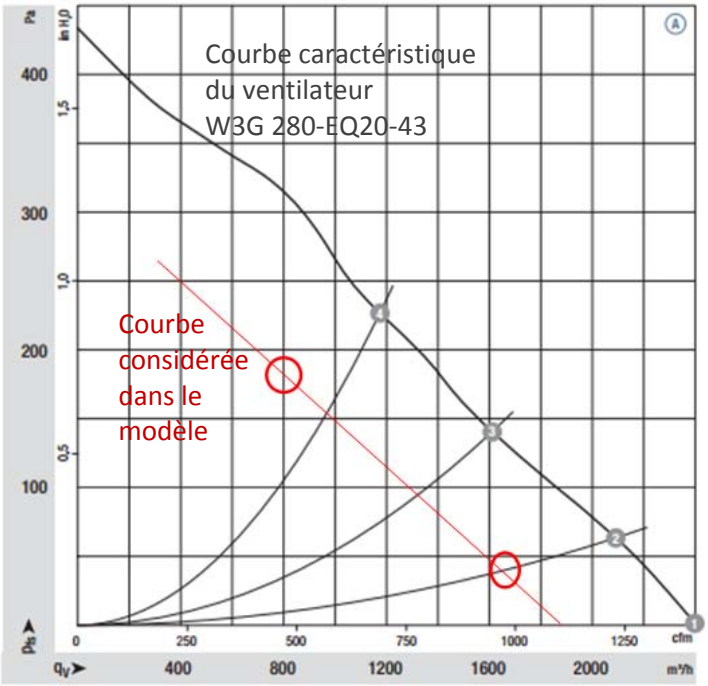


Figure 14: Exemple d'une courbe caractéristique d'un ventilateur de condenseur commercial et courbe caractéristique considérée dans le modèle

Tableau 7: Conditions d'opération pour la simulation de la pompe à chaleur complète

Paramètre	Valeur
Température extérieure	0°C
Humidité extérieure	90%
Débit d'air condenseur	290 $kg.h^{-1}$
RPM compresseur	1000 $tours.min^{-1}$

4.1.2 Résultats de simulation

La Figure 15 décrit le comportement dynamique de la pompe à chaleur. On observe une augmentation rapide de l'épaisseur de givre calibrée. En 30 minutes, l'échangeur est très fortement bouché. Ceci se répercute directement sur les pertes de charge côté air qui passent de 40 Pa à environ 280 Pa. Cette augmentation résulte logiquement en une diminution de la vitesse d'air en entrée de l'échangeur de chaleur similairement à ce qui a été observé dans le chapitre 3.

En ce qui concerne la dynamique au niveau de la PAC, la chute de la vitesse d'air à l'évaporateur crée une décroissance de la puissance de l'évaporateur, ce qui entraîne une chute de la basse pression. Cette chute entraîne une diminution de la masse volumique en entrée du compresseur et donc une diminution du débit réfrigérant que l'on constate sur la Figure 15. Ce débit à la baisse a pour conséquence de diminuer le besoin de puissance thermique au condenseur et est suivi d'une chute de la haute pression. Cet ensemble d'interactions se traduit directement par une chute de toutes les puissances (en valeur absolue), aussi bien les puissances thermiques que la puissance du compresseur.

Au-delà de ce comportement prévisible, il est intéressant d'observer que les variations sont d'abord douces puis s'accentuent très rapidement à partir d'environ 1500s. Ce comportement est en concordance avec les résultats expérimentaux de Guo et al. (2008).

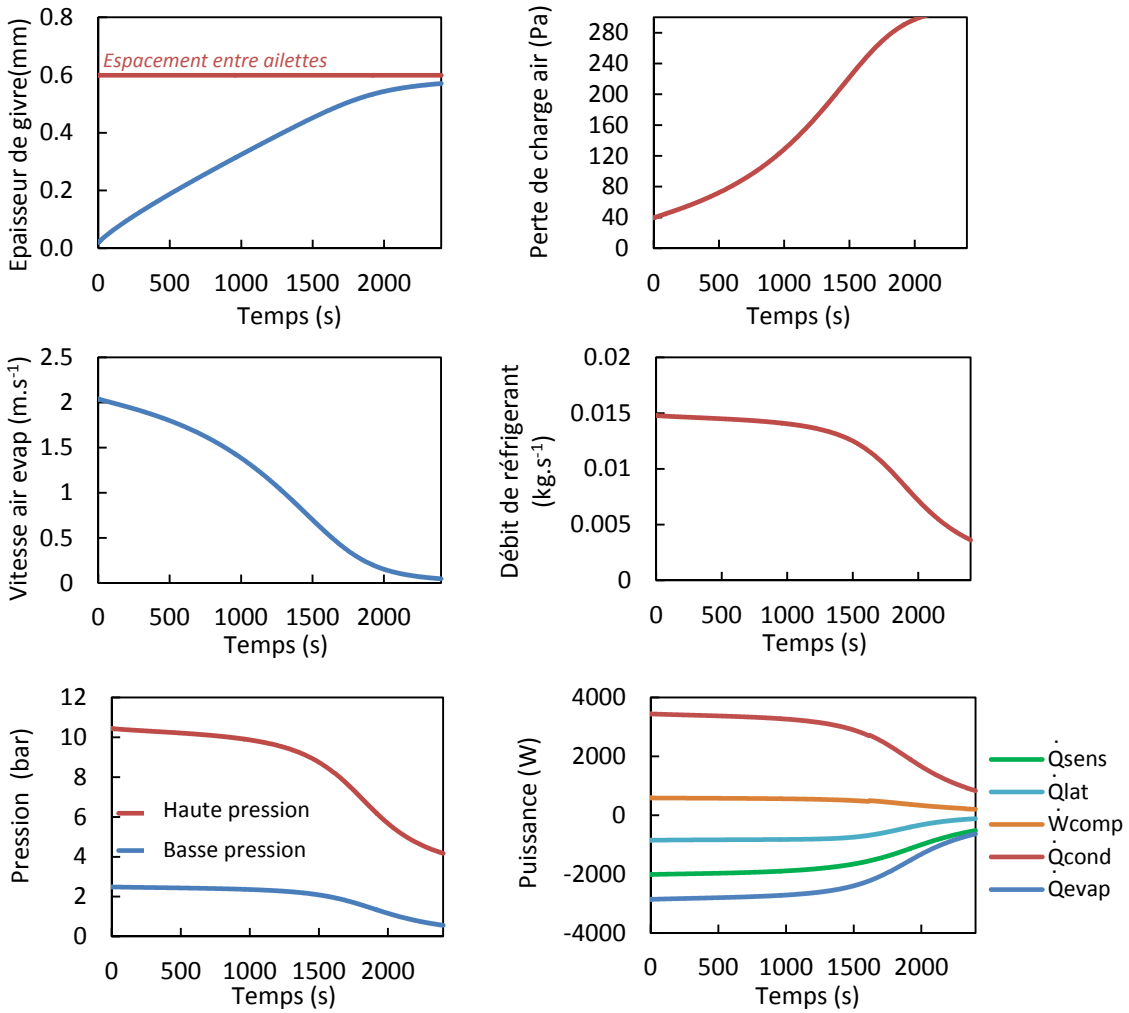


Figure 15 : Comportement dynamique de la PAC en conditions de givrage (0°C et 90% d'humidité extérieur)

4.2 Analyse au niveau du véhicule

4.2.1 Conditions de simulation

Les paramètres de la cabine ainsi que ceux des autres organes du véhicule électrique sont directement repris du chapitre 1. Les paramètres de la pompe à chaleur sont ceux qui viennent d'être donnés dans la section 4.1.1 (si non précisé par ailleurs). Les conditions d'opération et autres paramètres sont indiqués dans le Tableau 8.

Tableau 8: Conditions d'opération pour le véhicule complet

Paramètre	Valeur
Température extérieure	0°C
Humidité extérieure	90%
Ensoleillement	0 $W.m^{-2}$
Débit d'air condenseur	290 $kg.h^{-1}$
RPM compresseur	820 $tours.min^{-1}$
Recirculation	0 %
Consigne température cabine	23°C
Capacité de la batterie	70 À.h
SOC initial de la batterie	0.9
Nombre de passagers	1
Vitesse du véhicule	50 $km.h^{-1}$

4.2.2 Résultats de simulation

À partir du modèle de véhicule complet et des données d'entrée précédentes, le modèle est simulé. Les résultats sont donnés dans la Figure 16.

Le comportement des pressions est en accord avec les résultats au niveau de la pompe à chaleur seule, étendant ainsi l'ensemble des autres résultats de la PAC et notamment du givrage. La basse pression est aussi présentée seule sur la figure (en haut à droite) avec une échelle permettant une comparaison directe avec les résultats des tests sur véhicule en soufflerie effectués chez VALEO (Figure 45 du chapitre 4). Nous n'avons pas cherché ici à reproduire le test de soufflerie puisque toutes les données n'étaient pas disponibles, mais néanmoins, nous avons utilisé les mêmes conditions d'opération et les paramètres des composants sont issus d'ordres de grandeur typiques de l'automobile et sont donc proches des valeurs de la Zoé. Ainsi, loin d'être une validation expérimentale, la comparaison de la basse pression de la simulation avec celle de la partie expérimentale du chapitre 4 permet tout de même d'évaluer la pertinence des résultats. On remarque ici un comportement très proche entre la partie expérimentale et la simulation, ce qui donne un bon indice de confiance du modèle de pompe à chaleur en conditions de givrage (mais n'a pas valeur de validation).

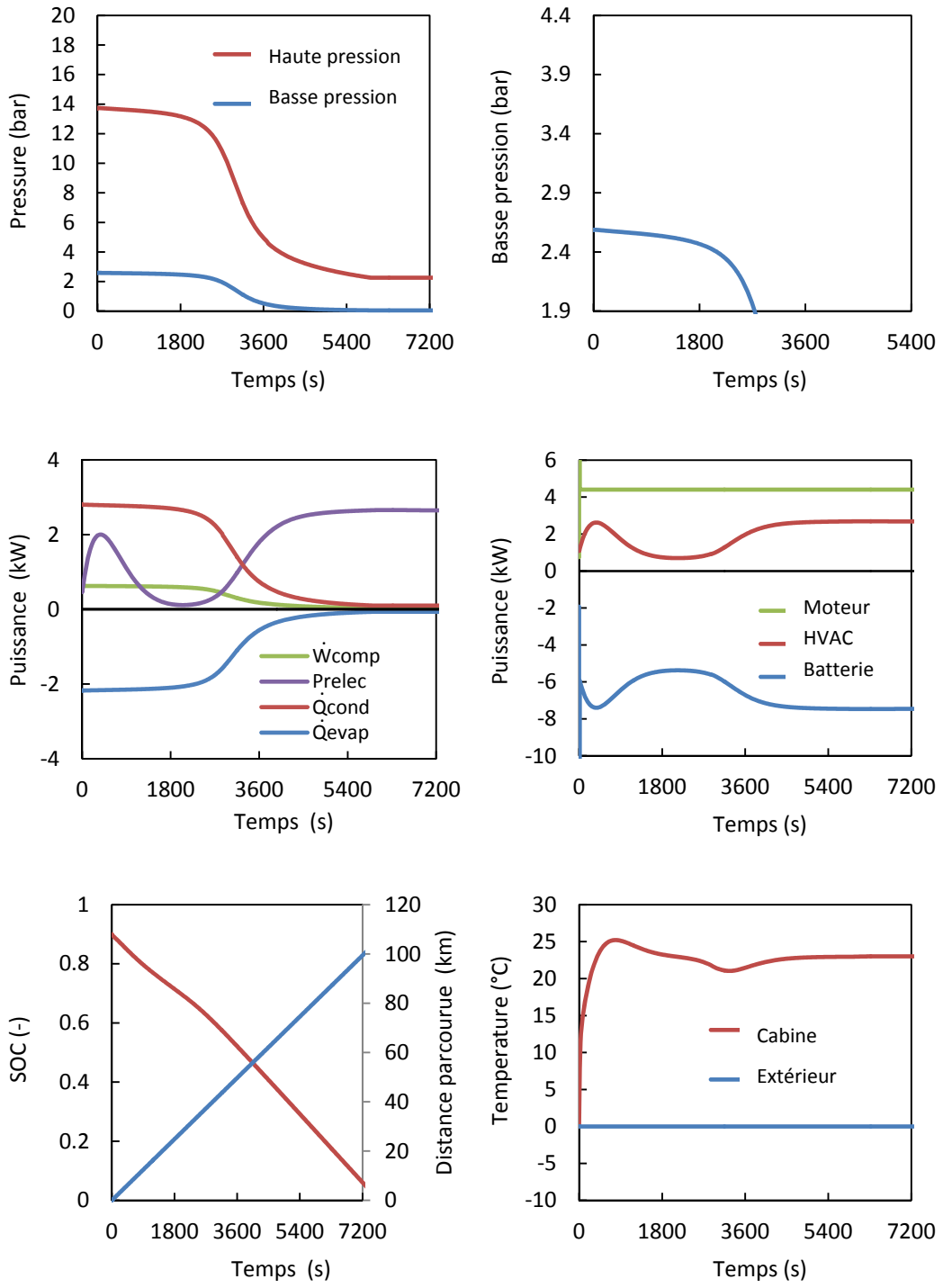


Figure 16 : Comportement dynamique du VE complet en condition de givrage (0°C et 90% d'humidité extérieur)

Au niveau des puissances du HVAC, on constate comme précédemment une chute des puissances de l'évaporateur, du condenseur et du compresseur (en valeur absolue). La courbe de la puissance consommée par le chauffage électrique est ajoutée au graphique. Un premier pic se produit durant les premières 15 minutes. Comme l'indique le profil de température de la cabine, ce pic correspond au besoin thermique de convergence qui est plus élevé (voir chapitre 1). La présence de ce pic est aussi due à la stratégie de contrôle implémentée dans le modèle. Afin de garder une certaine simplicité, le compresseur est opéré ici à une vitesse de rotation constante. Ensuite, un contrôleur PI régule le chauffage électrique d'appoint par rapport à la température de l'air de la cabine. Il active ici la résistance électrique lors de la convergence. Dans un cas plus réaliste, la pompe à chaleur opérerait probablement à un régime supérieur dans un premier temps sans utilisation de la résistance électrique. Cependant, ce n'est pas nécessairement le cas. En particulier, une stratégie pourrait consister à ne pas trop augmenter la puissance de la pompe à chaleur en conditions de givrage afin d'éviter un givrage trop rapide. Finalement, retenons que l'approche de contrôle arbitraire utilisée ne crée pas de distorsion majeure avec la réalité, voire est conservatrice. La vitesse de rotation du compresseur a été ajustée afin que la pompe à chaleur subvienne initialement à des besoins équivalents à ceux du régime permanent. À la suite du premier pic, la puissance du chauffage électrique chute vers zéro puis augmente de nouveau avant de se stabiliser au-dessus des 2 kW. Cette seconde augmentation est due à la compensation de la perte de la puissance du condenseur de la pompe à chaleur à cause du givrage.

La simulation a été menée jusqu'à ce que l'état de charge de la batterie *SOC* (« *State Of Charge* ») devienne inférieur à 10%, c'est-à-dire jusqu'à devoir charger la batterie. Le trajet de 100 km a duré 2h. Sur toute la durée du trajet, la pompe à chaleur a pu fonctionner normalement environ 30 minutes. Ensuite, après une période de transition d'environ 30 minutes, la résistance électrique a pris pleinement le relais pendant 1h. L'effet du givre est très léger au début puis une divergence apparaît entrainant une chute des performances de la pompe à chaleur assez rapide. À noter que dans la simulation, on laisse la basse pression se rapprocher de 0 bar. Bien sûr, cette zone de fonctionnement de la PAC n'est pas réaliste car la PAC serait simplement coupée en dessous d'une pression seuil. Dans notre cas, elle fonctionne en continue mais les puissances tendent vers zéro.

Par ailleurs, le graphique reportant les puissances du HVAC et du moteur permet de mettre en perspective les besoins du HVAC. On constate que la puissance du HVAC vaut approximativement les 2/3 de la puissance de traction pour la deuxième moitié du trajet. On retrouve donc à nouveau un impact sur l'autonomie du véhicule non marginal malgré l'utilisation d'une pompe à chaleur. Les comparaisons des autonomies suivant les différents cas, résistances électriques seules et pompe à chaleur avec ou sans givrage, sont menées dans la section 4.3.

4.2.3 Sensibilité à la température extérieure

Des simulations ont été menées pour d'autres températures extérieures, à savoir +4C, +2°C, -5°C et -10°C. À chaque fois, la vitesse de rotation du compresseur a été ajustée afin de satisfaire les besoins du régime permanent.

Les profils des courbes obtenues sont similaires à ceux présentés pour une température extérieure de 0°C à l'exception du cas à +4°C pour lequel le givre ne se forme pas. Les *SOC* et les basses pressions sont donnés dans la Figure 17 (sauf pour le cas à 4°C). Plus la température est basse, plus l'autonomie diminue. De plus,

au vu des basses pressions, il apparaît que, plus la température est basse, plus l'impact du givrage est précoce, et ceci, malgré le fait que la quantité d'eau dans l'air chute quand la température décroit. Ce phénomène est dû à l'augmentation du besoin thermique quand les températures diminuent. Il en résulte en effet une augmentation de la différence de température entre l'air et la surface de l'échangeur, ce qui se traduit par une augmentation du gradient d'humidité absolue. Les simulations ont été menées avec un facteur de calibration constant. Cependant, relativement à la constatation précédente, ceci est conservateur au vu de l'analyse de sensibilité menée dans la section 2.3.6.

Enfin, il est à noter que, au-dessus de 3°C environ, la pompe à chaleur ne va plus givrer, car les températures de réfrigérant vont être trop hautes. Le seuil est à ce stade difficile à prédire de manière précise puisque le phénomène de sursaturation n'est pas modélisé dans notre étude. Quoi qu'il en soit, de manière qualitative, la pompe à chaleur va arrêter de givrer très vite au-dessus d'une température extérieure de 0°C. A noter que le seuil dépend aussi fortement du design de la pompe à chaleur.

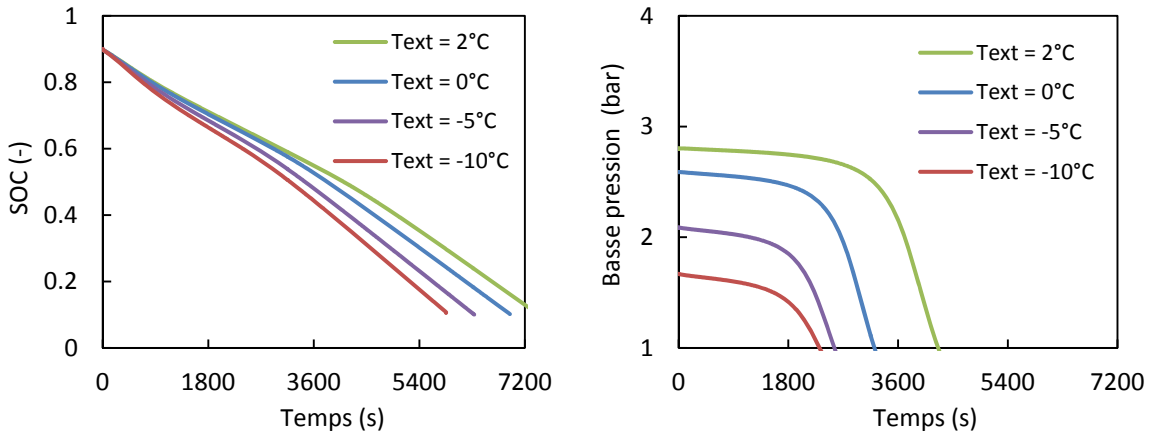


Figure 17: *SOC* et basse pression pour les différentes températures extérieures

4.3 Comparaison du chauffage électrique et de la PAC

Le modèle du véhicule électrique a été simulé dans 4 configurations distinctes pour les conditions précédentes. Pour le premier cas, le HVAC n'est pas pris en compte, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de chauffage malgré la température extérieure de 0°C. Ensuite, un cas de chauffage par résistances électriques est considéré. Le troisième cas est une situation avec pompe à chaleur, mais sans prise en compte du givrage de la pompe à chaleur. Finalement, le quatrième cas simule une pompe à chaleur qui givre et une résistance électrique d'appoint qui prend le relais.

Les évolutions des *SOC* pour les 4 cas sont tracées dans la Figure 18 et les autonomies sont indiquées dans le Tableau 9. Les trajets ont été effectués dans chaque cas jusqu'à atteindre le seuil de 10% de charge de la batterie. Ainsi, puisque les consommations sont différentes suivant les cas et que l'on considère ici une vitesse de trajet constante, les durées des trajets diffèrent. Trivialement, le cas sans chauffage permet de se déplacer plus longtemps et donc correspond à une autonomie maximale. À l'opposé, le cas avec résistances électriques dégrade fortement l'autonomie. Concrètement, l'autonomie sans chauffage est de 136 km et chute à 83 km avec des résistances électriques, ce qui représente 61% de l'autonomie pleine. Avec une pompe à chaleur sans prise en compte du givrage, l'autonomie remonte à 116 km, soit 85% de l'autonomie pleine et un gain de 24 points par rapport à la résistance électrique.

Ces chiffres peuvent être comparés à ceux obtenus dans le chapitre 1 (section 5) pour l'ensemble des trajets des Français. On obtenait un passage de 45% à 68% de l'autonomie pleine en passant du cas avec résistance électrique à celui avec pompe à chaleur, soit +23 points avec la PAC. Dans le chapitre 1, il a été appuyé le fait que l'impact du chauffage dépend du trajet. C'est pourquoi les évaluations ont été réalisées au niveau du parc automobile Français. Ici, nous nous contentons de mener l'analyse pour un trajet à vitesse constante. Quand on compare les résultats de ce trajet à ceux obtenus pour l'ensemble des trajets des Français, on constate que la chute d'autonomie due au HVAC est moindre dans le présent cas, mais reste du même ordre de grandeur. Avec le cas des trajets travail-domicile, les écarts sont même inférieurs à 5 points. En parallèle, la puissance nécessaire à la traction présentée dans la Figure 16 est aussi du même ordre de grandeur que celles obtenues pour les trajets représentatifs du parc automobile Français, tout en étant supérieure à la moyenne. Ces éléments indiquent que, bien que simple, le trajet considéré dans la présente analyse donne des chiffres d'autonomies pertinents et conservateurs par rapport au cas où l'analyse serait menée au niveau du parc national. Ainsi, il est décidé de poursuivre l'analyse sur ce cas simple à vitesse constante.

Le cas avec pompe à chaleur permettant de remonter à 85% de l'autonomie pleine ne considère pas le givrage. Si l'on considère maintenant le givrage, il apparaît que l'autonomie baisse à nouveau pour atteindre une valeur de 96 km, soit 70% de l'autonomie pleine. Cette valeur reste supérieure au 61% du cas avec les résistances électriques, mais on observe que le gain de la pompe à chaleur est fortement amputé par le givrage et la nécessité qui en découle d'utiliser les résistances électriques d'appoint. Le givrage a diminuer de 15% l'autonomie du VE.

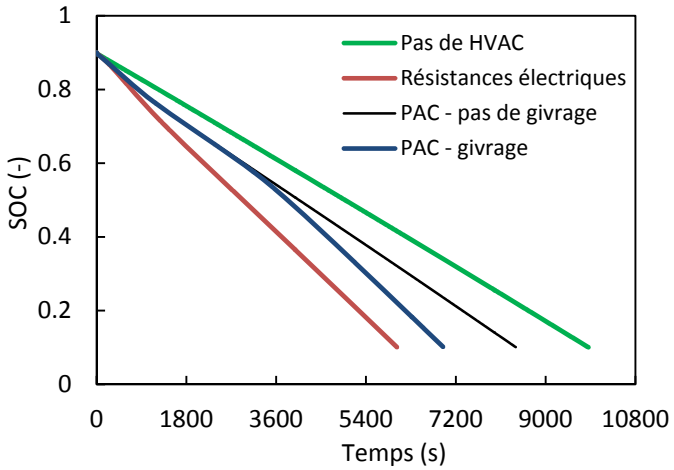


Figure 18 : Évolution du *SOC* pour les différents cas de chauffage pour un trajet à 0°C

Tableau 9: Autonomie des différents cas de chauffage pour un trajet à 0°C

Cas de chauffage	Autonomie (km)	% de l'autonomie pleine
Sans HVAC	136	100
Résistances électriques	83	61
PAC - pas de givrage	116	85
PAC - givrage	96	70

4.4 Évaluation des gains apportés par les prototypes

Dans le chapitre 4, des prototypes ayant une meilleure tenue au givrage ont été développés. Les améliorations de performance ont été quantifiées en termes de durée de givrage. Cependant, ce qui compte *in fine* est l'impact sur l'autonomie du véhicule. C'est ce que l'on cherche à évaluer ici.

Pour ce faire, un modèle ε - NTU d'un échangeur à *[texte confidentiel]* a été calibré d'après la méthode suivie dans la section 2.3.6 en cherchant à multiplier le temps de givrage d'un facteur 2 afin de représenter les résultats de l'échangeur à *[texte confidentiel]* présentés dans le chapitre 4. À noter que cette calibration est conservatrice au vu des augmentations précises indiquées dans le chapitre 4. De plus, un second calibrage avec un échangeur à ailettes persiennées a été mené en considérant une augmentation du temps de givrage d'un facteur 1.5. Le facteur de 1.5 cherche à représenter le prototype à *[texte confidentiel]*, mais il est approximatif en raison des problèmes d'étanchéités de ce prototype qui n'ont pas permis de déterminer précisément une augmentation du temps de givrage. Cependant, ce facteur de 1.5 est plutôt conservateur étant donné les résultats présentés dans le chapitre 4. Ce cas a tout de même été examiné malgré l'aspect approximatif car il donne une sensibilité à l'amélioration du temps de givrage de l'échangeur de chaleur.

Le modèle complet de véhicule a été simulé avec les paramétrages correspondant aux différents échangeurs considérés. Les évolutions des *SOC* sont reportées dans la Figure 19 (tout en conservant les résultats précédents en tant que repères) et les autonomies sont données dans le Tableau 10.

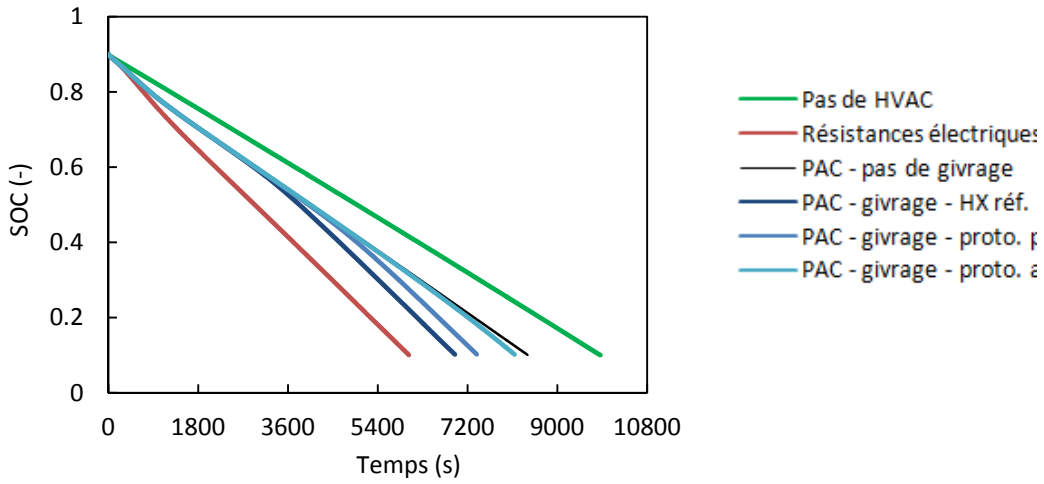


Figure 19 : Comparaison de l'impact des prototypes sur l'évolution de la *SOC*

Tableau 10: Autonomies suivant les différents évaporateurs pour un trajet à 0°C avec givrage de la pompe à chaleur

Cas de chauffage	Autonomie (km)	% de l'autonomie pleine
Cas sans givrage	116	85
Échangeur de référence - Zoé	96	70
Prototype à *[texte confidentiel]*	112	83
Prototype à *[texte confidentiel]*	102	75

Il apparaît avec la Figure 19 et le Tableau 10 que le prototype à *[texte confidentiel]* a permis de limiter la dégradation de l'autonomie du VE due au givrage à 3% (au lieu de 15% avec l'échangeur de référence). L'impact du givrage est quasiment annulé pour ce cas. On constate effectivement sur les courbes de la Figure 19 qu'une déviation entre les *SOC* du cas avec le prototype et du cas sans givrage apparaît seulement à la fin du trajet. L'analyse de la Figure 20 indique que le givrage et la montée en puissance des résistances électriques ne se font effectivement sentir que vers la fin du trajet grâce à l'augmentation du temps de givrage du prototype à *[texte confidentiel]*.

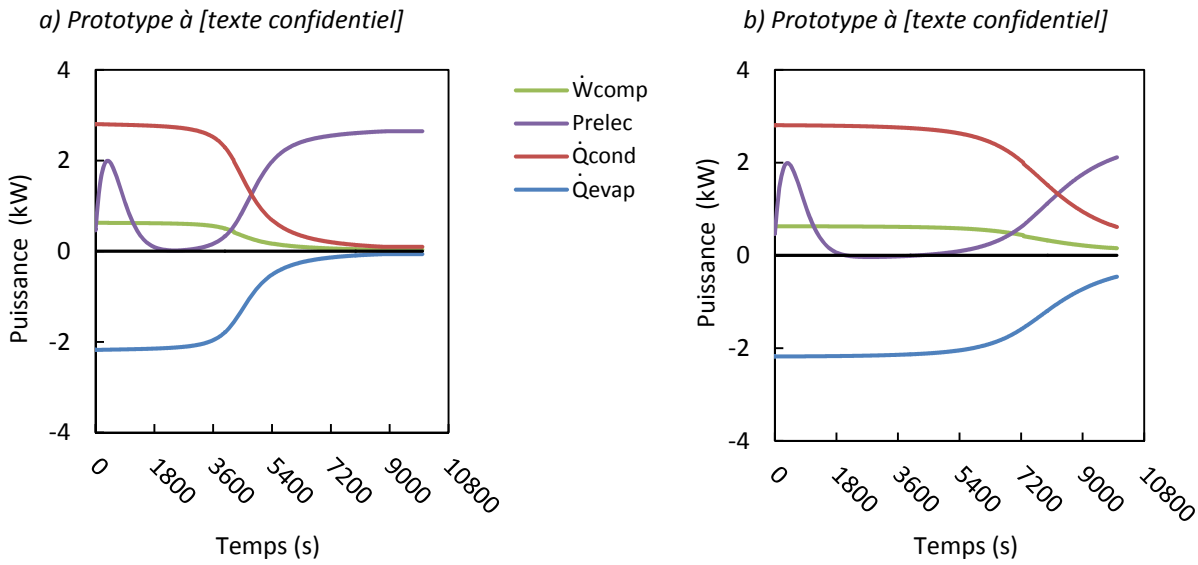


Figure 20 : Évolution des puissances du HVAC pour les deux prototypes

L'échangeur à *[texte confidentiel]* permet aussi de regagner des performances par rapport à l'échangeur de référence, environ ¼ de la baisse due au givrage (voir Figure 19), mais l'impact est moindre comparativement au cas du prototype à *[texte confidentiel]*. Ainsi, la sensibilité faite sur l'augmentation de performance des échangeurs de chaleur permet de mettre en lumière le fait que le rattrapage de l'autonomie est à mettre en perspective avec l'autonomie du véhicule initial. Effectivement, si on augmente la capacité de la batterie, le prototype à *[texte confidentiel]* ne permettrait plus d'annuler totalement l'impact du givrage.

5 Conclusion

Ce chapitre avait pour but de quantifier l'impact du givrage sur l'autonomie du véhicule ainsi que d'évaluer les gains obtenus par les prototypes d'évapo-condenseur développés dans le chapitre 4. Pour ce faire, un modèle de pompe à chaleur, avec des échangeurs de type ε - NTU plus simples que les échangeurs pseudo 3D du chapitre 3, a été développé. Afin de prendre en compte le givrage, la modélisation de l'évaporateur par approche ε - NTU a dû être adaptée. Le modèle de croissance de givre développé dans le chapitre 2 a été intégré dans le modèle ε - NTU. Par ailleurs, une calibration via le modèle pseudo 3D du chapitre 3 a permis de déterminer un facteur de calibration du modèle ε - NTU afin de pouvoir prédire de manière adéquate l'évolution des pertes de charge de l'échangeur au cours du givrage.

Une fois le modèle de pompe à chaleur en conditions de givrage créé, il a été implémenté dans un modèle d'un système HVAC, lui-même intégré dans le modèle complet de véhicule électrique du chapitre 1 intégrant notamment la thermique cabine, la chaîne de traction et la batterie. Le modèle a permis de mener plusieurs simulations en conditions de givrage pour une voiture ayant une autonomie sans HVAC de 136 km pour un trajet effectué à une vitesse de 50 km.h^{-1} jusqu'à épuisement de la batterie.

Durant ce trajet effectué à des conditions extérieures de 0°C et 90% d'humidité relative, la pompe à chaleur fonctionne correctement pendant la première demi-heure puis les performances se dégradent très rapidement à cause du givrage. Le chauffage d'appoint par résistances électriques se déclenche alors et finit par fournir totalement le besoin en chauffage durant plus de la moitié du trajet. *In fine*, pour le véhicule, le trajet et la météo considérés, **le givrage diminue de 15% l'autonomie**.

Par ailleurs, une analyse de sensibilité a mis en évidence que **l'impact marqué du givre existe aussitôt que la température extérieure devient inférieure au seuil des 2-3°C** approximativement (le chiffre dépend du design exact de la PAC), et s'accentue légèrement quand la température extérieure diminue.

Afin d'éviter une telle dégradation, des prototypes innovants d'évaporateur ont été développés dans le chapitre 4. Les performances du VE avec l'utilisation de ces prototypes ont été évaluées dans le présent chapitre (voir Figure 21). **Avec le prototype à *[texte confidentiel]*, la chute d'autonomie due au givrage est uniquement de 3%**. Le prototype à *[texte confidentiel]* permet quant à lui de limiter l'impact sur l'autonomie à 10%.

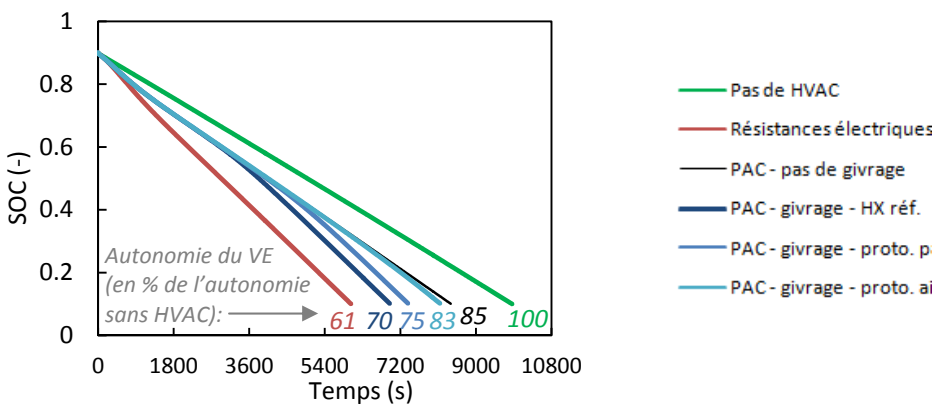


Figure 21 : Comparaison de l'impact du chauffage sur l'autonomie du véhicule électrique pour le cas des résistances électriques et de la pompe à chaleur avec ou sans givrage et pour différentes géométries d'évaporateur

Il ressort de cette étude que le prototype à *[texte confidentiel]* est très efficace pour limiter l'impact du givre sur l'autonomie du VE. Pour le cas d'analyse considéré, il retarde le givrage complet de l'échangeur de chaleur à la fin du trajet et rend donc quasiment inexistant l'impact sur l'autonomie. Pour d'autres véhicules ou d'autres trajets, cet impact peut être amené à augmenter. Dans ce contexte, si l'on souhaite poursuivre les améliorations, le présent chapitre a soulevé une idée supplémentaire : limiter l'utilisation de la pompe à chaleur via l'utilisation légère du chauffage électrique d'appoint. Ceci permet en effet de décharger en partie la PAC, et donc d'obtenir un givrage plus lent et une plus longue utilisation de la PAC, voir de fonctionner dans certains cas hors du domaine de givrage. Par conséquent, il faudrait **développer une approche de contrôle prédictif déterminant la gestion optimale entre l'utilisation de la pompe à chaleur et l'utilisation du chauffage électrique** afin de maximiser les performances sur l'ensemble du trajet. Ceci nécessiterait d'avoir une estimation de la durée du trajet, ce qui est réaliste de nos jours avec les GPS qui nous entourent.

Outre cette perspective sur le contrôle optimal, il existe un autre axe de poursuite des travaux. En effet, la modélisation a été effectuée ici dans le but « d'estimer » les impacts du givre sur l'autonomie. Par conséquent, et aussi pour des questions de limitation des travaux à mener dans le cadre de cette thèse, aucune activité de validation expérimentale n'a été menée au niveau de la pompe à chaleur ou du véhicule complet. Ainsi, **une des perspectives serait de valider les modèles** et, potentiellement, de les améliorer. Les résultats seraient alors plus précis. Il serait par ailleurs intéressant d'élargir ces derniers pour une saison complète en considérant donc les occurrences de température et d'humidité rencontrées suivant les climats.

Bibliographie

Ahn, J.H., Kang, H., Lee, H.S., Kim, Y., 2015. Performance characteristics of a dual-evaporator heat pump system for effective dehumidifying and heating of a cabin in electric vehicles. Appl. Energy 146, 29–37. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.124

Ahn, J.H., Lee, J.S., Baek, C., Kim, Y., 2016. Performance improvement of a dehumidifying heat pump using an additional waste heat source in electric vehicles with low occupancy. Energy 115, 67–75. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.08.104

ASHRAE, 2000. ASHRAE handbook - HVAC Systems and Equipment, Chapter 21. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.

Benouali, J., Petitjean, C., Citti, I., Beauvis, R., Delaforge, L., 2014. Evaporator-Condenser Improvement and Impact on Heat Pump System Performances for EVs. SAE Tech. Pap. 2014-01–07. doi:10.4271/2014-01-0708

Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2011. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed. John Wiley & Sons.

Chang, Y.-J., Wang, C.-C., 1997. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. Int. J. Heat Mass Transf. 40, 533–544. doi:10.1016/0017-9310(96)00116-0

Feng, L., Hrnjak, P., 2016. Experimental Study of an Air Conditioning-Heat Pump System for Electric Vehicles. SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 9. doi:10.4271/2016-01-0261

Guo, X.-M., Chen, Y.-G., Wang, W.-H., Chen, C.-Z., 2008. Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. Appl. Therm. Eng. 28, 2267–2278.

Kim, M.H., Bullard, C.W., 2005. Erratum: Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers (International Journal of Refrigeration (2002) 25 (390-400) DOI: 10.1016/S0140-7007(01)00025-1). Int. J. Refrig. 28, 967–968. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.03.010

Kwon, C., Kim, M.S., Choi, Y., Kim, M.S., 2017. Performance evaluation of a vapor injection heat pump system for electric vehicles. Int. J. Refrig. 74, 136–148. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.10.004

Lee, D.Y., Cho, C.W., Won, J.P., Park, Y.C., Lee, M.Y., 2013. Performance characteristics of mobile heat pump for a large passenger electric vehicle. Appl. Therm. Eng. 50, 660–669. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.07.001

Lee, H.-S., Lee, M.-Y., 2016. Steady state and start-up performance characteristics of air source heat pump for cabin heating in an electric passenger vehicle. Int. J. Refrig. 69, 232–242. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.06.021

Lemort, V., Cuevas, C., Dedaye, S., 2012. Experimental investigation on a reversible heat pump for a passenger car, International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette, IN, Etats-Unis.

Pommé, V., 1997. Reversible Heat Pump System for an Electrical Vehicle, SAE Technical Paper. SAE International. doi:10.4271/971772

Qi, Z., 2014. Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles - A review. Renew. Sustain. Energy Rev. 38, 754–764. doi:10.1016/j.rser.2014.07.038

Qin, F., Shao, S., Tian, C., Yang, H., 2014. Experimental Investigation on Heating Performance of Heat Pump

for Electric Vehicles in Low Ambient Temperature. Energy Procedia 61, 726–729. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.952

Suzuki, T., Ishii, K., 1996. Air Conditioning System for Electric Vehicle, SAE Technical Paper. SAE International. doi:10.4271/960688

Torregrosa, B., Paya, J., Corberan, J.M., 2011. Modelling of Mobile Air- Conditioning Systems for Electric Vehicles, 4th European Workshop. MAC and Vehicle Thermal Systems. Torino.

Zhang, Z., Li, W., Zhang, C., Chen, J., 2017. Climate control loads prediction of electric vehicles. Appl. Therm. Eng. 110, 1183–1188. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.186

Zhou, G., Li, H., Liu, E., Li, B., Yan, Y., Chen, T., Chen, X., 2017. Experimental study on combined defrosting performance of heat pump air conditioning system for pure electric vehicle in low temperature. Appl. Therm. Eng. 116, 677–684. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.088

Conclusion générale

Pour une voiture électrique 'zéro émission', seule la solution de la pompe à chaleur est actuellement envisageable pour le chauffage de l'habitacle. Dans ce contexte, le givrage de l'évapo-condenseur de la pompe à chaleur apparaît comme une limitation importante aux bonnes performances du système. L'exploration du phénomène du givrage et de ses conséquences, depuis les aspects fondamentaux sur plaque plane jusqu'au niveau du véhicule complet, a permis dans la présente thèse de proposer des outils de simulation et des prototypes d'évapo-condenseur efficaces en conditions de givrage et aboutissant ainsi à l'amélioration globale de l'autonomie des voitures électriques en hiver. Afin d'obtenir ce résultat, la démarche scientifique a consisté à allier une approche multiéchelle à une méthodologie d'allers-retours entre travail expérimental et modélisation.

Avant d'aborder la problématique du givrage, une première partie a permis de cerner les enjeux du développement des pompes à chaleur pour voiture électrique. Un modèle thermofluidique de l'habitacle a été développé afin de déterminer les besoins thermiques de chauffage. Ces derniers passent de **1.5 kW pour une température extérieure de 10°C en régime stabilisé à presque 6 kW à -10°C en régime de convergence** pour des cas à 100% d'air neuf. Comment ces besoins thermiques se traduisent-ils sur l'autonomie du véhicule suivant la stratégie de chauffage considérée ? Pour répondre, un modèle complet d'une voiture électrique, incluant le modèle thermofluidique de l'habitacle, a été élaboré. Ainsi, une solution avec résistances électriques a été comparée à une approche avec pompe à chaleur. Les aspects d'usage du véhicule étant primordiaux dans le contexte des véhicules électriques, l'analyse a été menée sur un ensemble de trajets reconstituant tout le comportement du parc automobile Français sur une année. **À 0°C, l'utilisation de résistances électriques entraîne une chute d'autonomie de l'ordre de 50% de l'autonomie initiale. Une solution par pompe à chaleur permet de limiter cette baisse à environ 25%.** L'analyse a aussi montré le grand intérêt de la pompe à chaleur pour des températures comprises entre 5 et 20°C nécessitant de la déshumidification. En effet, la pompe à chaleur génère alors le chaud et le froid nécessaires avec des coefficients de performance très élevés puisque les écarts de température sont faibles.

Une fois l'intérêt des pompes à chaleur clairement identifié et le potentiel de gain évalué, la problématique du givrage a été approfondie. La modélisation de la croissance de givre basée sur la diffusion de chaleur et de masse dans un matériau poreux représentant le givre a été étudiée. Les principales hypothèses utilisées ont été décrites puis implémentées dans différents modèles. Les résultats des modèles ont été comparés entre eux et confrontés à des données expérimentales. Il est apparu que, **suivant les hypothèses choisies, les épaisseurs de givre prédites peuvent varier du simple au triple**. Parmi les points essentiels, réside la manière d'approximer la dimension 1D du problème, à savoir une approche 1D pure, des approches pseudo 1D ou encore une version 0D. Suivant l'approche, l'épaisseur de givre varie du simple au double. Par ailleurs, le choix de la corrélation de la conductivité thermique effective du givre entraîne des écarts de résultats du même ordre de grandeur. Ainsi, certaines associations entre le choix de l'approche 1D et le choix de la corrélation sont adéquates et d'autres ne le sont pas. En outre, les prédictions se sont montrées sensibles aux corrélations convectives ou encore aux conditions initiales, de manière plus ou moins marquée pour ces dernières suivant les types de modèles. Dans certains cas, les résultats sont dégradés lorsque l'on cherche à détailler certains modèles pour tenter de représenter plus finement la croissance de givre, ce qui suggère que d'autres éléments physiques complexes seraient à ajouter conjointement. Parmi ces derniers, **une modélisation plus fine de la sursaturation est nécessaire**. Finalement, un ensemble d'hypothèses simples et reproduisant les données expérimentales a été retenu. **Le modèle final de croissance de givre reproduit les données expérimentales avec une déviation RMS normalisée de 5%**.

Le modèle de croissance de givre a été intégré dans un modèle d'échangeur de chaleur à microcanaux et à ailettes persiennées (MCHX) afin de prédire le comportement de l'évapo-condenseur en conditions de givrage. Le point clé pour l'échangeur a reposé sur la prédiction des pertes de charge aérauliques. En effet, le phénomène dominant durant le givrage de l'échangeur est l'augmentation de la perte de charge aéraulique, ce qui, par interaction avec le ventilateur, entraîne une diminution du débit d'air, elle-même conduisant à la chute des performances thermiques de l'échangeur. Afin de traiter cet aspect, **le modèle dynamique proposé est basé sur une approche pseudo 3D capable de prédire la non-uniformité du développement du givre** sur l'échangeur. L'idée est de calculer la **perte de charge sur l'air**, non plus en prenant en compte l'épaisseur moyenne du givre sur tout l'échangeur comme cela a été tenté sans succès dans la littérature, mais **en se basant sur l'épaisseur maximale** dans chaque canal d'air. De plus, il a été choisi d'ajouter un facteur correctif dépendant de l'épaisseur maximale de givre devant la corrélation du facteur de friction de l'échangeur en condition sèche. Ce facteur correctif n'existant pas dans la littérature, il a fallu l'établir via une corrélation empirique. Un banc d'essai d'un échangeur de chaleur en conditions de givrage a été développé. Grâce à des tests, **une corrélation de l'effet du givre sur le facteur de friction a été établie. Elle décrit 91.6% des données expérimentales dans un intervalle d'erreur de +/-10%**. À ce stade, un modèle complet d'échangeur en condition de givrage est donc disponible. Ce modèle a alors été couplé à un modèle de ventilateur représenté par sa courbe caractéristique puis validé expérimentalement. La **déviation RMS normalisée des puissances thermiques est de 3.8%** pour les données obtenues sur le banc d'essai. De plus, le modèle fut comparé à des données expérimentales de la littérature. Le modèle est également capable de prédire le comportement des MCHX avec une faible déviation sur la masse de givre et une déviation acceptable, mais quelque peu augmentée pour les pertes de charge aéraulique. Les impacts du pas d'ailette et de la vitesse d'air sont bien prédits par le modèle. Le modèle de MCHX couplé à son ventilateur permet donc de prédire les performances thermiques de l'ensemble en condition de givrage.

Ce modèle a permis d'étudier différentes améliorations dans la conception des échangeurs de chaleur de type MCHX en condition de givrage. Des briques de modélisation ont été ajoutées pour permettre d'évaluer des architectures en rupture. Au terme de l'analyse, **deux concepts innovants ont été proposés**. …

…

…

…

…

[texte confidentiel]

…

…

…

…

…

… Un nouveau banc d'essai a été développé et réalisé afin de tester les deux échangeurs comparativement à un troisième d'origine de la Zoé non modifié. Le prototype à *[texte confidentiel]* a plus que doublé le temps de givrage. Pour sa part, le prototype à *[texte confidentiel]* a également montré un fort potentiel d'amélioration des performances, mais des problématiques *[texte confidentiel]* ont été mises en évidence. Finalement, le prototype à *[texte confidentiel]* a été testé au niveau du véhicule directement sur une Zoé. Les tests ont confirmé **une augmentation de l'ordre de 2.5 fois de la durée de givrage**.

Le cœur du travail de la thèse est le givrage de l'évaporateur. Les performances des échangeurs de chaleur ont été exprimées en termes de durée de givrage. À ce stade, il est intéressant de remonter au niveau de la pompe à chaleur et de la voiture électrique pour traduire les impacts du givrage en termes d'autonomie. Pour ce faire, un modèle simplifié de pompe à chaleur a été réalisé. Les modèles d'échangeurs sont basés sur la méthode $\varepsilon - NTU$ adaptée afin de pouvoir prendre en compte le givrage. Une calibration avec le modèle pseudo 3D précédent ou avec des mesures expérimentales est alors nécessaire. Ce modèle de pompe à chaleur a pu ensuite être intégré dans le modèle complet de la voiture électrique utilisé dans la première partie du travail. À présent, le modèle complet du véhicule comporte donc un modèle physique de la pompe à chaleur intégrant en particulier la dynamique du givrage. L'impact du givrage sur l'autonomie peut donc être évalué. Pour un trajet effectué à 50 $km.h^{-1}$, à une température d'air extérieur de 0°C et une humidité relative de 90%, **le givrage de la PAC dégrade de 15% l'autonomie** passant de 85% de l'autonomie sans chauffage à 70%. La performance avec la PAC et le givrage se rapproche donc du cas avec des résistances électriques puisque ce dernier engendre une autonomie de 61% de l'autonomie sans chauffage. **Avec le prototype à *[texte confidentiel]*, la baisse d'autonomie est seulement de 3%.** Le prototype développé est donc très efficace pour contrer l'impact du givrage.

Tout au long de cette thèse, différentes perspectives ont été soulevées. Tout d'abord, le travail de **caractérisation expérimentale des échangeur MCHX** pourrait être élargi à d'autres géométries, au même type d'échangeurs avec d'autres paramètres, ou encore d'autres architectures comme d'autres types d'ailettes, et pour des plages plus larges de conditions d'opération. Ceci permettrait d'améliorer la corrélation établie et permettrait d'en développer d'autres, rendant ainsi possible des simulations complètes pour un plus grand nombre d'échangeurs de chaleur.

Au niveau du MCHX, **modéliser les pertes de charge internes** aux tubes permettrait de mieux prendre en compte les glissements de température internes qui jouent un rôle important sur les performances thermiques et induisent des hétérogénéités sur l'échangeur. Il serait aussi intéressant de prendre en compte la distribution hétérogène du réfrigérant, autre phénomène influençant les performances.

Ensuite, un autre axe de travail consisterait à optimiser les conceptions avec *[texte confidentiel]* et *[texte confidentiel]*, puis d'intégrer les deux approches dans **un prototype de deuxième génération**. L'échangeur serait réalisé par brasage pour atteindre une fabrication de qualité industrielle. Les temps de givrage, ainsi que les performances thermiques, seraient ainsi encore augmentés.

Au niveau de la pompe à chaleur, avec des autonomies de véhicule de plus en plus grandes, **les stratégies de dégivrage** pourraient devenir essentielles. Il serait alors nécessaire de développer des méthodes permettant de dégivrer durant le roulage sans impacter le confort des passagers, d'évaluer l'efficacité de ces méthodes, de proposer des approches innovantes pour l'automobile et de développer les architectures de pompe à chaleur associées.

Dans la continuité des développements de modèles effectués dans cette thèse, un travail de **validation expérimental** serait pertinent. Premièrement, le modèle de pompe à chaleur avec givrage pourrait être validé expérimentalement. Puis la validation expérimentale du modèle complet de la voiture serait effectué, avec en particulier la validation expérimentale du modèle thermique de l'habitacle. Les estimations faites aboutiraient à des prédictions plus solides de modèles validés.

De plus, des méthodes de **contrôle dynamique optimal** pourraient être développées à partir du modèle du véhicule. Par exemple, si une estimation du trajet (profil de vitesse) est connue au départ, et si le système prédit le givrage de la pompe à chaleur avant la fin du trajet, une stratégie d'utilisation conjointe de la pompe à chaleur et des résistances électriques d'appoints pourrait être utilisée afin de conserver une pompe à chaleur fonctionnelle sur l'ensemble du trajet, optimisant ainsi la consommation énergétique globale du système. Dans certains cas, un contrôle optimal entre les résistances électriques et la pompe à chaleur éviterait complètement le givrage en diminuant la puissance froide de la pompe à chaleur.

Toujours au niveau du véhicule, le modèle complet pourrait servir d'outil afin d'évaluer des **architectures thermiques intégrées**. Par exemple, les synergies entre la pompe à chaleur, la gestion d'ambiance de l'habitacle et le contrôle thermique de l'électronique et de la batterie seraient étudiées. Ce type de modèle permettrait d'optimiser l'architecture thermique du véhicule et de développer des algorithmes de commande prédictive.

Annexes

Table des matières

Annexe 1 : L'environnement de modélisation et simulation: Dymola.....248

Annexe 2 : Solutions de pré-conditionnement et de stockage thermique embarqué.....251

Annexe 3 : Liste des publications associées à la présente thèse 257

Annexe 4 : Rapports de soutenance et du mémoire.....258

Annexe 1 : L'environnement de modélisation et simulation: Dymola

En termes d'outils numériques, la plateforme Dymola (Dassault Systèmes AB, 2014) développée par Dassault système AB est utilisée tout au long de cette thèse. Elle permet de développer et simuler des modèles écrits en Modelica (Modelica Association, 2012). Ce dernier est un langage de modélisation orienté objet et acausal étant conçu pour modéliser des systèmes dynamiques multi-physiques. Modelica permet une programmation mélangeant des lignes de code classique et du codage graphique. L'un de ces intérêts est de pouvoir aisément modéliser des composants et de les assembler entre eux pour former un système plus complexe comme illustré par la Figure 1.

Pour ce faire, Modelica est basé sur le concept de représentation potentiel-flux au niveau de connecteurs permettant ainsi de connecter les composants entre eux. Dans la Figure 1, le réseau thermique est représenté en rouge et le réseau fluidique en bleu clair. Le bleu foncé représente ici un signal réel (les signaux de réels peuvent être regroupés dans un faisceau de signaux, c'est-à-dire un bus de donné, qui est alors représenté par un fil jaune; ceci sera utilisé par la suite). Les différents composants possèdent des connecteurs, qui représentent des nœuds, et qui permettent de les connecter entre eux. Les connecteurs thermiques sont associés à une variable $\dot{Q}$ et une variable *T*. Les connecteurs fluidiques de l'air humide portent en eux les variables $\dot{m}$, *h, w (*pour représenter la composition air-eau*)* et *p*. Les fils reliant les connecteurs sont des connexions tels des fils électriques dans l'analogie électrique, c'est-à-dire que les connecteurs sont à iso-potentiels et que la loi des nœuds s'applique pour les flux (avec une subtilité pour *h* et *w* qui sont en fait des variables « stream » et non « potentiels »; voir (Dassault Systèmes AB, 2014) pour plus d'information).

In fine, un modèle Modelica est un ensemble fermé d'équations différentielles algébriques (*differential/algebraic equations* – DAE). Dymola offre un environnement pour le développement textuel et graphique des modèles Modelica.

Par ailleurs, Dymola est aussi un environnement de simulation de ces modèles. Puisqu'un modèle est un système de DAE, Dymola intègre donc ses propres solveurs numériques permettant la résolution des équations. La résolution de systèmes DAE de forme libre n'est pas triviale et beaucoup de problèmes de convergence existent. Une des forces de Dymola est la juxtaposition de différents algorithmes permettant de simplifier, reformuler puis résoudre le problème mathématique de manière performante (mais pas totalement sans problèmes de convergence malheureusement…). Typiquement, le système de DAE est tout d'abord manipulé symboliquement afin de simplifier (élimination de variables) et de réorganiser les équations sous forme d'une matrice de structure triangulaire par blocs (utilisation notamment de l'algorithme de Tarjan). Ensuite, le nouveau système DAE est transformé en un système ODE (*ordinary differential equations*) en utilisant l'algorithme de "*tearing*" et l'algorithme de Pantelides quand ils sont applicables. Finalement, le cœur de l'intégration du système ODE à chaque pas de temps est mené par l'algorithme DASSL (Petzold, 1983). Cet algorithme utilise notamment la méthode BDF (*backward differentiation formula*) pour aboutir à un nouvel ensemble d'équations algébriques, souvent non linéaires, résolues par la suite via la méthode de Newton. L'algorithme de DASSL est un algorithme à pas variable et est notamment adapté pour les systèmes dits *stiff*.

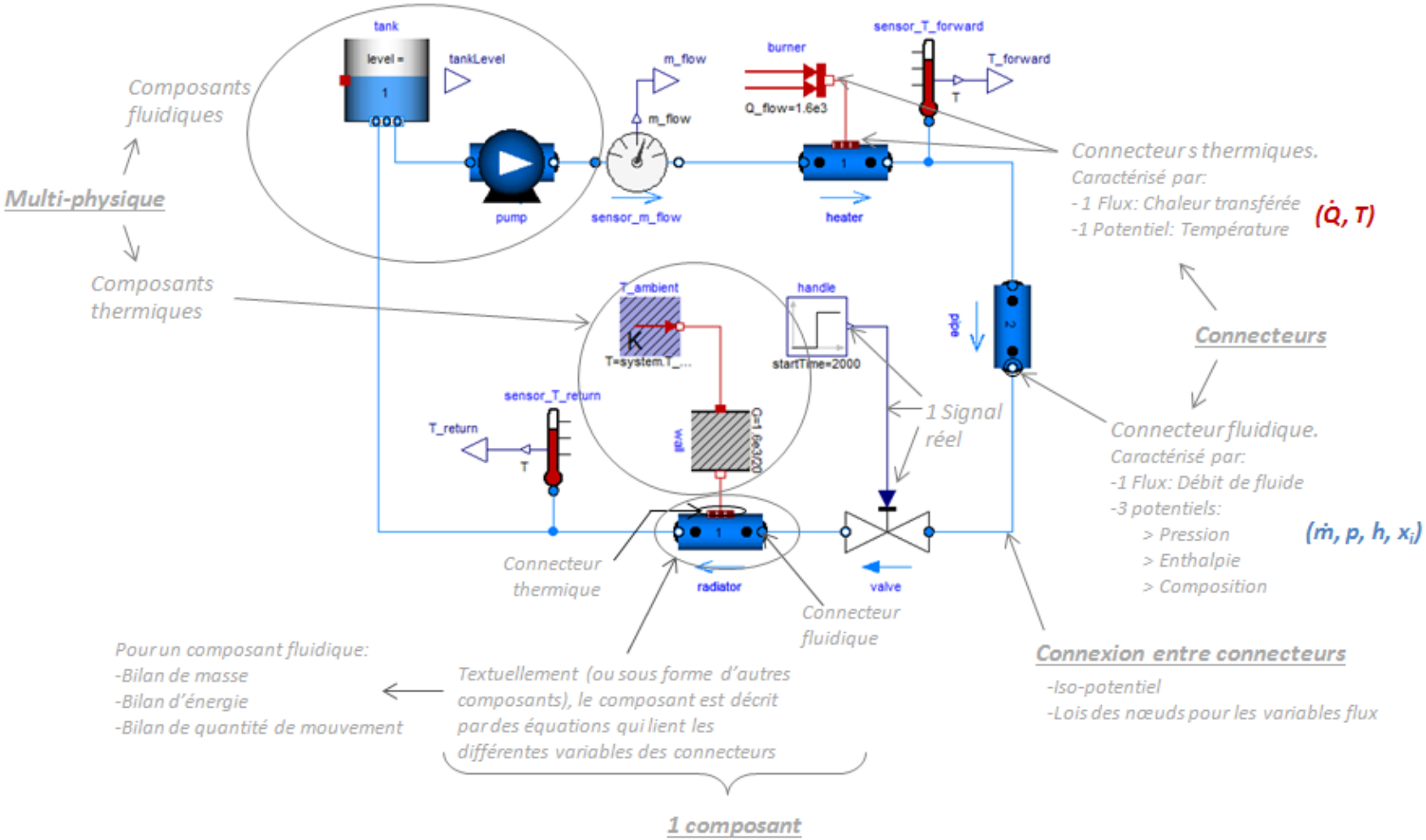


Figure 1: Exemple d'un modèle Modelica: circuit de chauffage à eau

Références

Dassault Systèmes AB, 2014. Dymola - Dynamic Modeling Laboratory – User Manual Volume 1 & 2.

Modelica Association, 2012. Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling.

Petzold, L.R., 1983. A description of DASSL: a Diferential/Algebraic System Solver. Sci. Comput.

Annexe 2 : Solutions de pré-conditionnement et de stockage thermique embarqué

Le travail du chapitre 1 s'est concentré sur le chauffage par résistances électriques et par pompe à chaleur. Cependant, le modèle développé dans le chapitre 1 permet facilement d'étendre l'étude à d'autres stratégies. En particulier, il est intéressant de considérer également les stratégies de pré-conditionnement thermique et de stockage thermique embarqué. Le pré-conditionnement consiste à amener l'habitacle à la température de consigne avant le trajet quand le véhicule est toujours branché sur le réseau électrique pour la recharge de la batterie. La solution de stockage thermique embarqué consiste à stocker du « chaud » ou du « froid » dans un réservoir pendant la période de recharge du véhicule afin d'utiliser cette énergie thermique pour le chauffage ou la climatisation en roulage et soulager ainsi la batterie. Le "chaud" ou le "froid" sont produits pendant la phase de recharge du véhicule.

Cette annexe présente l'analyse portant sur ces deux autres stratégies de management thermique du véhicule. Afin de procéder, un sous-modèle de stockage thermique doit être ajouté au modèle du véhicule. Il est présenté dans une première section. Ensuite, les autonomies avec pré-conditionnement, puis celles avec stockage thermique embarqué, sont discutées.

1 Modèle de stockage

Plusieurs solutions technologiques sont possibles pour le stockage. Un réservoir d'eau, ou plutôt d'eau glycolée pour résister aux températures négatives, pourrait être utilisé en se servant de la chaleur sensible. Il est possible aussi d'utiliser des matériaux à changement de phase (MCP) et profiter de la chaleur latente. Cette dernière approche aboutirait à des densités volumiques surement plus importantes. Par simplicité et par conservatisme, nous allons dans la suite considérer un stockage sous forme de mono-propylène glycol initialement à 90°C ou -20°C suivant les cas (c_p^{sto} pris fixe à 3.55 kJ.kg^{-1}.K^{-1}). A noter que la consommation d'une pompe pour faire circuler le caloporteur n'est pas considérée ici.

Afin de pouvoir s'assurer d'une puissance de chauffe du stockage $\dot{Q}_{sto}$ réaliste, on considère un échangeur de chaleur d'une efficacité donnée η_{HX}^{sto} dans les conditions les plus défavorables et l'on calcule une puissance échangée maximale $\dot{Q}_{sto}^{max}$ pour le débit d'eau maximal:

$$\dot{Q}_{sto}^{max} = \eta_{HX}^{sto} \cdot \dot{m}_{air}^{blown} \cdot c_p^{air} \cdot (T_{sto} - T_{air}^{mix}) \quad (1)$$

La puissance délivrée par le stockage $\dot{Q}_{sto}$ est ainsi le minimum entre la puissance demandée par le module HVAC $\dot{Q}_{sto}^{need}$ et la puissance disponible réellement $\dot{Q}_{sto}^{max}$. Le complément pour atteindre la puissance de chauffage nécessaire est fourni par le système de chauffage de base (résistances électriques ou pompe à chaleur).

Pour obtenir la température du stockage T_{sto}, on utilise:

$$\dot{Q}_{sto} = -C_p^{sto} \cdot \frac{d(T_{sto})}{dt} \tag{2}$$

Enfin, un dernier aspect du modèle concerne la gestion des différents systèmes de chauffage de l'habitacle dans le cas d'une PAC et d'un stockage. Concrètement, la logique utilisée par défaut est celle décrite à la Figure 2.

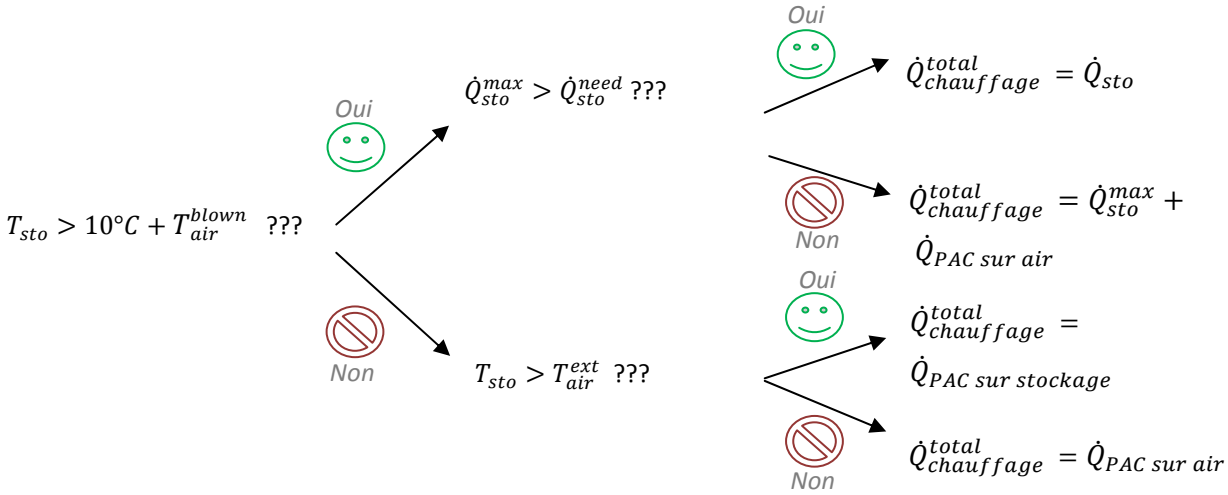


Figure 2 : Logique de gestion d'un système PAC + stockage

Pour les cas avec pré-conditionnement ou stockage d'énergie thermique, l'usage du véhicule est aussi important. La question est ici de connaître la fréquence journalière de recharge du véhicule. En effet, plus il sera rechargé, plus le pré-conditionnement de l'habitacle ou du stockage pourra être effectué. Afin de simplifier ici, pour les cas avec stockage, il a été considéré qu'en moyenne, trois trajets étaient effectués par jour. Ensuite, il a été considéré 2 cas: 1 charge du véhicule par jour (la nuit au domicile) ou 2 charges du véhicule par jour (la nuit au domicile et le jour au travail). Ainsi, pour une charge par jour, seul le premier trajet débutera avec pré-conditionnement, et pour deux charges par jour, deux des trois trajets effectués le seront avec pré-conditionnement de l'habitacle ou du stockage le cas échéant.

Par ailleurs, les paramètres du modèle de stockage sont donnés dans le Tableau 1.

Tableau 1: Paramètres du modèle de stockage

Composant	Variable	Valeur	Unité
Efficacité de l'échangeur du stockage	η_{HX}^{sto}	0.50	-
Température chaude du stockage	T_{sto}^{max}	90	°C
Température froide du stockage	T_{sto}^{min}	-20	°C
Capacité thermique du caloporteur du stockage	c_p^{sto}	3550	$J.kg^{-1}.K^{-1}$

2 Autonomies avec pré-conditionnement

Si l'on reprend la Figure 22 du chapitre 1 en y extrapolant pour les premières minutes la courbe de l'énergie des résistances électriques de la phase régime thermique permanent comme présenté dans la Figure 3 ci-dessous, on peut visualiser l'impact du pré-conditionnement dans le cas de résistances électriques. En effet, ce dernier permet de sauver la quantité d'énergie E_{sauv} indiquée sur la figure. Il est alors aisé de comprendre que, très vite, l'énergie du trajet E_{trajet} va devenir fortement supérieure à E_{sauv}. Ceci tend à penser que le pré-conditionnement n'est pas si efficace en termes de gains d'autonomie, mais le type de trajets considéré est encore ici très important.

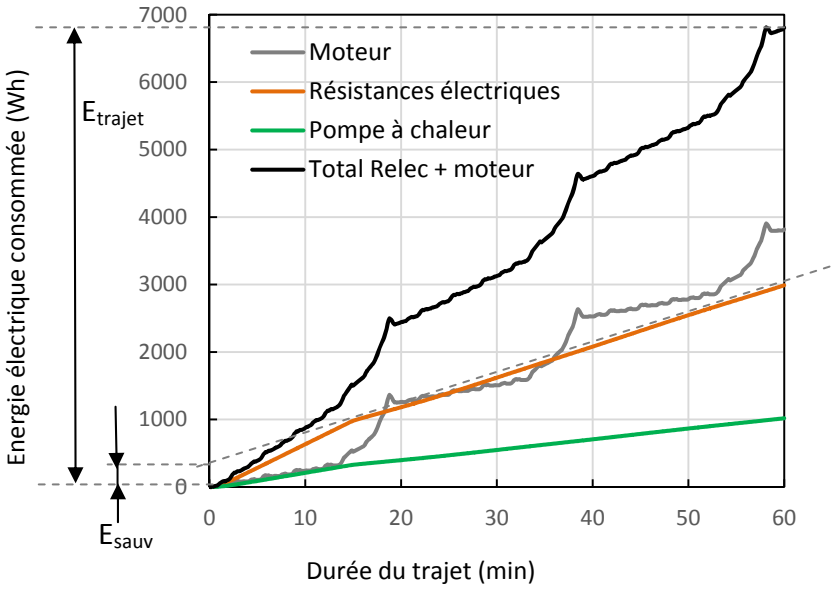


Figure 3: Energie électrique consommée à 0°C pour 3 cycles NEDC : analyse de l'effet du pré-conditionnement

Il est donc intéressant d'observer l'impact sur l'ensemble des trajets des Français (voir Figure 4). Les résultats confirment ici le faible impact du pré-conditionnement (1 charge ou 2 charges dans la journée) par rapport à l'utilisation d'une pompe à chaleur. Le gain du pré-conditionnement est inférieur à 7 points.

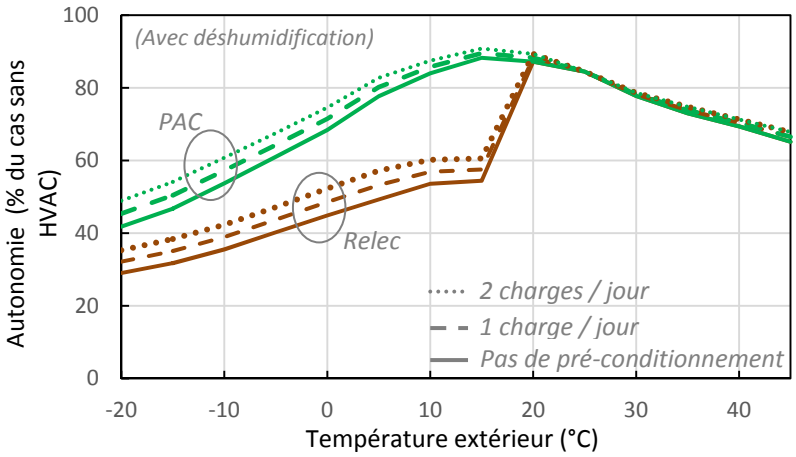


Figure 4: Impact moyen du pré-conditionnement sur l'autonomie pour le parc automobile Français

Ces résultats indiquent un intérêt limité du pré-conditionnement en termes énergétiques. Le pré-conditionnement semble donc surtout être une question de confort des passagers qui entreront dans un habitacle à la bonne température. Cependant, les gains énergétiques sont loin d'être nuls et cela soulève, dans la continuité, un intérêt pour la solution du stockage thermique embarqué.

3 Autonomies avec stockage thermique embarqué

La Figure 5 présente un exemple d'un trajet enchainant des cycles NEDC à 0°C extérieur avec une architecture comportant un réservoir de stockage thermique de 30 litres de mono-propylène glycol initialement à 90°C ainsi qu'une pompe à chaleur air-air qui peut aussi puiser des calories dans le stockage. Le stockage permet alors de disposer d'environ 40 minutes d'énergie thermique "gratuite". A noter qu'ici, l'utilisation d'une PAC permet de mieux tirer parti du stockage. En effet de 25 à 55 min, la PAC puise sa chaleur du stockage avec un COP bien meilleur que si l'air extérieur était utilisé.

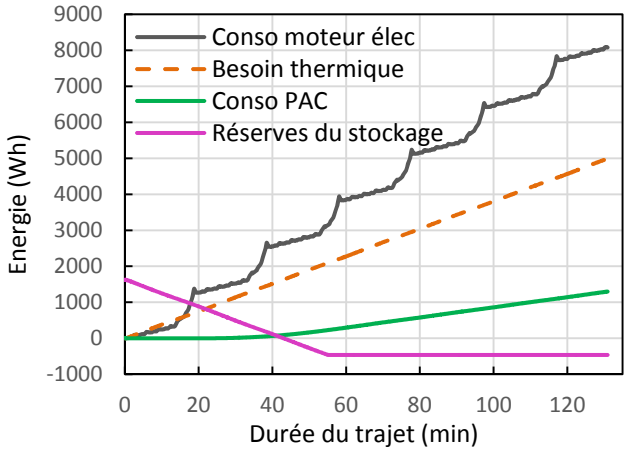


Figure 5: exemple d'un trajet NEDC à 0°C avec 30 litres de stockage thermique embarqué

On comprend bien que le stockage va être très "efficace" surtout pour les trajets courts. Par contre, Il est intéressant de regarder aussi l'impact sur des trajets longs afin d'évaluer les volumes maximums qui pourraient être mis en jeu suivant les objectifs. La Figure 6 présente les autonomies pour différents volumes de stockage et pour des trajets de cycles NEDC enchaînés jusqu'à vider 70% de la batterie du véhicule décrit précédemment.

On observe qu'il faudrait monter jusqu'à 150 litre si l'on veut quasiment effacer la chute d'autonomie en hiver (en considérant une température minimale de -10°C). Ceci est trop important. L'intérêt du stockage dépendra donc de l'usage du véhicule puisqu'il pourra être appréciable selon un compromis volume embarqué et durée-distance du trajet.

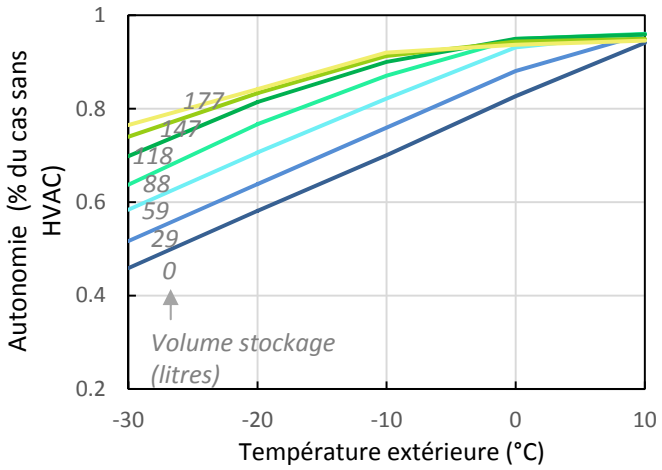


Figure 6: autonomies sur un trajet unique vidant 70% de la batterie pour plusieurs volumes de stockage

Au niveau des trajets représentatifs du parc Français, on obtient les résultats de la Figure 7 avec un réservoir de 20 litres. Evidemment, l'impact du stockage est bien meilleur que celui du pré-conditionnement. L'écart de 30 points environ entre les résistances électriques et la PAC à 5°C tombe à 20 points pour une recharge par jour et 10 points pour 2 recharges par jour. Le cas avec la PAC et le stockage permet de limiter très fortement l'impact du chauffage sur l'autonomie.

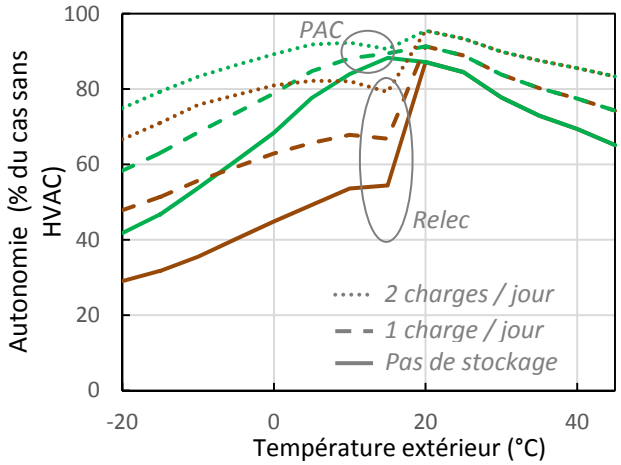


Figure 7: Impact moyen de 20 litres de stockage thermique sur l'autonomie pour le parc automobile Français

Il est par ailleurs intéressant de noter que la consommation à la prise, et donc l'équivalent émission de CO2, vont augmenter avec cette solution de stockage thermique embarqué, surtout pour des volumes importants du fait du poids et des pertes thermiques additionnelles. Le temps de charge va aussi augmenter. Il a été estimé une augmentation de 1h à 1h30 pour 30 litres de stockage et pour une prise de recharge normale à 220V. Dans le cadre de la charge, la pompe à chaleur est aussi intéressante puisqu'elle permet de diminuer approximativement par 2 le temps de charge du stockage comparativement à un cas avec résistances électriques.

4 Conclusion

La stratégie de pré-conditionnement de l'habitacle avant le trajet génère des gains énergétiques limités de l'ordre de 3 à 10 points suivant le nombre de charges et la technologie (PAC VS Relec). Le pré-conditionnement semble donc bien plus utile pour le confort du passager que pour le réel gain énergétique.

La stratégie de pré-conditionnement a toutefois soulevé le possible intérêt du stockage thermique embarqué. Ce dernier ne permet cependant pas de manière réaliste d'effacer la chute d'autonomie due au chauffage pour les longs trajets. Il faudrait en effet des volumes de l'ordre de 150 litres. A noter d'ailleurs que l'ajout de litres de stockage supplémentaire perd de l'efficacité au dessus des 60-80 litres (un ajout d'un litre supplémentaire augmente bien moins l'autonomie que pour les litres initiaux). Cependant, **si l'on raisonne sur les trajets moyens, un stockage de 20 litres dégage des gains appréciables**. A 0°C extérieur, le gain est de 20 points d'autonomie pour une PAC et monte à plus de 35 points pour les résistances électriques dans le cas de deux charges par jour.

Cette étude a aussi permis de montrer que, plus que des solutions en compétition, **les approches de pré-conditionnement ou de stockage thermique embarqué et de pompe à chaleur sont complémentaires et engendrent différentes synergies**. D'une part, l'utilisation d'une PAC permet de réduire l'énergie consommée à la prise pour le pré-conditionnement de l'habitacle et/ou du stockage, réduisant donc au passage les émissions de CO2. De plus, le pré-conditionnement et le stockage pourraient entrainer un *downsizing* de la PAC. En effet, le pré-conditionnement pourrait permettre de dimensionner la PAC pour le besoin en mode stabilisé et non pas pour le besoin supérieur de la convergence (mais il faudrait alors pré-conditionner le véhicule même en cas d'absence de recharge, ce qui occasionnerait des pertes supplémentaires, mais limitées, par rapport aux résultats des simulations précédentes). Dans la continuité, le stockage thermique pourrait aussi être utilisé pour un *downsizing* de la PAC. En effet, au lieu de vider le stockage puis d'utiliser la PAC, les deux systèmes de chauffages pourraient être utilisés simultanément avec des puissances diminuées pour chacun. Ceci nécessiterait par contre de prévoir la durée du trajet au début du déplacement.

Annexe 3 : Liste des publications associées à la présente thèse

1 Articles de revues internationales

Brèque, F., Nemer, M., 2017. Modeling of a fan-supplied flat-tube heat exchanger exposed to non-uniform frost growth. Int. J. Refrig. 75, 129–140. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.12.012

Brèque, F., Nemer, M., 2016. Frosting modeling on a cold flat plate: Comparison of the different assumptions and impacts on frost growth predictions. Int. J. Refrig. 69, 340–360. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.06.010

En cours de soumission:

Mansour, C., Nemer, M., Bou Nader, W., Breque, F., Haddad, M., 2017. Assessing additional fuel consumption from cabin thermal comfort and auxiliary needs on the worldwide harmonized light-duty test cycle. Soumi à Transportation Research Part D: Transport and Environment

En cours de rédaction:

Brèque, F., Nemer, M., 201x. Evaluation of the HVAC impact on the electic vehicle range for different designs: comparison of electric heaters, heat pump and thermal storage strategies.

Brèque, F., Nemer, M., 201x. Impact of heat pump frosting on the electic vehicle range.

2 Articles de conférences internationales

Brèque, F., 2017. Cabin Thermal Needs : Modeling and Assumption Analysis, International Modelica Conference. Prague, Czech Republic.

Brèque, F., Nemer, M., 2015. Flat-tube heat exchanger modeling under frosting conditions for an electric vehicle heat pump, International Congress of Refrigeration. International Institute of Refrigeration, Yokohama, Japan.

Annexe 4 : Rapports de soutenance et du mémoire

1 Rapport de soutenance

Doctorat de l'Université de recherche
Paris Sciences et Lettres - PSL Research University
préparé à MINES ParisTech

RAPPORT DE SOUTENANCE DE THESE DE DOCTORAT
ENERGETIQUE ET PROCEDES

Soutenue le 24 octobre 2017 par Monsieur Florent **BREQUE**

Sujet :
"Etude et amélioration d'une pompe à chaleur pour véhicule électrique en conditions de givrage"

Membres du jury :
Vincent LEMORT
Rémi REVELLIN
Laurence FOURNAISON
Jugurtha BENOUALI
Assaad ZOUGHAIB
Maroun NEMER

M. Breque a présenté avec beaucoup de pédagogie les résultats de ses travaux de thèse. Il a montré beaucoup de hauteur par rapport à son sujet de recherche qui intègre à la fois des aspects fondamentaux et applicatifs.

Il a répondu aux questions avec une grande aisance qui traduisait une très bonne maîtrise de son sujet qui couvrait une approche multi-échelle des phénomènes physiques locaux du givre, jusqu'à la gestion thermique globale du véhicule.

Il a aussi mis en évidence ses qualités d'expérimentateur avec une approche rigoureuse de validation progressive ainsi que son expertise de modélisateur.

Pour toutes ces raisons, le jury décerne à l'unanimité le grade de Docteur de l'Université de Recherche Paris Sciences et Lettres préparée à Mines-ParisTech et a souhaité lui adresser ses félicitations pour ce travail d'excellente qualité.

2 Fiche d'évaluation du mémoire de thèse - Vincent LEMORT

Doctorat de l'Université de recherche
Paris Sciences et Lettres - PSL Research University
préparé à MINES ParisTech

FICHE D'EVALUATION DU TRAVAIL ECRIT

(A renvoyer signée avec le rapport)

Candidat : Florent BREQUE

Titre de la thèse : Etude et amélioration d'une pompe à chaleur pour véhicule électrique en conditions de givrage

• Evaluation générale de la thèse : Par comparaison avec les thèses de doctorat récentes que vous avez eu à juger ou dont vous avez personnellement connaissance, cette thèse vous parait-elle digne d'être soutenue en vue de l'obtention du grade de Docteur :

☑ OUI ☐ NON

• Présentation écrite des travaux : (1)

☑ Excellente à exceptionnelle ☐ Bonne à très bonne ☐ Satisfaisante

• Niveau scientifique de la thèse : (2)

☑ Excellente à exceptionnel ☐ Bon à très bon ☐ Satisfaisant

Date : 17 octobre 2017 Rapporteur : Vincent LEMORT

Signature :

(1) Cette présentation comprend non seulement la qualité du texte, mais également certains aspects de son contenu : exposé du contexte du sujet de recherche, état de l'art, bibliographie, conclusions et perspectives.

(2) Le niveau scientifique sera évalué par rapport à l'originalité et à la rigueur de la contribution personnelle du candidat. La qualité de cette contribution, théorique et/ou expérimentale, est le premier élément de jugement. La quantité des travaux fournis par rapport à la durée de préparation constitue un autre élément d'appréciation. Le jugement pourra s'appuyer (outre le manuscrit) sur les articles et communications publiés ou acceptés, sur les brevets, sur les réalisations et les retombées industrielles acquises ou potentielles.

3 Rapport sur le mémoire de thèse - Vincent LEMORT

Faculté des Sciences Appliquées
Département d'Aérospatiale et Mécanique
Laboratoire de Thermodynamique
Service de Systèmes Energétiques
Prof. Vincent Lemort

Rapport sur le mémoire présenté par M. Florent BREQUE
En vue de l'obtention du grade de
Docteur de l'Université de recherche Paris Sciences et Lettres (PSL Research University)

« Etude et Amélioration d'une Pompe à Chaleur pour Véhicule Electrique en Conditions de Givrage»

Le manuscrit, écrit en langue française, comprend 258 pages plus 14 pages dédiées aux résumé, table des matières et nomenclature. Le manuscrit est organisé en 5 chapitres, une introduction générale, une conclusion générale et 3 annexes.

Résumé et analyse du manuscrit de thèse

Introduction générale

L'introduction présente tout d'abord le développement des voitures électriques dans une perspective historique et dans le contexte sociétal actuel. L'auteur aborde ensuite le chauffage des véhicules électriques et plus particulièrement le chauffage par pompe à chaleur (PAC). La problématique du givrage de l'évaporateur, et son impact négatif sur les performances de la PAC, est décrite. C'est une problématique connue, mais encore peu étudiée dans le domaine automobile. Pourtant, le givrage de l'évaporateur d'une PAC automobile présente de multiples spécificités (impact sur l'autonomie du véhicule, échangeurs à mini-canaux non adaptés, dégivrage par inversion de cycle pouvant altérer le confort en cabine, difficulté de limiter le débit d'air en phase de dégivrage, etc.) dont l'étude pourrait donner lieu à des pistes d'amélioration de la performance de la PAC et ainsi augmenter l'autonomie du véhicule électrique. Les objectifs de la thèse sont ensuite listés et la méthodologie et organisation du manuscrit présentées.

Analyse

L'introduction, en « entonnoir », présente les objectifs de la thèse en partant d'un contexte général et en débouchant sur des objectifs précis. L'auteur met un soin particulier à décrire l'état de l'art et à positionner avec clarté l'objet de ses travaux.

Chapitre 1

Le premier chapitre traite de l'évaluation par la simulation des besoins en chauffage d'un véhicule électrique et de leur impact sur l'autonomie du véhicule. Dans un premier temps, les besoins thermiques sont évalués au moyen d'un modèle de simulation de la cabine construit dans le langage Modelica. Il s'agit d'un modèle dynamique qui traite l'habitacle en une seule zone. La dynamique est décrite en prenant en compte la capacité thermique des parois, de l'air et des masses internes. L'auteur décrit les modèles de parois, de l'intérieur de la cabine et du module HVAC. Une fois le modèle du véhicule

électrique décrit, il a été utilisé dans un deuxième temps pour décrire les besoins en chaleur et en froid d'un véhicule type de segment C pour des conditions de fonctionnement données. Le bilan thermique sur l'habitacle est d'abord présenté dans des cas de référence hiver et été (températures extérieures de 0°C et 40°C respectivement). De nombreuses études de sensibilité sur les paramètres de la modélisation sont conduites. Les besoins thermiques en modes stabilisé et « convergence » (i.e. transitoire), en fonction de la température extérieure, sont ensuite présentés. Dans un troisième temps, le modèle thermique de cabine est couplé à un modèle complet du véhicule électrique (incluant un modèle mécanique du véhicule, un modèle du moteur électrique, du système HVAC complet et de la batterie). Le modèle global est finalement utilisé pour étudier l'impact du chauffage sur l'autonomie du véhicule. Pour ce faire, l'auteur considère un cycle de roulage constitué de 10 trajets types. L'auteur compare la chute d'autonomie associée à un chauffage par résistance électrique et celle associée à un chauffage par pompe à chaleur (la simulation prend en compte les besoins de climatisation/déshumidification).

Analyse :
Ce chapitre présente d'une part un modèle de simulation de véhicule électrique qui sera réutilisé plus tard dans la thèse et d'autre part l'impact du chauffage par résistance électrique ou PAC sur l'autonomie du véhicule.
L'auteur décrit avec soin les principes et les hypothèses de modélisation. Ceux-ci sont toujours justifiés sur base de revues de littératures (par exemple, pour le choix des coefficients d'échange convectif).

En ce qui concerne le modèle de cabine, peut-on réellement négliger les infiltrations ?
Voir par exemple : Knibbs L.D., R.J. de Dear, S.E. Atkinson. 2009. Field study of air change and flow rate in six automobiles. Indoor Air. 19: 303–313.

Dans le bilan d'énergie appliqué au volume d'air de la cabine, il faudrait peut-être préciser que les propriétés de l'air sont exprimées par kilogramme d'air humide (et non pas d'air sec comme c'est généralement le cas) et que les débits ne sont pas des débits d'air sec. A ce titre, le titre de l'axe des x de la Figure 10 mentionne bien des « kJ par kg d'air sec ».

A la Figure 12, à part introduire une hypothèse conservative, y-a-t-il une raison de négliger les gains internes (et éventuellement les gains solaires) en hiver ?

Faute de validation expérimentale, les études de sensibilité des paramètres du modèle sur les résultats de simulation permettent de justifier de nombreux choix de modélisation (par exemple, la nécessité de prendre en compte les masses internes), mais aussi d'appréhender l'impact des conditions opératoires sur les besoins thermiques (par exemple, le taux de recirculation d'air).

A ce stade de la lecture du manuscrit on pourrait trouver étonnant que l'habitacle automobile soit décrit avec tant de détails, mais que le climatiseur et la pompe à chaleur soient décrits par des rendements exergétiques constants. D'expérience, la performance de la PAC est notamment fortement dépendante de la vitesse de rotation du compresseur.

Dans la définition des profils de vitesse des trajets types, n'aurait-on pas pu avoir différentes combinaisons de portions de profils de vitesses issues du cycle WLTP qui auraient donné les mêmes distances et temps de parcours ?

Je pense qu'il existe déjà pas mal de publications techniques/scientifiques traitant de l'impact des besoins de chauffage/climatisation sur l'autonomie des véhicules électriques. Il aurait été intéressant de comparer les résultats annoncés à ceux déjà publiés.

Corrections:

- Page 32 : « L'expression (32) » : faut-il lire « L'expression (23) » ?
- Page 39, équations (40) et (41) : faut-il remplacer le signe « + » par « - » ?
- Page 59 : « fournit » et non pas « fournie »

<u>Chapitre 2</u>

Le second chapitre présente, de façon plutôt fondamentale, la modélisation de la croissance du givre sur une plaque plane. Les résultats de ce chapitre seront ensuite utilisés pour l'étude d'un échangeur de chaleur en conditions de givrage. Les principes généraux de la modélisation sont tout d'abord expliqués. Les hypothèses de modélisation, souvent formulées dans la littérature, sont ensuite listées et les modèles classiques décrits (approches 0D, 1D, 2D). Les différents coefficients d'importance sont présentés : la conductivité thermique effective, la diffusivité effective de vapeur d'eau, les coefficients de convection thermique et massique. L'auteur compare les résultats de modélisation à deux sets de données expérimentales publiés dans la littérature. Différentes approches de modélisation sont comparées : modèles 1D avec/sans densité de givre moyenne, modèle pseudo 1D, modèle 0D. Différentes corrélations pour les coefficients d'importance sont aussi « testées ». Ces différentes comparaisons mènent au choix du modèle et des corrélations qui seront retenus dans la suite de ce travail. L'auteur souligne également que certains choix de modélisation donnent des résultats plus sensibles aux conditions initiales.

Analyse :

Il me semble très pertinent de s'intéresser à la modélisation de la formation du givre sur une plaque plane avant d'étudier la formation du givre dans un évaporateur. Ce chapitre se base sur de nombreuses références bibliographiques et justifie de façon rigoureuse les choix qui sont faits. Ce chapitre constitue une très bonne référence bibliographique pour tout qui souhaiterait modéliser la formation de givre. Je ne suis pas surpris que cet article ait fait l'objet d'une publication dans un journal scientifique.

Corrections/remarques :

- Pour être correct, on devrait employer l'expression « masse volumique » et non pas « densité ».
- Page 82 : « l'ont employée » et non pas « l'ont employé »
- Tableau 7 : préciser dans la légende que la déviation moyenne porte sur l'épaisseur de givre.

<u>Chapitre 3</u>

Le troisième chapitre utilise les résultats du chapitre précédent pour modéliser en 3D un échangeur de chaleur à micro-canaux avec formation de givre. L'échangeur étudié

présente la caractéristique d'avoir des ailettes persiennées et des faibles pas d'ailettes. La modélisation doit être capable de représenter les performances thermiques, mais aussi aérauliques. La modélisation en 3D doit permettre de prédire l'épaisseur maximale de givre (utile pour la prédiction de la perte de charge) et l'hétérogénéité de la formation du givre. Dans un premier temps, l'auteur présente le modèle mathématique. Les discrétisations du côté du fluide interne et de l'air sont décrites. Le modèle de paroi, ainsi que les modèles de canaux de fluide interne et d'air sont décrits. Le modèle de canal d'air permet de prédire la perte de charge sur base d'un facteur de friction. Ce dernier est calculé en partant du facteur en conditions sèches, corrigé pour tenir compte de la présence du givre. Le modèle de la couche de givre se base sur les hypothèses de modélisation retenues au chapitre précédent. Le modèle est quasi-statique à l'exception de la couche de givre et de la paroi métallique qui sont décrites de façon dynamique. Dans un second temps, l'auteur présente le dispositif expérimental qui devra servir à la validation du modèle. Puisque l'étude expérimentale vise davantage à étudier ce qui se passe du côté de l'air, le réfrigérant est remplacé par un fluide caloporteur. Le banc d'essais est décrit. Une des originalités du banc est de permettre la pesée de l'échangeur de chaleur afin de mesurer la masse de givre. Ce dispositif de mesure est calibré pour tenir compte de l'impact des conditions opératoires du banc (variation du débit d'air, variation de la température du caloporteur, etc.). Les résultats expérimentaux sont exploités pour visualiser localement le développement du givre, valider le modèle en régime sec, identifier le facteur de correction du facteur de friction pour le givrage et valider le modèle en conditions de givrage. M. Breque utilise ensuite d'autres données expérimentales de la littérature pour valider son modèle. Ces autres essais sont caractérisés par des différences de températures du côté du fluide interne plus importantes, ce qui ne permet plus de considérer un seul élément de discrétisation du côté du fluide interne.

Analyse :
Ce chapitre, qui s'appuie sur les résultats du chapitre précédent, est une contribution importante de la thèse. Il présente un modèle de simulation original validé expérimentalement.

A la section 3.8, ne peut-on pas également mesurer la puissance totale du côté du fluide caloporteur ? Si la différence de température est trop faible (car le débit d'eau est très élevé) pour permettre une mesure précise de cette puissance, il est toujours possible de recréer une recirculation d'eau et de mesurer la différence de température en amont de la recirculation (sous une différence de température plus élevée). Alternativement, le bilan pourrait être réalisé sur l'échangeur connecté au réseau d'eau froide du laboratoire.

L'auteur valide successivement le modèle en régime sec et en régime de formation de givre. Pourquoi ne pas profiter de l'installation expérimentale pour valider un modèle en conditions humides (probablement utile pour la simulation de la pompe à chaleur dans certains régimes) ?

Le modèle recalcule la vitesse d'air (puisqu'il inclut un modèle de ventilateur). Même si cela est intéressant du point de vue de la simulation de la PAC embarquée, je me demande s'il n'aurait pas été intéressant de valider en deux temps le modèle :

…

[Partie comportant des informations confidentielles]

…

…

[Partie comportant des informations confidentielles]

…

…

[Partie comportant des informations confidentielles]

…

Appréciation globale

Sur la forme, le manuscrit est très bien présenté et structuré. Il existe un fil conducteur très fort entre les chapitres, mais aussi au sein des chapitres. Chaque chapitre contient des états de l'art extrêmement fouillés. Les conclusions de chaque chapitre résument de façon claire leur contenu (c'est une bonne idée de reprendre les figures clés) et assurent les transitions avec les chapitres suivants.
Il n'y a quasi aucune faute d'orthographe et le style d'écriture est très agréable. Notamment, l'auteur fait par de ses interrogations et se propose d'y répondre dans les sections suivantes.

Sur le fonds, on sent que la thèse a été réalisée par un chercheur qui fait preuve d'une grande maturité scientifique. Le travail est rigoureux : les hypothèses sont justifiées sur base d'études de sensibilité ou de revues de littérature, des tests de répétabilité sont réalisés, les moyen de mesures sont calibrés (parfois de façon poussée, comme en ce qui concerne la mesure de la masse de givre par pesée) et l'auteur est conscient des limites de ses modèles. Dans les perspectives à l'issue des chapitres et de la thèse, M. Breque anticipe une grosse partie des questions qu'on pourrait se poser au cours de la lecture. C'est certainement lié au recul dont il a fait preuve tout au long de sa thèse par rapport à ses travaux.

Ce travail contribue largement à une meilleure compréhension de l'impact du givrage sur les performances des véhicules électriques et propose déjà des éléments de solutions techniques qui intéressent ou intéresseront les partenaires industriels. Les états de l'art, les modèles proposés et les études expérimentales trouveront également un écho dans la communauté scientifique.

Au vu de ces éléments, je recommande que M. Breque soit autorisé à soutenir publiquement sa thèse.

Fait à Liège, le 16 octobre 2017

Vincent Lemort, Professeur

4 Fiche d'évaluation du mémoire de thèse - Rémi REVELLIN

Doctorat de l'Université de recherche
Paris Sciences et Lettres - PSL Research University
préparé à MINES ParisTech

FICHE D'EVALUATION DU TRAVAIL ECRIT

(A renvoyer signée avec le rapport)

Candidat : Florent BREQUE

Titre de la thèse : Etude et amélioration d'une pompe à chaleur pour véhicule électrique en conditions de givrage

• Evaluation générale de la thèse : Par comparaison avec les thèses de doctorat récentes que vous avez eu à juger ou dont vous avez personnellement connaissance, cette thèse vous parait-elle digne d'être soutenue en vue de l'obtention du grade de Docteur :

☒ OUI ☐ NON

• Présentation écrite des travaux : (1)

☐ Excellente à exceptionnelle ☒ Bonne à très bonne ☐ Satisfaisante

• Niveau scientifique de la thèse : (2)

☐ Excellente à exceptionnel ☒ Bon à très bon ☐ Satisfaisant

Date : 3/10/2017 Rapporteur : Rémi REVELLIN

Signature : Rémi Revellin

(1) Cette présentation comprend non seulement la qualité du texte, mais également certains aspects de son contenu : exposé du contexte du sujet de recherche, état de l'art, bibliographie, conclusions et perspectives.

(2) Le niveau scientifique sera évalué par rapport à l'originalité et à la rigueur de la contribution personnelle du candidat. La qualité de cette contribution, théorique et/ou expérimentale, est le premier élément de jugement. La quantité des travaux fournis par rapport à la durée de préparation constitue un autre élément d'appréciation. Le jugement pourra s'appuyer (outre le manuscrit) sur les articles et communications publiés ou acceptés, sur les brevets, sur les réalisations et les retombées industrielles acquises ou potentielles.

5 Rapport sur le mémoire de thèse - Rémi REVELLIN

Pr. Rémi Revellin
CETHIL
INSA Lyon
Bât Sadi Carnot
9 Rue de la Physique
69621 Villeurbanne cedex
France
Tél : +33 4 72 43 72 31
remi.revellin@insa-lyon.fr

Ce rapport d'expertise concerne la thèse de Florent Brèque, qui a réalisé ce travail de doctorat au sein du Centre d'Efficacité énergétique des Systèmes (CES) des Mines Paris Tech dans l'école doctorale Sciences des métiers de l'ingénieur (N°432). La thèse s'intitule « Étude et Amélioration d'une Pompe à Chaleur pour Véhicule Électrique en Conditions de Givrage» et a été écrite en langue française.

Le manuscrit de 246 pages (plus 10 pages d'annexes) regroupe les parties incontournables d'un document scientifique de ce niveau, à savoir : des résumés en anglais et en français, une nomenclature, une introduction générale, une conclusion et des annexes. De plus, le corps principal du document est divisé en 5 grands chapitres. Ce manuscrit, un peu long en termes de nombre de pages, est très bien rédigé, dans un excellent français et se lit extrêmement facilement. Le candidat a ainsi démontré sa capacité de rédaction et de maîtrise des codes scientifiques de haut niveau.

L'objectif de ce travail était l'exploration du phénomène du givrage et de ses conséquences, depuis les aspects fondamentaux sur plaque plane jusqu'au niveau du véhicule complet, et le développement d'outils de simulation et des prototypes d'évapo-condenseur efficaces en conditions de givrage et aboutissant ainsi à l'amélioration globale de l'autonomie des voitures électriques en hiver.

Le premier chapitre a permis de cerner les enjeux du développement des pompes à chaleur pour voiture électrique. Un modèle complet d'une voiture électrique, incluant le modèle thermofluidique de l'habitacle, a été élaboré. Une solution avec résistances électriques a été comparée à une approche avec pompe à chaleur. Il a été montré qu'une solution par pompe à chaleur permet de limiter la baisse due à l'utilisation des résistances électriques à environ 25%. L'analyse a aussi montré le grand intérêt de la pompe à chaleur pour des températures comprises entre 5 et 20°C nécessitant de la déshumidification. Ce chapitre est très bien rédigé et le candidat a fait preuve d'une bonne pédagogie. Les schémas sont clairs et on comprend facilement les objectifs et le travail réalisé. Quelques questions émergent néanmoins à la lecture du chapitre : y-a-t-il besoin de rajouter une résistance convective entre les masses internes et l'air de la cabine (figure 2) ? Tableau 1 : quelles sont les longueurs caractéristiques et les températures de référence pour les propriétés des corrélations utilisées ? Ce point n'est pas un simple détail car le choix a une grosse influence sur les résultats obtenus. Tableau 11 : le choix de prendre un rendement exergétique de 0,5 me paraît un peu optimiste et influence les résultats obtenus sur les figures 21 et 22. Ce point sera discuté lors de l'audition.

…

[Partie comportant des informations confidentielles]

…

…

[Partie comportant des informations confidentielles]

…

Finalement, l'étude réalisée est non seulement d'une qualité scientifique de haut niveau mais également originale vis-à-vis des travaux existants dans la littérature. La capacité à identifier les phénomènes physiques, à les expliquer, à les prédire et à les étudier expérimentalement démontre la grande rigueur scientifique et la capacité d'analyse et de synthèse du candidat. Ces résultats sont, de plus, soit déjà publiés soit en cours de publication ce qui démontre la volonté de valorisation de la part du candidat.

En conclusion, je donne un **avis extrêmement favorable à la soutenance de cette thèse en vue de l'obtention du grade de Docteur de l'Université de recherche Paris Sciences et Lettres**.

Rémi Revellin

FIN

Résumé

Dans le cadre du développement des voitures électriques (VE), la solution de chauffage de l'habitacle par pompe à chaleur (PAC) s'impose graduellement en raison des plus grandes efficacités de ces dernières par rapport aux résistances électriques classiques. Cependant, dans certaines conditions, du givre se forme sur l'évapo-condenseur entraînant une dégradation marquée des performances du système. L'enjeu général de ce travail est donc de développer une PAC pour VE efficace en conditions de givrage afin d'améliorer l'autonomie en hiver. Pour ce faire, un évapo-condenseur résistant au givrage est nécessaire. Afin d'améliorer le design de l'échangeur, un modèle dynamique et pseudo 3D d'échangeur à microcanaux, typique de l'automobile, en conditions de givrage a été développé. Un sous-modèle de croissance de givre à la fois simple et précis a été établi en étudiant les différentes hypothèses de modélisation trouvées dans la littérature. Ensuite, au niveau échangeur de chaleur, la clé réside dans la bonne prédiction des pertes de charge aérauliques. Ainsi, une nouvelle approche a été de considérer les épaisseurs maximales locales de givre et une corrélation intégrant l'impact du givre afin de bien prédire les pertes de charge, la chute du débit d'air, et donc la chute de la puissance thermique de l'échangeur. Le modèle complet d'échangeur de chaleur couplé à un ventilateur a été validé expérimentalement. À partir d'une étude numérique basée sur le modèle, deux concepts innovants ont été établis : *[texte confidentiel]*. Deux prototypes ont été fabriqués, à partir de l'évapo-condenseur de la Renault Zoé, puis testés. Le meilleur des deux échangeurs, celui à *[texte confidentiel]*, a été monté sur véhicule et comparé à l'échangeur de la Zoé. Le prototype a permis d'allonger d'environ 2.5 fois la période de fonctionnement du système. Finalement, un modèle de PAC avec givrage a été réalisé et intégré dans un modèle complet de VE. Pour un VE avec une autonomie d'environ 140 km sans chauffage, il s'avère que le givrage de la PAC dégrade l'autonomie d'environ 15% pour un trajet à 0°C et 90% d'humidité. Grâce à l'utilisation du prototype à *[texte confidentiel]*, cette perte d'autonomie est de 3% seulement.

Abstract

In the electric vehicle (EV) development context, the choice of heat pumps (HP) for cabin heating is becoming more popular due to their high efficiency compared to electric heaters. However, under some operating conditions, frost forms on the HP evapo-condenser causing a dramatic drop in the system performances until the system cannot operate. Hence, this work aims at developing a HP for EV which remains efficient under frosting conditions ultimately, to improve the EV range in the winter. This requires the design of a frost-resistant heat exchanger (HX). First, to improve the HX design, a dynamic and pseudo-3D model under frosting conditions of a typical HX for cars has been developed. A simple and accurate frost growth sub-model has been established by studying the various modeling assumptions found in the literature. Then, at the HX level, the key point has been to predict the air pressure losses, via the consideration of the maximum local frost thicknesses and the development of a correlation considering frost, in order to predict the drop of airflow and therefore the drop of the HX cooling capacity. Then, the model of the HX coupled with the fan has been validated experimentally. Using the model, a numerical study has been conducted and two innovative concepts have been established: *[confidential text]*. Two prototypes were fabricated, using a reference HX taken from the Renault Zoé, and then tested. The best of the two HX, the one with *[confidential text]*, was mounted on a VE and compared to the reference case. The prototype allowed extending the system operation by 2.5 times approximately. Finally, a HP model under frosting conditions was built and integrated into a EV model. It appeared that, for an EV with a range of approximately 140 km without heating, the HP frosting degrades the autonomy by about 15% at 0°C and 90% humidity, which was reduced to 3% via the use of the innovative HX prototype with *[confidential text]*.

Mots Clés

Croissance de givre, givrage d'évaporateur, autonomie des véhicules électriques, impact du système CVC, échangeur de chaleur à microcanaux

Keywords

Frost growth, evaporator frosting, heat pump frosting, electric vehicle range, HVAC impact, microchannel heat exchanger