UVHC
UNIVERSITE DE VALENCIENNES ET DU HAINAUT - CAMBRESIS

PSA PEUGEOT CITROËN

## Thèse de doctorat

## Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université de

## VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

Spécialité : Mécanique et énergie

***Présentée et soutenue par*** **Thanh-Ha TRAN**

**13 Mars 2014 à Valenciennes**

**Ecole doctorale :**
Sciences Pour l'Ingénieur (SPI)

**Equipe de recherche, Laboratoire :**
Laboratoire de Thermique, Ecoulement, Mécanique, Mise en Production (TEMPO)

# Études thermiques du stockeur d'énergie électrique automobile

## JURY

**President**

SEFIANE Khellil, Professeur, School of Engineering, University of Edinburgh

**Rapporteurs**

BONJOUR Jocelyn, Professeur, CETHIL - INSA de Lyon
LANZETTA François, Professeur, Institut FEMTO- Belfort

**Examinateur**

COLINET Pierre, Professeur, Ecole Polytechnique de Bruxelles, Campus du Solbosch

**Co-directeur de thèse**

DESMET Bernard, Professeur, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis

**Co-directeur de thèse**

HARMAND Souad, Professeur, TEMPO, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis

**Invités**

SAHUT Bernard, Ingénieur-Docteur, PSA Peugeot Citroën

# Remerciements

*Les travaux présentés dans ce mémoire de thèse ont été réalisés dans le cadre d'une collaboration entre l'équipe DF2T (Dynamique des Fluides et Transferts Thermiques) du laboratoire TEMPO (Thermique Ecoulement Mécanique Matériaux Mise en Forme Production) de l'université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis et PSA Peugeot Citroën.*

*Je tiens tout d'abord à remercier Madame Souad HARMAND et Monsieur Bernard DESMET, tous deux professeurs à l'UVHC, pour leur encadrement et leur suivi attentionné tout au long des trois années de la thèse. Je vous remercie pour votre disponibilité et votre réactivité malgré un emploi du temps chargé.*

*Je remercie également mes tuteurs industriels, Monsieur Bernard SAHUT, Monsieur Sebastien FILANGI, Monsieur Fréderic PAILHOUX et Monsieur Guillaume CHEROUVRIER pour m'avoir partagé leurs grandes connaissances dans le domaine des batteries et m'avoir donné les moyens humains et techniques d'atteindre mes objectifs.*

*Je remercie sincèrement Monsieur Jocelyn BONJOUR et Monsieur François LANZETTA pour avoir accepté d'être rapporteurs de cette thèse. J'exprime également ma reconnaissance aux autres membres du Jury qui ont accepté de juger ce travail: Monsieur Pierre COLINET et Monsieur Khelil SEFIANE. Je vous remercie par avance pour les commentaires et les remarques constructives que vous apporterez et qui me permettront de progresser et d'avoir un œil plus critique sur mes travaux.*

*Je tiens aussi à exprimer toute ma gratitude à mes collègues de PSA et au personnel du DF2T qui m'ont aidé et soutenu durant la thèse. En particulier, je remercie à Aurélie BOISARD pour sa disponibilité, sa patience et l'aide précieuse qu'elle m'a apportée, particulièrement durant ma dernière année de thèse. Je remercie également Christian MAUGY, Pierre-Olivier JANDAUD, Céline MORIN, Anthony GIMENO, Luis FERNANDES et Walid LANEF pour leurs conseils ainsi que pour leur sympathie. Je tiens aussi à remercier Yves DE BOUSSIERS, Patrick SAINTON, Frédéric LE BERRE, Jesse SCHIFFLER, Jean-Michel DAILLIET et Marc LIPPERT qui m'ont énormément aidé pour le montage et la réalisation de mes campagnes d'essais. Je remercie aussi Sabine GUILAIN, secrétaire du DF2T, pour m'avoir aidé dans mes démarches administratives.*

*Enfin, un grand merci à ma famille et à mes amis qui m'ont supporté et soutenu au fil de ces mois pas toujours faciles.*

*Le succès, c'est être capable d'aller d'échec en échec sans perdre son enthousiasme.*

*Winston Churchill*

# Table des matières


Nomenclature ..... 1

1. Introduction générale ..... 5

1.1. Contexte global du marché automobile ..... 5

1.2. Electrification de la chaine de traction ..... 8

1.2.1. Les différents niveaux d'électrification de la chaine de traction ..... 9

1.2.2. Les différentes architectures de la chaine de traction hybride ..... 10

1.3. Les stockeurs d'énergie électrique automobile ..... 12

1.4. Importance de la gestion thermique ..... 14

1.4.1. Influence de la basse température ..... 14

1.4.2. Influence de la haute température ..... 14

1.4.3. Influence de l'homogénéité de la température ..... 16

1.4.4. Optimisation thermique de la batterie ..... 16

1.5. Les objectifs de la thèse ..... 17

2. Etude bibliographique sur la batterie Li-ion et ses systèmes de refroidissement ..... 18

2.1. La cellule Li-ion ..... 18

2.1.1. Composition et fonctionnement de la cellule Li-ion ..... 18

2.1.2. Conditionnement des cellules ..... 21

2.1.3. Les grandeurs qui caractérisent une cellule ..... 23

2.2. Constitution de la batterie automobile ..... 26

2.2.1. Stockeur électrochimique ..... 26

2.2.2. Les autres organes ..... 27

2.3. Panel de solutions de refroidissement ..... 29

2.3.1. Refroidissement par air ..... 29

2.3.2. Refroidissement par liquide ..... 33

2.3.3. Refroidissement par matériau à changement de phase ..... 36

2.3.4. Refroidissement par caloduc ..... 40

2.3.5. Récapitulatif du panel des technologies de refroidissement ..... 46

3. Modèle thermique d'une cellule Li-ion ..... 47

3.1. Modèle de perte thermique de la cellule électrochimique ..... 47

3.1.1. L'origine des pertes ..... 47

3.1.2. Mise en équation et méthode de quantification ..... 52

3.2. Modèle thermique 2D de la cellule ..... 55

3.2.1. Mise en équation ..... 55
3.2.2. Discrétisation et résolution du modèle ..... 61
3.3. Couplage entre le modèle de génération de perte et le modèle thermique 2D ..... 62
3.4. Validation du modèle numérique ..... 64
3.4.1. Moyens d'essais ..... 64
3.4.2. Validation du modèle numérique ..... 72
3.5. Conclusion ..... 85
4. Solution de refroidissement à air ..... 86
4.1. Description du pack de batterie. ..... 86
4.1.1. Mise en place des moyens d'essais ..... 88
4.1.2. Résultats ..... 92
4.2. Modèle AMESim du stockeur ..... 99
4.2.1. Analyse préliminaire ..... 99
4.2.2. Construction du modèle sous AMESim ..... 101
4.2.3. Paramétrage, calibration et validation du modèle ..... 104
4.3. Conclusion ..... 116
5. Solution de refroidissement par matériau à changement de phase ..... 117
5.1. Evaluation expérimentale de la performance thermique d'une formulation MCP-silicone ..... 117
5.1.1. Caractéristiques de la matrice MCP-silicone utilisée. ..... 117
5.1.2. Mise en place des moyens d'essais ..... 118
5.1.3. Résultats ..... 118
5.1.4. Modélisation du stockeur MCP dans AMESim ..... 127
5.1.5. Perspectives ..... 133
5.2. Possibilité d'utiliser une formulation alternative : MCP-graphite ..... 133
5.2.1. Présentation de la formulation MCP-graphite ..... 133
5.2.2. Prédiction de la performance thermique d'une formulation MCP-graphite ..... 135
5.3. Conclusion ..... 141
6. Solution de refroidissement à caloduc ..... 142
6.1. Caloduc plat ..... 143
6.1.1. Description du système ..... 143
6.1.2. Mise en place des moyens d'essais ..... 144
6.1.3. Résultats ..... 148
6.2. Caloduc tube ..... 154
6.2.1. Description du système ..... 154

6.2.2. Mise en place des moyens d'essais ..... 155
6.2.3. Résultats et discussion ..... 159
6.3. Conclusion ..... 169
7. Conclusion générale et perspectives ..... 171
7.1. Bilan des travaux ..... 171
7.2. Perspectives ..... 173
Références ..... 174
A. Annexes ..... 178
Annexe 1 : Les corrélations pour déterminer le nombre de Nusselt d'un cylindre vertical en convection naturelle ..... 178
Annexe 2 : Les propriétés physiques de l'air en fonction de la température : ..... 179
Annexe 3 : Code de couleur appliqué pour la présentation des résultats sur la température des cellules ..... 180
Annexe 4 : Estimation de la puissance dissipée par rayonnement thermique via la cuve de la batterie ..... 181
Annexe 5 : Principe de fonctionnement de la Calorimétrie Différentielle à Balayage (DSC) ..... 183
Liste des tableaux ..... 184
Liste des figures ..... 186
Résumé : ..... 191
Abstract : ..... 191
Mots clés/Keywords : ..... 191

# Nomenclature

## *Notation latine*

| | |
|---|---|
| A | surface [$m^2$] |
| c | concentration [$mol/m^3$] |
| $c_p$ | chaleur spécifique [J/(kg.K)] |
| D | diamètre de la cellule [m] |
| DOD | profondeur de décharge [%] |
| dt | pas de temps [s] |
| $dU_0/dT$ | coefficient d'entropie [V/K] |
| E | épaisseur de la cellule prismatique/sachet souple [m] |
| e | épaisseur de l'ailette [m] |
| g | accélération gravitaire [$m^2/s$] |
| H | hauteur de la cellule/des aillettes du dissipateur [m] |
| $\overline{H}$ | enthalpie molaire partielle [J/mol] |
| h | coefficient de convection [$W/(m^2.K)$] |
| $h_{equi}$ | coefficient de convection équivalent pour les parois ailettées [$W/(m^2.K)$] |
| $h_{trans_equi}$ | coefficient de transfert equivalent [$W/(m^2.K)$] |
| I | courant [A] |
| L | hauteur du dissipateur [m] |
| $M_c$ | facteur de mérite [$W/m^2$] |
| $\dot{m}$ | débit massique [kg/s] |
| N | largeur de la cellule prismatique/sachet souple [m] |
| Nu | Nombre de Nusselt [-] |
| nr | nombre de mailles selon le rayon de la cellule cylindrique [-] |
| nx | nombre de mailles selon l'épaisseur de la cellule prismatique/sachet souple [-] |
| ny | nombre de mailles selon la largeur de la cellule prismatique/sachet souple [-] |

| | |
|---|---|
| nz | nombre de mailles selon la hauteur [-] |
| P | puissance utilisée lors des essais [W] |
| Pr | nombre de Prandtl [-] |
| Q | flux de chaleur dissipée par la cellule/la batterie [W] |
| $\dot{q}$ | débit volumique du flux de chaleur [W/m$^3$] |
| R | résistance thermique [K/W] |
| Ra | nombre de Rayleigh [-] |
| $R_1$ | rayon intérieur de la cellule cylindrique [m] |
| $R_2$ | rayon extérieur de la cellule cylindrique [m] |
| $R_{int}$ | résistance interne [Ω] |
| $R_{eff}$ | rayon effectif de la structure poreuse [m] |
| S | distance entre deux ailettes [m] |
| SF | facteur de forme [-] |
| SOC | état de charge [ %] |
| T | température [K ou °C] |
| $\overline{T}$ | température moyenne [K ou °C] |
| U | tension [V] |
| $U_0$ | tension à vide [V] |
| V | volume [m$^3$] |
| $v_{air}$ | vitesse d'air [m/s] |
| W | largeur du dissipateur [m] |

***Notation grecque***

| | |
|---|---|
| β | coefficient de dilatation [1/K] |
| ΔP | perte de pression [Pa] |
| ΔH | chaleur latente [kJ/kg] |
| η | efficacité des ailettes [-] |

| | |
|---|---|
| $\lambda$ | conductivité thermique [W/(m.K)] |
| $\mu$ | viscosité dynamique [kg/(m.s)] |
| $\upsilon$ | viscosité cinématique [$m^2/s$] |
| $\rho$ | masse volumique [$kg/m^3$] |
| $\sigma$ | tension surfacique [N/m] |

***Indices***

| | |
|---|---|
| air | air |
| amb | ambiant |
| avg | valeur moyenne |
| base | base du dissipateur |
| c | réseau capillaire |
| cell | cellule |
| f | film d'air entre la paroi de la cellule et l'ambiant |
| fin | ailettes |
| i | espèce |
| irrev | irréversible |
| j | nombre de mailles avoisinantes |
| l | liquide |
| max | valeur maximale |
| mixing | lié au gradient de concentration |
| p | paroi de la cellule |
| r | selon le rayon de la cellule cylindrique |
| rev | réversible |
| tot | totale |
| v | vapeur |
| x | selon l'épaisseur de la cellule prismatique/sachet souple |

| | |
|---|---|
| y | selon la largeur de la cellule prismatique/sachet souple |
| z | selon la hauteur de la cellule |

***Exposants***

| | |
|---|---|
| avg | valeur moyenne |
| charge | phase de charge |
| n | pas de temps |
| décharge | phase de décharge |

# 1. Introduction générale

## 1.1. Contexte global du marché automobile

De nos jours, le développement de l'industrie automobile est confronté à deux défis énergétiques et environnementaux principaux : l'appauvrissement de la réserve pétrolière et le réchauffement de la planète en partie dû à l'émission des gaz à effet de serre.

En effet, alors que le besoin d'énergie s'accentue, la production mondiale de pétrole semble entrer dans une phase de décroissance due à l'épuisement des réserves exploitables. En 2004, l'ASPO (Association for the Study of Peak Oil and Gas) prévoyait un pic pétrolier mondial entre 2010 et 2020 [CAM04]. Selon elle, un grand nombre de pays producteurs auraient déjà franchi le pic de production pétrolière, notamment les Etats-Unis (1970), l'Iran (1976), le Royaume-Uni (1999), la Norvège (2000), le Mexique (2005). Il est donc important de trouver d'autres alternatives à l'utilisation de cette ressource d'énergie. Qui plus est, le prix du carburant, directement lié à cette raréfaction, augmente de plus en plus. L'utilisation de produits pétroliers devient de moins en moins économique pour les conducteurs automobiles. Cela suscite l'intérêt des constructeurs à rivaliser d'ingéniosité pour proposer des modes de propulsion moins couteux.

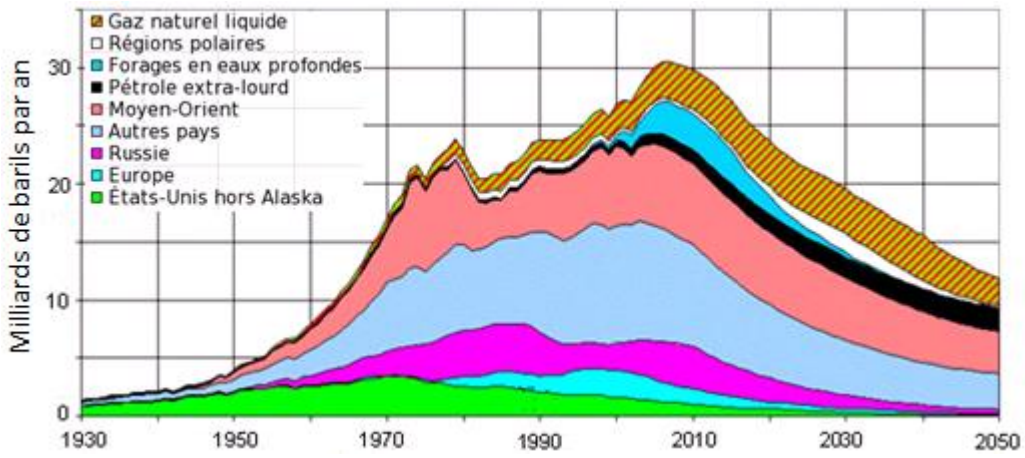



*Figure 1.1 : Projection de la production pétrolière établie par l'ASPO (2004)*

A côté du défi énergétique, l'émission trop importante de gaz à effet de serre (cause principale du réchauffement de la planète) et des particules polluantes par le secteur du transport, dont le transport routier principalement (figure 1.2), est également une source de préoccupation.

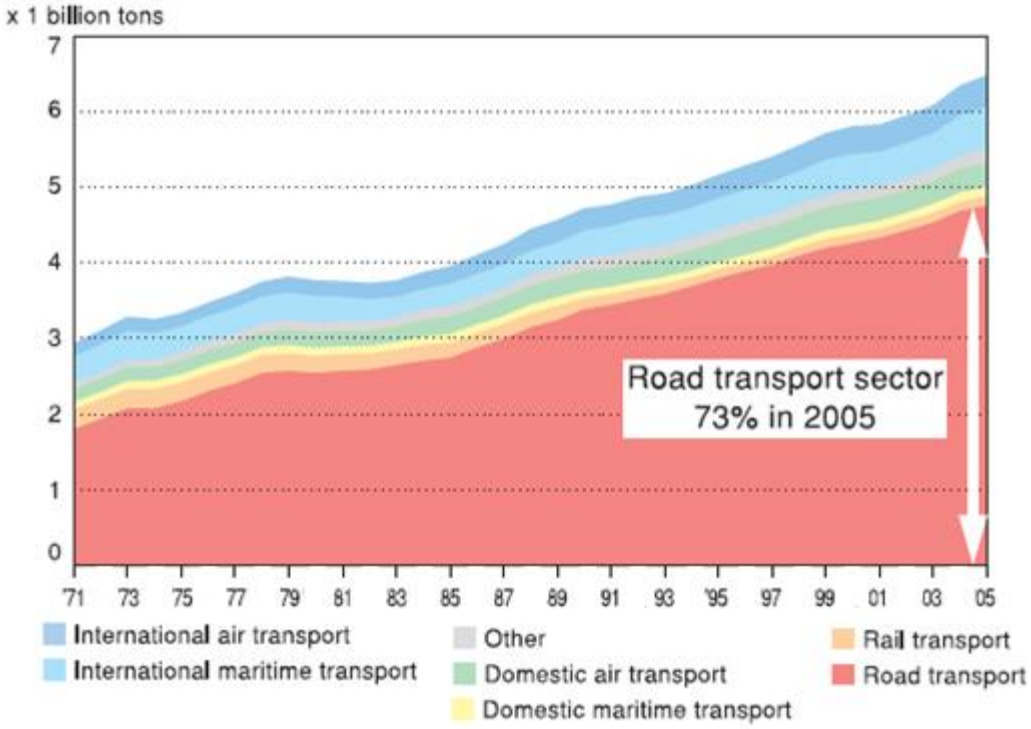



*Figure 1.2 : Émissions mondiales de CO2 dans les transports [IEA07]*

Par prise de conscience écologique, les consommateurs désirent des véhicules de plus en plus propres. Parallèlement à la volonté du client, de nouvelles contraintes réglementaires et fiscales sur les émissions de $CO_2$ et sur les polluants (CO, $NO_x$) pour les véhicules neufs sont entrées en vigueur afin de réduire les émissions des gaz à effet de serre. On peut citer :

- La norme EURO : Les émissions de polluants tels que les $NO_x$, HC (hydrocarbures), $CO_x$ et PM (particules) sont réglementées par l'Union Européenne dans le cadre de la norme EURO. Cette norme s'adapte à l'ensemble des véhicules tels que les voitures, les camions, les trains, les tracteurs et machines similaires. La première norme a été appliquée à partir de 1993. Aujourd'hui, la norme en vigueur est la norme EURO 5. Tous les 4 ou 5 ans, les seuils d'émissions sont revus à la baisse. Il est prévu d'appliquer les normes EURO 6 au 1$^{er}$ Septembre 2015 (pour la vente de nouveaux types de véhicules).

- Accord volontaire de l'ACEA : En ce qui concerne les émissions de $CO_2$, les constructeurs européens, par le biais de l'Association des Constructeurs Européens d'Automobiles (ACEA), ont signé avec la Commission Européenne un accord volontaire de réduction des émissions de $CO_2$ de leurs véhicules vendus en Europe. L'accord prévoit un niveau moyen de rejet de 140 g de $CO_2$/km en 2008 et un niveau moyen de 120 g de $CO_2$/km en 2012. À ce titre, ils se sont engagés à mettre sur le marché des modèles de véhicules peu émetteurs et à en vendre suffisamment pour pallier les fortes émissions des véhicules haut de gamme ou fortement motorisés.

Ces contraintes sont une pression de plus, qui pousse les constructeurs automobiles à apporter en continu des solutions permettant de réduire la consommation de carburant et les émissions de $CO_2$ et de particules polluantes.

## 1.2. Electrification de la chaine de traction

Afin de réduire la dépendance au pétrole et les émissions de $CO_2$ et des particules polluantes, plusieurs pistes sont explorées simultanément telles que l'allègement des structures et donc du poids total du véhicule, la réduction de la résistance au roulement, l'amélioration de l'efficacité énergétique du moteur thermique, l'électrification de la chaine de traction… Parmi ces solutions, le développement et l'optimisation de l'électrification de la chaine de traction automobile est considérée comme une réponse crédible aux défis énergétiques et environnementaux.




*Figure 1.3: La première voiture full hybrid Toyota prius*

L'électrification des véhicules correspond à l'incorporation d'une composante électrique, plus ou moins importante. Cette composante est destinée à économiser du carburant, voire à se substituer à celui-ci pour la traction du véhicule (complètement ou en partie). En comparaison aux véhicules traditionnels, ces véhicules hybrides thermiques-électriques, voire 100% électriques, offrent, en fonction de leur degré d'électrification, des avantages énergétiques et environnementaux notables tels que :

- la réduction de la consommation de carburant pour les véhicules hybrides et l'indépendance vis-à-vis du pétrole pour les véhicules électriques,
- la réduction jusqu'à l'absence totale des émissions de $CO_2$, et des rejets de polluants,
- le silence de fonctionnement pour les véhicules électriques.

### 1.2.1. Les différents niveaux d'électrification de la chaine de traction

Les différents niveaux d'électrification et les gains respectifs sont récapitulés dans le tableau 1.1 ci-dessous :

| **Degré d'électrification** | **Fonctions** | **Gain en carburant (donc en $CO_2$)** | **Exemples de Véhicules** |
|---|---|---|---|
| Micro hybrid (Stop and Start) | Un Alterno-démarreur, alimenté par une batterie, est ajouté dans l'architecture du véhicule thermique. Cela permet de couper le moteur thermique (MT) dès que le véhicule s'arrête (feu rouge, bouchon…) et de redémarrer le MT quand le conducteur active la pédale d'accélérateur. | 5 à 7% en cycle mixte<br>10 à 15% en cycle urbain | Citroën C3<br>Toyota Crown<br>GM Saturn |
| Mild hybrid & Soft hybrid | L'intégration d'un Moteur Electrique (ME) séparé permet d'assister le MT dans la phase de démarrage et d'accélération. | 20 à 30 % | Honda Insight<br>Honda Civic<br>Honda Accord |
| Full hybrid | Sa configuration est quasiment la même que le Mild hybrid sauf que les composants électriques sont encore plus puissants. La ME peut propulser souvent le véhicule seul, particulièrement pour une conduite en ville. Le MT peut donc être plus petit. | Jusqu'à 40% en conditions urbaines | Toyota Prius<br>Ford Escape |
| Plug-in hybrid | Son architecture est semblable au Full hybrid. Sa spécificité est la possibilité de recharger la batterie à l'arrêt du véhicule grâce à une prise de courant. La taille de la batterie est plus importante que celle d'un Full Hybride, permettant au véhicule de fonctionner en mode tout électrique sur de petites distances (inférieures à 50km). Lorsque la batterie est déchargée à un niveau prédéfini, on bascule en mode Full Hybrid. | Mode électrique: 100%<br>Mode hybride: Comparable au Full hybrid | Daimler Sprinter<br>Porsche Panamera |
| 100% Electrique | La seule source d'énergie utilisée est la batterie. Celle-ci se recharge comme un PHEV sur une prise de courant. | 100% | C-zero |

*Tableau 1.1 : Récapitulatif des niveaux d'électrification et les gains du véhicule*

### 1.2.2. Les différentes architectures de la chaine de traction hybride

On peut distinguer deux types principaux d'architectures de la chaine de traction hybride : l'hybride en parallèle et l'hybride en série. La figure 1.4 présente le schéma de la chaine de traction dans chaque architecture susmentionnée.

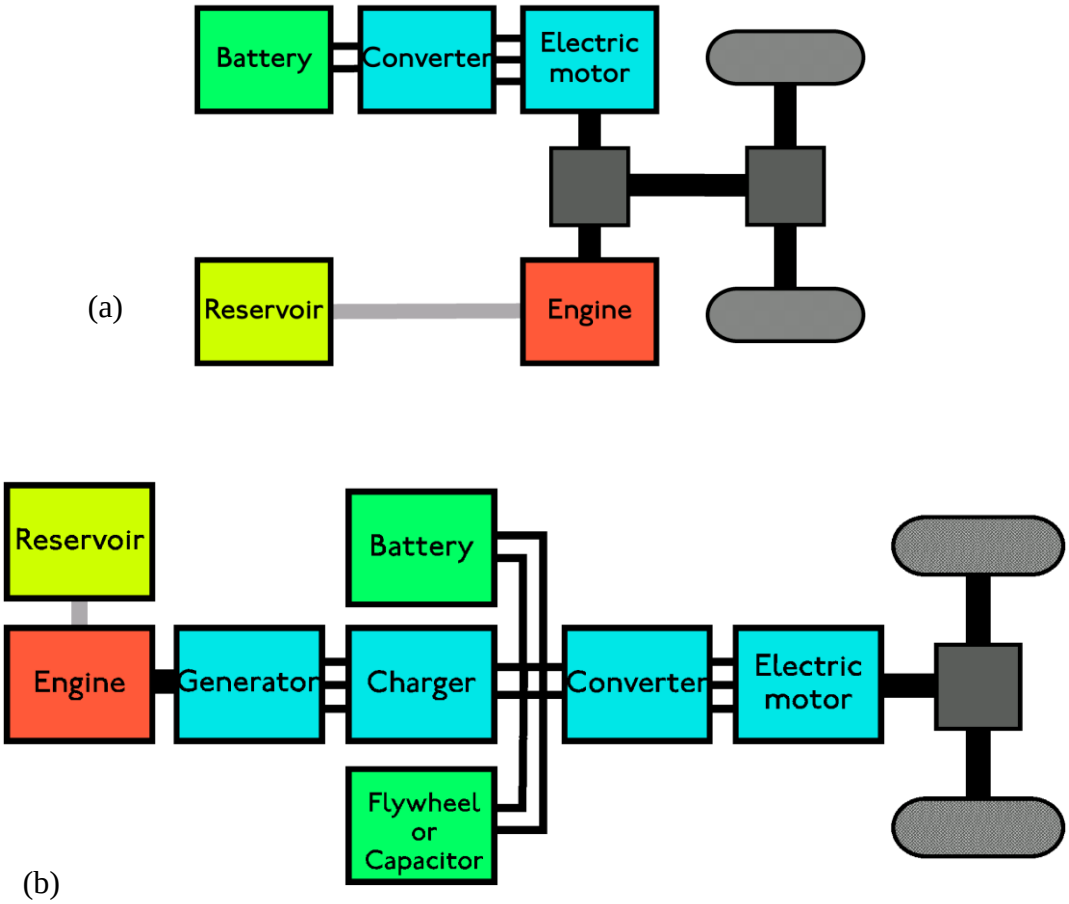



*Figure 1.4: Illustration de la chaine de traction hybride parallèle (a) et hybride série (b)*

Un véhicule hybride en parallèle (ex : 3008 HY, DS5 HY, 508 et 508 RXH), dispose de deux moteurs, MT et ME qui sont tous les deux reliés à la transmission. Ce type de véhicule permet d'ajuster l'utilisation des 2 sources d'énergie thermique et électrique pour une efficacité maximale. De plus, la chaine de traction hybride en parallèle n'est pas très éloignée de celle d'un véhicule thermique et ne nécessite que peu d'adaptations.

Le véhicule hybride en série (ex : La Chevrolet Volt), dispose également de deux motorisations MT et ME, mais seul le ME assure la propulsion. Le MT n'assure pas de fonction de propulsion mais sert seulement à recharger la batterie du véhicule. Le freinage est, bien entendu, régénératif. Le principal avantage de la configuration hybride en série c'est qu'elle permet au moteur thermique de tourner à son régime optimal et de réduire les pertes

mécaniques dans la transmission. Cependant, cette configuration nécessite généralement une batterie de taille plus importante que pour un hybride parallèle car elle doit permettre de stocker l'énergie et de rouler en mode tout électrique.

## 1.3. Les stockeurs d'énergie électrique automobile

Malgré leurs atouts indéniables, les véhicules électriques et hybrides ne réussissent pas encore à concurrencer les véhicules thermiques et à s'implanter sur le marché. Ces véhicules souffraient de trop grands défauts : une faible autonomie électrique, un temps de recharge important, un surcoût élevé… Afin de commercialiser à grande échelle les véhicules hybrides et électriques, de nombreuses recherches restent à réaliser, notamment sur la source d'énergie à bord, l'élément clé dans l'électrification de la chaine de traction automobile.

Parmi les technologies de stockage d'énergie qui sont susceptibles d'être utilisées dans un véhicule, on peut citer :

- La pile à combustible

La pile à combustible (PAC) est une pile dans laquelle la fabrication de l'électricité se fait grâce à l'oxydation sur une électrode d'un combustible réducteur (par exemple le dihydrogène) couplée à la réduction sur l'autre électrode d'un oxydant, tel que le dioxygène de l'air. La réaction d'oxydation de l'hydrogène est accélérée par un catalyseur qui est généralement du platine. Si d'autres combinaisons sont possibles, la pile la plus couramment étudiée et utilisée est la pile dihydrogène-dioxygène ou dihydrogène-air. Malheureusement, le prix de ces systèmes reste encore trop élevé pour un usage massif et l'hydrogène ne se stocke pas facilement. Les infrastructures de distribution sont également quasi inexistantes.

- Le supercondensateur

Le supercondensateur est constitué de deux électrodes poreuses, en charbon ou en carbone. Elles sont imprégnées d'électrolyte, un liquide contenant des ions en solution qui se fixent sur la surface des électrodes sous l'effet d'une différence de potentiel électrique. Plus les ions se fixent en grand nombre, plus la capacité du condensateur augmente. Le supercondensateur a une grande densité de puissance. Il peut donc emmagasiner très rapidement de l'énergie et la restituer tout aussi rapidement. De plus, sa durée de vie est excellente. En revanche, le supercondensateur a une densité d'énergie faible et n'est pas capable de restituer une tension importante.

- L'accumulateur électrochimique

L'accumulateur électrochimique, connu sous le nom de « batterie électrochimique » permet de convertir l'énergie des réactions chimiques en énergie électrique (phase de décharge) et l'inverse (phase de charge). Chaque cellule de batterie est composée d'une électrode positive (cathode) et d'une électrode négative (anode) baignant toutes deux dans un milieu conducteur ionique, l'électrolyte. Afin de minimiser tout risque de court-circuit, un séparateur perméable à l'électrolyte, sépare les 2 électrodes. Parmi les technologies de batteries disponibles sur le marché actuel, la batterie Li-ion se distingue par sa haute énergie spécifique par rapport au

Ni-MH lui-même plus compétitif que le Plomb, comme constaté dans le diagramme de Ragone dans la figure 1.5 classifiant les batteries en termes d'énergies massiques et volumiques. En outre, cette technologie de batterie n'est pas affectée par l'effet-mémoire et son autodécharge est réduite.

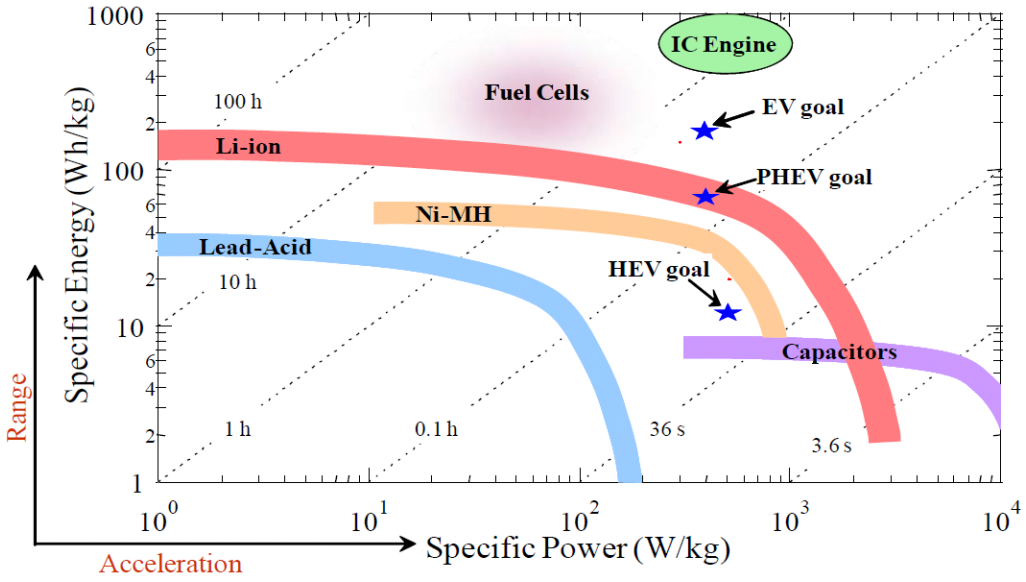



*Figure 1.5: Comparatif des performances des différentes technologies de batteries [SRI08]*

A ce jour, les batteries Ni-MH sont les plus utilisées dans les véhicules hybrides comme source d'énergie mais à terme, les batteries Li-ion, grâce à leur haute densité d'énergie, offriront de grandes perspectives pour tous types de véhicules hybrides et, en particulier, les PHEV et EV.

## 1.4. Importance de la gestion thermique

La technologie Li-ion, malgré ses nombreux atouts, est très sensible d'un point de vue thermique.

### 1.4.1. Influence de la basse température

La performance de la batterie Li-ion est relativement faible à basse température. En effet, plusieurs études ont été réalisées à ce sujet. Zhang a reporté une nette réduction de la tension et de la capacité d'une cellule li-ion lors que la température diminue de 20 à -10, -20 et -30 °C [ZHA03]. Fan [FAN03] a trouvé pour une sélection de cellules Li-ion qu'à -20 °C, la capacité peut varier entre 67 à 88% de la capacité initiale. Cependant, lorsque la température descend à -30 ou -40 °C, la perte de capacité devient beaucoup plus importante. Notamment, à -40 °C, la capacité peut être réduit entre 0 et 30% de la capacité initiale.

Par conséquent, lors du démarrage à froid, ou de l'utilisation du véhicule dans les conditions climatiques extrêmes, un pré-conditionnement thermique et éventuellement un réchauffement thermique sont nécessaires.

### 1.4.2. Influence de la haute température

Lorsque la batterie Li-ion est chargée ou déchargée, il y a des pertes thermiques qui font augmenter la température de la batterie. Plus le niveau d'électrification est haut, plus les courants de décharge demandés par le véhicule sont importants et fréquents, et les pertes thermiques sont intenses. La maitrise de l'évacuation des pertes thermiques générées par la batterie est critique pour les raisons suivantes :

- Sécurité:

Les batteries Li-ion peuvent présenter des risques d'emballement thermique [WAN12]. En effet, lorsque la température de la cellule augmente, la vitesse des réactions électrochimiques est augmentée de manière exponentielle (selon la loi d'Arrhenius). La puissance générée par la cellule évolue également selon la même loi. Si l'évacuation des pertes ne suit pas cette évolution de la génération de puissance, on aura un emballement thermique qui entrainera la destruction de la cellule avec des risques d'inflammation et d'explosion (figure 1.6).

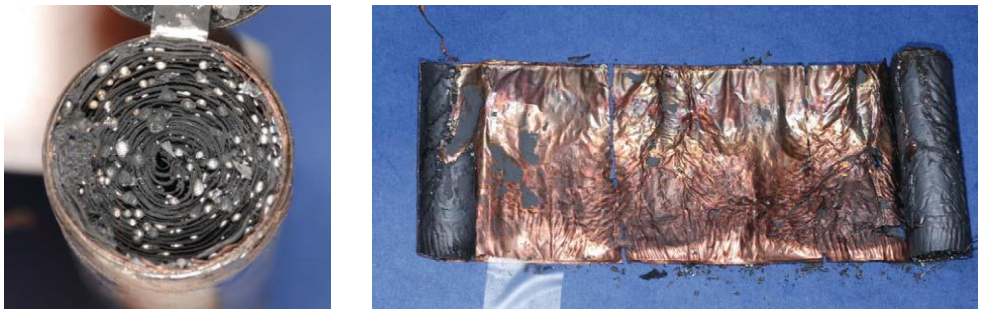


*Figure 1.6: Une cellule 18650 suite à l'emballement thermique*

- Disponibilité de puissance:

Afin de limiter le risque d'emballement thermique de la batterie Li-ion et de préserver la durée de vie des cellules, le superviseur interne du vehicule limite l'utilisation de la batterie lorsque l'on s'approche de la température limite haute (aux alentours de 50 °C). Concrètement, le superviseur de la batterie communique au superviseur du véhicule le courant maximal que peut fournir ou recevoir la batterie. Dans le cas où la température de la batterie atteint la valeur critique, le courant maximal est réduit, entraînant une dégradation des prestations du véhicule.

Pour un véhicule hybride, l'indisponibilité de la batterie implique un basculement obligatoire en mode thermique, ce qui augmente la consommation de carburant et les émissions de $CO_2$ et des particules polluantes. Pour un véhicule électrique, la conséquence est plus pénalisante car le véhicule sera immobilisé.

- Durée de vie:

Le vieillissement de la batterie (diminution des performances énergétiques et de puissance) est accéléré lorsque la batterie est utilisée (vieillissement en cyclage) ou stockée (vieillissement calendaire) à haute température. De nombreuses études ont été menées à ce sujet.

Concernant le vieillissement calendaire, il a été trouvé [BRO01] que lorsqu'une cellule est stockée à 60 °C, sa capacité diminue continuellement et atteint 80% de sa capacité initiale après 450 jours. La même cellule stockée à 30 °C ne perd que 8% de sa capacité après 450 jours. De même, Wu et al ont reporté dans [WU07] que la capacité d'une cellule neuve est réduite de 800 Ah à 20 Ah lorsqu'elle est stockée à 60 °C.

Quant au vieillissement en cyclage, Ramadas et al ont trouvé qu'à 50 °C, une cellule perd 60% de sa capacité nominale au bout de 600 cycles alors qu'à 55 °C, la même cellule perd 70% de sa capacité après seulement 500 cycles [RAM02]. Shim et al ont reporté dans [SHI02] une réduction de 65% de la capacité initiale de la cellule après 140 cycles à 60 °C contre une perte de capacité de 4% à température ambiante. Sarre [SAR04] a constaté une perte de 4% de

la capacité et de la puissance délivrée par la cellule après 22 mois de cyclage à 40 °C alors qu'à 20 °C, ces valeurs sont restées stables.

### 1.4.3. Influence de l'homogénéité de la température

La différence entre la température maximale et minimale au sein d'une cellule ou entre les différentes cellules dans une batterie peut entrainer une hétérogénéité au niveau du courant et de l'état de charge, résultant en un vieillissement prématuré du système globale.

Fleckensteina et al ont trouvé qu'un écart de température de 20 °C peut créer une différence de l'état de charge de 5,3% entre 2 cellules $LiFePO_4$ connectées en série. De plus, lorsque la température d'une cellule n'est pas homogène, en occurrence, pour une température de peau de 20 °C et une température de cœur de 40 °C, il peut avoir une déviation de l'état de charge local de 10% [FLE11]. De similaires résultats sur l'influence du gradient de température interne sur la performance de la cellule ont été reportés dans [TRO13]. Par conséquent, le gradient de température est un critère important dans la gestion thermique de la batterie.

### 1.4.4. Optimisation thermique de la batterie

Afin d'élargir la commercialisation des véhicules hybrides et électriques, il est primordial d'optimiser la durée de vie des batteries tout en offrant au véhicule une performance électrique irréprochable. Pour ce faire, la batterie doit être utilisée dans sa gamme optimale de température en minimisant l'écart de température entre les cellules.

Généralement, la plage de température donnant le meilleur compromis entre la performance et la durée de vie des cellules Lithium-ion est entre 35 et 40 °C (figure 1.7). Quant au gradient de température, la valeur maximale souhaitée pour un module de batterie est de 5 °C [PES02, PAR03].

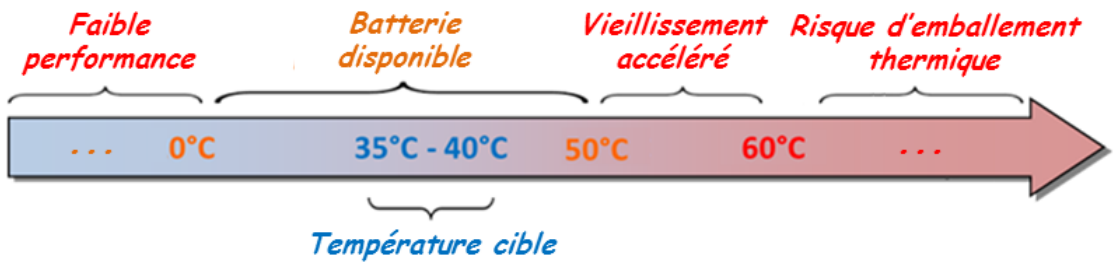



*Figure 1.7: Influence de la température sur le fonctionnement de la cellule Li-ion*

## 1.5. Les objectifs de la thèse

Face aux défis énergétique et environnemental et en accord avec la demande des consommateurs, le groupe PSA Peugeot Citroën s'est investi, depuis plusieurs années, dans la fabrication de véhicules plus respectueux de l'environnement. De nombreux véhicules hybrides et électriques sont déjà disponibles tels que le Citroen Berlingo, le Peugeot 106, le Citroen C-zero ou plus récemment le Peugeot 3008. Pour continuer sur cette lancée, PSA souhaite améliorer sa compréhension et son savoir-faire sur la batterie, l'organe clé dans l'électrification de la chaine de traction. Cela permettra au groupe d'avoir un avis plus critique sur les différents systèmes proposés par les fournisseurs de batterie de traction. Se situant au centre d'une stratégie de développement du groupe PSA, la thèse a pour but:

- D'étudier les différentes origines de pertes thermiques générées par une cellule de batterie Li-ion et de mettre en place une procédure d'estimation de la perte globale de la cellule.

- D'évaluer la possibilité et les intérêts techniques d'appliquer de nouvelles technologies de refroidissement pour la gestion thermique de la batterie Li-ion telles que l'utilisation des matériaux à changement de phase et les caloducs.

# 2. Etude bibliographique sur la batterie Li-ion et ses systèmes de refroidissement

## 2.1. La cellule Li-ion

### 2.1.1. Composition et fonctionnement de la cellule Li-ion

#### *a) Composition*

Le système Li-ion est un système électrochimique fondé sur le principe de l'intercalation et la dé-intercalation réversible des ions de lithium dans chacune des électrodes au cours de la charge et de la décharge. Chaque cellule est composée de :

- Deux collecteurs

Le collecteur de courant est la partie métallique sur laquelle est déposée l'électrode. Généralement il est en cuivre du côté négatif et en aluminium du côté positif.

- Une électrode positive

L'électrode positive est souvent réalisée à partir des oxydes métalliques ayant un bon pouvoir oxydant. Les électrodes positives actuellement commercialisés peuvent être divisées en trois groupes, selon leur structure: la structure lamellaire, la structure spinelle et la structure olivine [OHZ07, ELL10]. La figure 2.1 présente ces trois structures des électrodes positives.

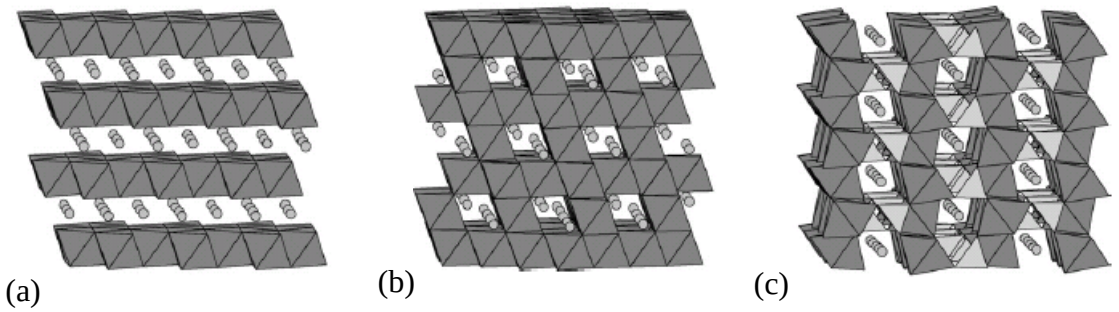



*Figure 2.1 : Illustration des 3 types de structure cristallographique : lamellaire (a), spinelle (b) et olivine (c)*

- La structure lamellaire est caractérisée par l'alternance de couches contenant les ions lithium dans un environnement oxygéné et de couches contenant les ions de métaux de transition dans un environnement oxygéné également. Le $LiCoO_2$ (LCO) est le prédécesseur de la famille des lamellaires. Il possède de très bonnes capacités

spécifiques (jusqu'à 160 mAh/g). Cependant, dû au prix très élevé du cobalt, d'autres alternatives ont été proposées afin de diminuer le taux de ce métal et réduire le coût final de la batterie. On peut citer le $LiNi_{0,8}Co_{0,15}Al_{0,05}O_2$ (NCA) et le $LiNi_{1/3}Mn_{1/3}Co_{1/3}O_2$ (NMC) qui sont de très bonnes alternatives avec des capacités spécifiques importantes (200 mAh/g pour le NCA et 180 mAh/g pour le NMC). Grâce à la substitution partielle du colbat par du nickel et du manganèse, le coût de la batterie peut être nettement réduit.

- La structure spinelle n'offre pas une capacité massique aussi importante que la structure lamellaire (120 mAh/g). Cependant, les composés de type spinelle tels que le $LiMn_2O_4$ (LMS) permettent l'élaboration de batteries de fortes puissances grâce à leurs tensions moyennes élevées (4V vs Li+/Li ). Le faible coût de matière première est aussi un avantage des composés de cette famille de structures.

- Le seul composé de structure olivine massivement utilisé et commercialisé est le phosphate de fer $LiFePO_4$ (LFP). D'un point de vue structural, ce matériau est très stable et offre donc une meilleure tenue au vieillissement. Il est également très sûr (chimiquement et thermiquement) et s'emballe beaucoup plus difficilement qu'un oxyde lamellaire. Toutefois, le plateau de potentiel de ce matériau est relativement bas (3,4 V vs Li+/Li) et la synthèse du matériau reste relativement complexe.

- Une électrode négative

L'électrode négative est fabriquée à partir de métaux bons réducteurs permettant d'obtenir de fortes capacités massiques et de bonnes conductivités électroniques au moindre coût.

Le graphite et ses dérivés sont actuellement les matériaux d'électrode négative les plus utilisés. Ils présentent de nombreux atouts tels qu'une capacité massique élevée (370mAh/g pour le graphite), une bonne stabilité chimique, une faible expansion volumique et un cout peu élevé. Cependant, ces matériaux carbonés ne supportent pas de régimes de charge élevés et n'ont pas une bonne durée de vie.

Une alternative crédible aux matériaux carbonés est le titanate de lithium $Li_4Ti_5O_{12}$ (LTO). Ce dernier peut supporter des régimes de charge importants et a également une durée de vie beaucoup plus longue que le graphite. Cependant, sa tension élevée (1,55 V vs Li/Li+) limite la densité d'énergie de la batterie. Son coût est également élevé due à l'utilisation de la matière première titane et une synthèse complexe.

- Un milieu conducteur ionique (l'électrolyte)

L'électrolyte a pour fonction d'assurer le transport des ions Li+ d'une électrode à l'autre. L'électrolyte doit posséder une bonne conductivité ionique et une mauvaise conductivité électronique. Il doit aussi présenter une bonne stabilité chimique et thermique vis-à-vis des deux électrodes.

L'électrolyte le plus utilisé pour les batteries Li-ion est l'hexafluorophosphate de lithium, $LiPF_6$. En effet, il présente une bonne solubilité dans la plupart des solvants utilisés et sa fenêtre de stabilité électrochimique est large.

- Un séparateur

Les séparateurs utilisés sont, en général, composés de trois couches (polyéthylène entre deux couches de polypropylène) ne jouent aucun rôle électrochimique dans les réactions qui animent la batterie. Ils servent uniquement à séparer les 2 électrodes afin de minimiser tout risque de court-circuit. Afin de ne pas perturber le transfert des ions $Li^+$ entre deux électrodes, le séparateur doit être perméable à l'électrolyte.

### *b) Fonctionnement*

Le fonctionnement du système électrochimique Li-ion est le suivant (figure 2.2):

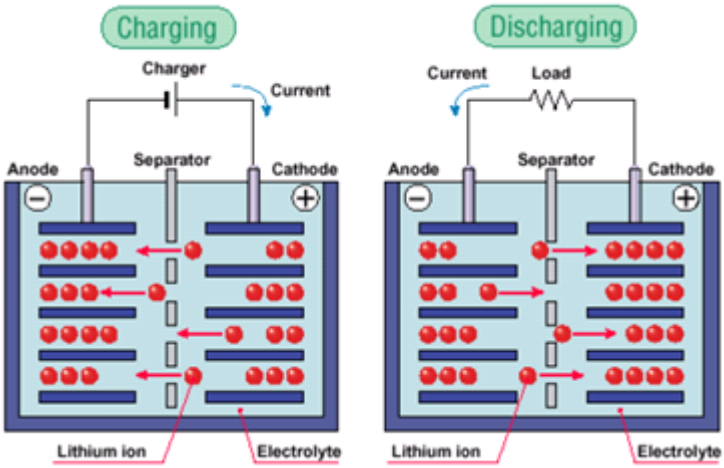



*Figure 2.2 : Mécanisme de fonctionnement de la cellule Li-ion lors de la charge et décharge*

- La décharge

Lors de la décharge, le lithium contenu dans l'électrode négative, se dés-insère de la structure cristalline du matériau, migre et diffuse, sous forme ionique, à travers l'électrolyte, et vient s'insérer dans le réseau cristallin du matériau de l'électrode positive. Le transfert d'un ion Li+ dans le circuit interne de l'accumulateur est compensé exactement par le passage d'un électron dans le circuit électrique externe, générant ainsi un courant électrique.

- La charge

Lors de la charge, le processus inverse est enclenché par l'apport d'un courant extérieur et les ions Li+ vont venir se réinsérer dans la structure hôte du matériau de l'électrode négative.

Si l'on prend l'exemple de la batterie LiCoO2/graphite, les réactions électrochimiques au sein de la batterie sont:

- à l'électrode positive :

$$Li_{1-x}CoO_2 + xLi^+ + xe^- \underset{charge}{\overset{décharge}{\rightleftharpoons}} LiCoO_2$$

- à l'électrode négative :

$$Li_xC_6 \underset{charge}{\overset{décharge}{\rightleftharpoons}} C_6 + xLi^+ + xe^-$$

- l'équation bilan de fonctionnement de la batterie :

$$Li_{1-x}CoO_2 + Li_xC_6 \underset{charge}{\overset{décharge}{\rightleftharpoons}} LiCoO_2 + C_6$$

On a vu que le sens du courant change selon que la cellule est chargée ou déchargée. Par convention, on dit que le courant est positif lorsque la cellule est chargée et est négatif lorsque celle-ci est déchargée.

### 2.1.2. Conditionnement des cellules

Il existe plusieurs géométries et architectures de batteries. On trouve notamment les géométries suivantes :

- Cylindriques :

L'alternance de feuilles d'électrodes négatives, de feuilles de séparateurs et de feuilles d'électrodes positives sont enroulées sur elle-même pour former une bobine avant d'être placée dans un cylindre de métal. Les cellules cylindriques (figure 2.3-a) contiennent une soupape de sécurité en cas de surpression. Le dessous de cellules est taré à une pression limite pour permettre la mise à l'air libre des gaz en excès.

L'avantage de ces cellules réside dans leur grande stabilité mécanique et leur facilité de fabrication mais leur assemblage créé de nombreux espaces vides, le rapport surface/volume est faible donc le refroidissement de la batterie est plus difficile.

- Prismatiques rigides :

Les feuilles de l'anode, du séparateur et de la cathode sont soit simplement empilés ensemble, soit enroulées puis écrasées. Le tout est inséré dans un contenant rigide de forme rectangulaire (figure 2.3-b).

L'avantage d'une telle géométrie est la grande flexibilité de géométrie de conception et une plus grande facilité d'assemblage en supprimant les espaces vides. Le grand rapport surface/volume facilite le refroidissement de la cellule. Par contre, elles ont une densité énergétique plus faible que les cellules cylindriques et elles sont plus difficiles à fabriquer. La tenue mécanique est moins importante car la cellule prismatique peut gonfler plus facilement.

- Sachets souples :

La conception de packaging des cellules en sachet souple (figure 2.3-c) est la plus récente. Comme pour les cellules prismatiques, la partie électrochimique de la cellule est faite d'un empilement ou d'une bobine aplatie des feuilles d'électrodes alternées par des feuilles de séparateur. L'enveloppe rigide est, par contre, remplacée par un film plastifié et flexible, minimisant ainsi l'utilisation de l'espace et réduisant le poids.

Le sachet en film plastifié peut être adapté à un espace spécifique, et donc fait sur commande pour des applications spécifiques. La spécificité de cette construction réside dans le fait que les gaz produits par les réactions électrochimiques en cas de dysfonctionnement peuvent faire gonfler la poche. Il faut donc prévoir un maintien mécanique extérieur. Cependant, si la batterie est utilisée correctement, ceci ne se produira pas.

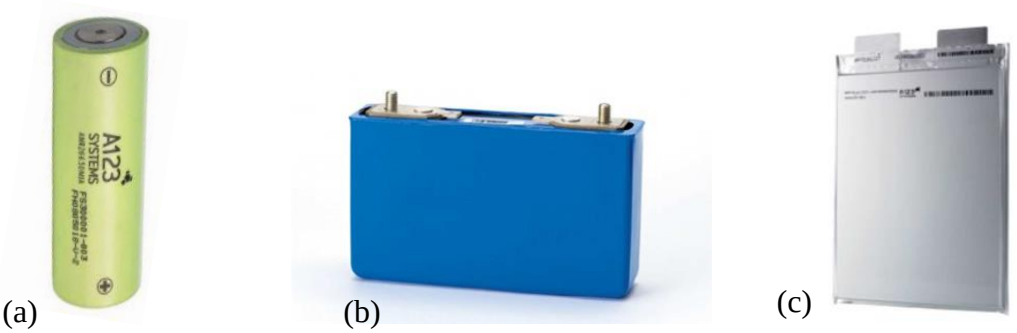



*Figure 2.3 : Différentes géométries des cellules de batterie : cylindrique (a), prismatique (b) et sachet souple (c)*

L'influence de la forme géométrique des cellules est récapitulée dans le tableau ci-dessous :

| | Cylindrique | Prismatique | Sachet souple |
|---|---|---|---|
| Tenue mécanique | + | 0 | - |
| Cout de production | + | 0 | + |
| Gestion thermique | - | + | - |

*+ : très bien* *0 : bien* *- : mauvais*

*Tableau 2.1 : L'influence de la forme de la cellule*

### 2.1.3. Les grandeurs qui caractérisent une cellule

- Capacité

Une batterie est caractérisée par sa capacité à stocker de la charge électrique sous forme chimique. Cette capacité est exprimée en Ah (1Ah = 3600 Coulombs). La capacité théorique (Ah) correspond au courant de décharge nécessaire pour décharger totalement la batterie en 1 heure. La capacité réelle varie en fonction du régime de décharge et de la température selon la loi de PEUKERT.

On peut définir une capacité spécifique (Ah/kg) et une densité de capacité (Ah/l) qui permet de rapporter la quantité de charge électrique stockée à la masse et au volume de la batterie.

- Energie

L'énergie de la batterie, exprimée en Wh, représente la quantité d'énergie qu'il est possible d'obtenir lors d'une décharge complète de la batterie, initialement chargée, généralement avec un courant constant.

Tout comme la capacité, cette grandeur est influencée par plusieurs paramètres. On peut aussi définir une énergie spécifique (Wh/kg) et une densité d'énergie (Wh/l) qui relient la quantité d'énergie stockée respectivement à la masse et au volume de la batterie.

Dans les applications automobiles, les termes énergie embarquée ou énergie utile sont utilisés pour désigner, dans le premier cas, l'énergie présente chimiquement, et dans le second, l'énergie exploitable par le véhicule (dans le cadre des limitations de sa machinerie ou des limites fixées).

- Puissance

La puissance (W) représente l'aptitude du générateur à fournir rapidement de l'énergie. Elle dépend de la cinétique de la réaction d'insertion des ions $Li^+$ dans le matériau et de la conductivité électronique de l'électrolyte.

- Régime de charge/décharge

Le régime de charge/décharge exprimé sous la forme C/n où C est la capacité (Ah) et n (en heures) correspond au temps nécessaire pour (dé)charger l'accumulateur à courant constant. Le régime C/n s'exprime donc en Ampères (A) (analogue à un courant).

- Etat de charge/profondeur de décharge

L'Etat de Charge ou SOC (State Of Charge) est la proportion de l'énergie disponible dans la batterie par rapport à la batterie neuve complètement chargée.

On définit également la profondeur de décharge ou DOD (Depth Of Discharge) par la formule :

$$DOD = 1 - SOC$$

- La tension à vide

La tension à vide (V) correspond à la tension de la batterie en équilibre. La tension à vide est directement liée aux matériaux d'électrode utilisés au sein de l'accumulateur. Pour chaque cellule de batterie, la tension à vide varie en fonction de l'état de charge et de la température de la cellule.

- Résistance interne

De manière générale, en électricité, la résistance, exprimée en Ohm, est la propriété d'un corps à s'opposer au passage d'un courant électrique.

Pour une batterie, la résistance interne indique la difficulté pour celle-ci à délivrer/ subir un courant. Elle est caractérisée par la variation de la tension de la cellule lorsqu'un courant la traverse et la tension au repos.

$$R_{\text{int}} = \frac{U - U_0}{I}$$

Cette résistance dépend de nombreux paramètres comme la température, l'état de charge, la qualité des branchements aux bornes de l'élément mais également du vieillissement électrochimique.

- Autodécharge

L'autodécharge intervient lorsque des réactions électrochimiques parasites (ou secondaires) se produisent dans la batterie. Ces réactions parasites consomment des matières actives et des électrons qui ne sont dès lors plus disponibles pour obtenir du courant utilisable. On exprime l'autodécharge en % d'énergie perdue par unité de temps (en mois en général).

- Durée de vie

On exprime généralement la durée de vie en nombres de cycles de charge/décharge à un régime de 1C. On considère que la batterie arrive en fin de vie quand la capacité disponible devient inférieure à 75-80% de la capacité initiale. Le vieillissement des batteries est influencé par plusieurs facteurs : température, durée de stockage, profondeur de décharge, nombre d'Ah échangés…

- Etat de santé

L'état de santé de la batterie est un indicateur utilisé dans le cas de l'étude du vieillissement permettant de comparer la capacité instantanée à la capacité initiale d'une cellule.

## 2.2. Constitution de la batterie automobile

De toute évidence, les cellules électrochimiques permettant de stocker de l'énergie électrique est le cœur du pack de batterie. Toutefois, afin d'assurer la sécurité de la batterie et son bon fonctionnement, de nombreux organes auxiliaires sont indispensables.

### 2.2.1. Stockeur électrochimique

Un pack de batterie est composé de plusieurs modules qui sont, à leur tour, formés à partir de plusieurs cellules. Selon la tension recherchée, les modules (cellules) peuvent être assemblé(e)s en série ou en parallèle (figure 2.4).

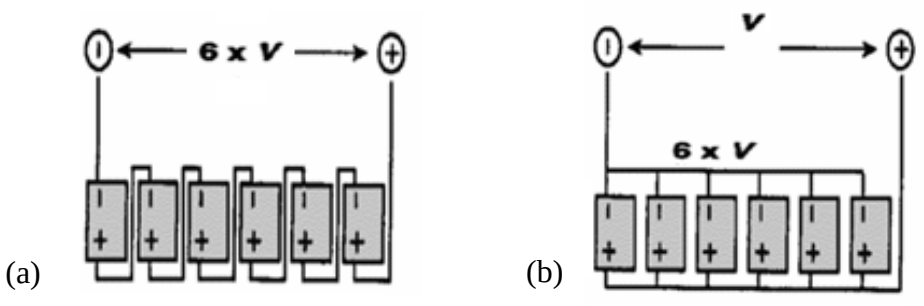



*Figure 2.4 : Assemblage des cellules en série (a) et en parallèle (b)*

Dans un module, lorsque les cellules sont assemblées en série, la tension aux bornes du module est égale à la tension d'une cellule multipliée par le nombre de ces cellules. La capacité de l'ensemble est égale à la capacité d'une cellule. Cette configuration est en général préférée car elle minimise les courants à puissance donnée et donc le dimensionnement des électroniques de puissance qu'elle alimente. Par ailleurs cette configuration offre plus de facilités du point de vue de l'équilibrage des cellules.

Autrement, quand les cellules sont assemblées en parallèle, il en résulte une capacité du module égale à la capacité d'une cellule que multiplie le nombre de ces cellules. La tension de l'ensemble est égale à la tension d'une cellule.

Il en va de même pour l'assemblage des modules au sein de la batterie.



*Figure 2.5 : Un pack de batterie composé des modules de 6 cellules en série*

### 2.2.2. Les autres organes

Autour de cette partie qui assure le stockage de l'énergie électrique, les autres organes que nous pouvons trouver dans un pack de batterie sont :

- Des faisceaux et de la connectique :

  - Une alimentation basse tension
  - Une connexion de puissance haute tension
  - Un interrupteur interne
  - Une connexion signal (CAN) pour les échanges de données
  - Une connexion diagnostique

- Un système de gestion de batterie BMS (Battery Management System)

Il s'agit d'un élément indispensable sur tous les packs de batterie au lithium. Il surveille en permanence l'état de différents éléments de la batterie, tels que la tension, le courant ou la température à différents endroits. Ce suivi nécessite l'implantation d'un réseau de capteurs (de tension, de courant et de température) au sein de la batterie.

A partir des informations collectées, le BMS calcule l'état de charge, l'état de santé de la batterie ainsi que ses performances atteignables. Lorsque l'un des paramètres s'approche de la valeur limite tel qu'une surtension ou une surchauffe de la batterie, le BMS déclenche une procédure de protection pour préserver les cellules constituée de trois niveaux :

  - Activation au maximum du système de refroidissement
  - Réduction du courant maximal disponible (mode dégradé)

- Ouverture de l'interrupteur interne (ultime mesure de sécurité)

- Un système de refroidissement

Le système de refroidissement permet d'évacuer les calories générées par les cellules lorsqu'elles sont sollicitées. La stratégie de refroidissement a pour but de :

- Maintenir la batterie à une température optimale afin de préserver sa durée de vie et d'optimiser ses performances.
- Assurer une température uniforme dans la batterie.

Le système de refroidissement peut être piloté soit par le BMS soit par le PTMU et il fonctionne tout au long de l'utilisation du système de stockage. En vue de son intégration dans le véhicule, le système de refroidissement doit respecter un certain nombre de contraintes notamment des contraintes sur le volume, le poids, et les nuisances acoustiques. Pour préserver l'autonomie du véhicule, le système de refroidissement doit être peu énergivore tout en restant performant.

## 2.3. Panel de solutions de refroidissement

Il existe plusieurs types de refroidissement, on peut les classer selon la nature du fluide : air, liquide (eau/réfrigérant), matériau à changement de phase, caloduc.

### 2.3.1. Refroidissement par air

#### *a) Source d'air*

Pour refroidir la batterie, l'air peut être prélevé à partir d'une des 2 sources suivantes :

- Air extérieur à température ambiante

L'utilisation de l'air ambiant permet d'avoir une certaine liberté sur le débit d'air utilisé. Lorsque l'air est prélevé à l'avant du véhicule, nous pouvons profiter de la vitesse d'avancement du véhicule pour faire entrer de l'air et réduire la puissance du ventilateur. Néanmoins, l'utilisation de l'air ambiant nécessite très souvent un pré conditionnement de l'air avant l'échange thermique avec la batterie car la température de l'air ambiant varie fortement en fonction de la géographie et du climat.

- Air conditionné provenant de l'habitacle climatisé

L'utilisation de l'air conditionné permet d'avoir une température stable à l'entrée du système de refroidissement. Cependant, le débit d'air extrait depuis la cabine est limité. De plus, l'aspiration de l'air depuis la cabine implique des problèmes liés à l'acoustique qui pourraient nuire au confort du conducteur et des passagers dans la cabine.

#### *b) Refroidissement passif et actif*

A côté de la provenance de l'air, on peut distinguer deux types de refroidissement : le refroidissement passif et le refroidissement actif.

Un refroidissement est considéré comme passif lorsque l'air aspiré de l'extérieur ou de la cabine est directement utilisé pour refroidir la batterie, sans passer par un échangeur auxiliaire (figure 2.6-a,b). Par conséquent, la température d'entrée d'air ne peut être maitrisée et la régulation de la performance thermique du système se fait uniquement via la variation du débit.

Lorsque l'air, venant de l'extérieur ou de la cabine, passe d'abord par un échangeur auxiliaire avant de refroidir la batterie, on dit que le système de refroidissement est actif (figure 2.6-c). Un tel système est certes plus efficace mais également plus contraignant. En effet, l'utilisation d'un échangeur encombre l'espace disponible dans le véhicule et implique un cout et une

consommation énergétique supplémentaires. Il rend également le système global plus lourd et moins compact.

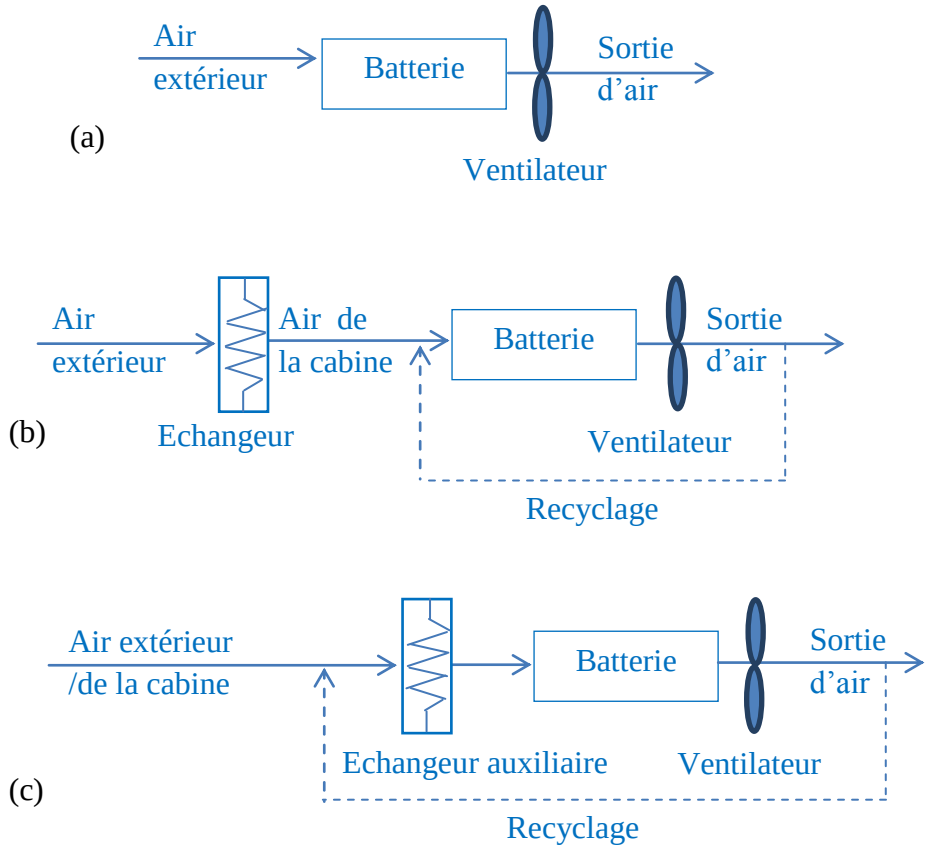



*Figure 2.6: Illustration du système de refroidissement passif avec l'air extérieur (a), système passif avec l'air de la cabine (b), système actif (c)*

### c) *Refroidissement par convection ou par conduction*

Enfin, deux types d'échange thermique sont possibles :

- Par convection directe

Dans cette catégorie, le refroidissement par convection naturelle est théoriquement une solution simple et ne nécessite pas de composants supplémentaires (ventilateur, conduite d'air, système de contrôle et commande électrique…) qui alourdissent et encombrent le système global. Son pouvoir de refroidissement est bien moins important que celui de la convection forcée mais pourrait convenir à des batteries pour les véhicules électriques dont l'inertie thermique des cellules est importante (par exemple la batterie du véhicule électrique C0-Ion).

Lorsque la convection forcée est nécessaire, de l'air ambiant ou de l'air extrait de la cabine est propulsé à l'aide d'un ventilateur  dans une conduite prédisposée à cet effet dans le module.

En fonction du flux de chaleur à évacuer, le débit d'air est réglable en fonction de la vitesse du ventilateur.

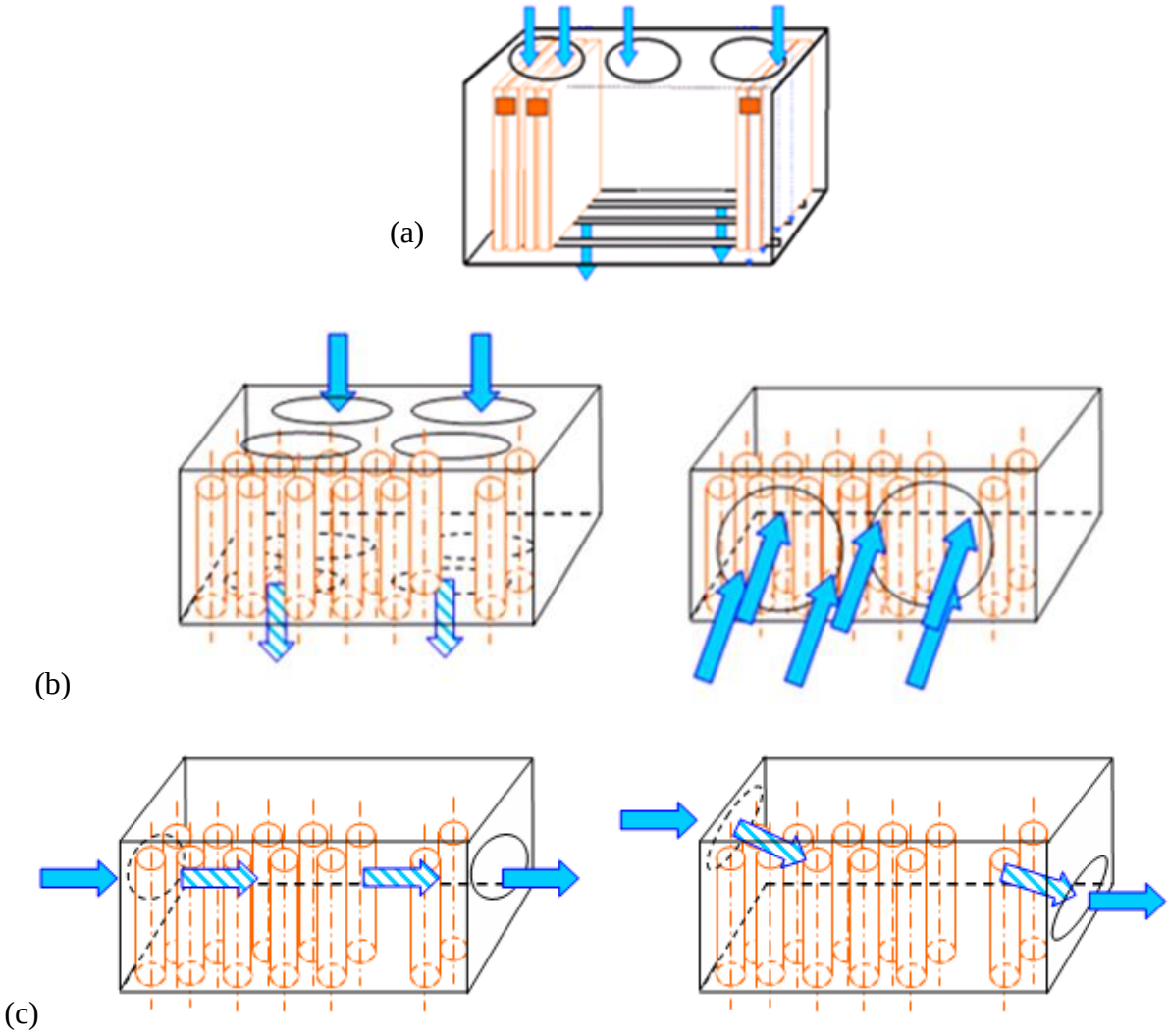



*Figure 2.7: Illustration des configurations de circulation d'air pour les cellules prismatiques (a) et cylindriques (b, c)*

La configuration de la conduite d'air influence beaucoup les échanges thermiques ainsi que l'homogénéité de la température au sein du module. Pour les cellules de forme prismatique, il est évident que le cheminement suivant les grandes faces est plus efficace. Pour celles de forme cylindrique, le cheminement peut se faire selon l'axe longitudinal ou transversal. Dans le cas d'un cheminement selon l'axe transversal, la disposition des entrées d'air peut aussi faire la différence entre une configuration et une autre. La figure 2.7 présente les différentes configurations de circulation d'air envisageables pour un module de batterie.

Dans le cas des cellules cylindriques, l'agencement des cellules peut avoir une influence non négligeable sur le refroidissement. Le refroidissement des cellules cylindriques placées en nid d'abeille (figure 2.8-a) parait être plus efficace que lorsque les cellules sont alignées en rangée (figure 2.8-b). En effet, l'agencement en nid d'abeille oblige l'air à passer sur tous les

éléments, la surface d'échange globale est par conséquent considérablement plus importante. Toutefois cette configuration crée plus de perte de charge.

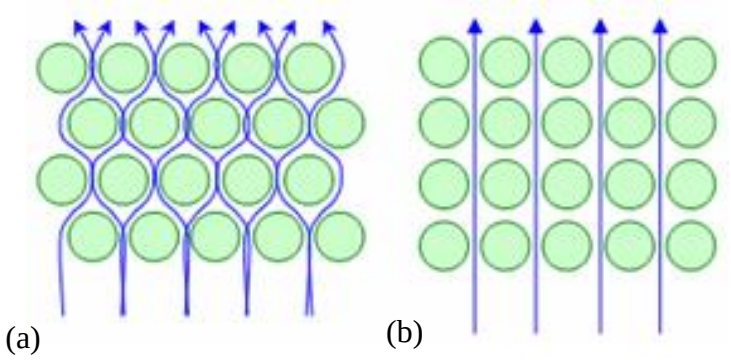



*Figure 2.8 : Illustration des configurations en nid d'abeille (a) et matricielle (b)*

- Par conduction intermédiaire

A côté de la convection directe, les cellules de batterie peuvent également être refroidies par l'intermédiaire de plaques métalliques qui sont ensuite refroidies par convection forcée dans une conduite d'air. Grâce à la grande conductivité thermique des plaques métalliques, cette conception permet d'obtenir un grand pouvoir de refroidissement tout en restant compact. Cependant, pour bien exploiter les potentiels de refroidissement des plaques métalliques, il faut bien maitriser les surfaces de contact entre les plaques métalliques et les cellules.

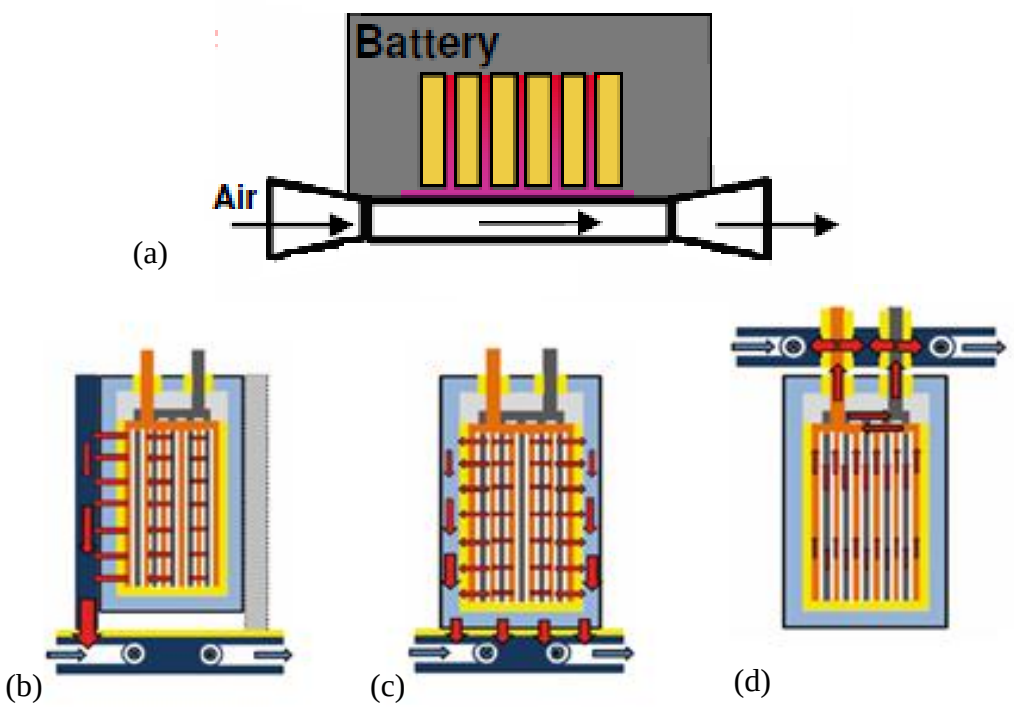



*Figure 2.9 : Illustration du système de refroidissement par conduction intermédiaire (a) avec des plaques froides disposés sur les côtés (b), en dessous (c) au niveau des électrodes (d)*

Les plaques métalliques peuvent être disposées entre les cellules ou sur une des extrémités comme présenté dans la figure 2.9. La disposition de la plaque froide par le bas de la cellule implique la suppression de l'espace de dégazage. Par conséquent, cette configuration est difficilement applicable aux cellules cylindriques et prismatiques. Le refroidissement par les électrodes (côté haut de la cellule) est très efficace car la conduction thermique au sein des électrodes est beaucoup plus grande que la conduction thermique à travers les différentes couches de la batterie.

#### *d) Avantages et inconvénients*

Le refroidissement par air a l'avantage d'être léger et d'avoir un coût peu élevé.

Cependant, à cause de la faible capacité calorifique de l'air, il est généralement difficile de maintenir une bonne homogénéité de température au sein de la batterie. Les études menées par Pesaran et Park [PES99, PAR13] sont des exemples où l'on voit que malgré de nombreux affinements apportés au système de ventilation de l'air, il est difficile de maintenir un gradient de température en dessous de 5° au sein du pack.

De plus, la faible capacité calorifique de l'air implique une augmentation de débit d'air lorsque le flux de chaleur à évacuer est important. Par conséquent, la section de la conduite d'air devient plus grande. L'augmentation de la puissance à fournir au ventilateur ainsi que le niveau sonore causé par ce dernier sont également à prendre en compte lors des calculs de dimensionnement.

Enfin, l'augmentation continuelle du débit d'air n'est pas une solution pertinente lorsque le besoin de refroidissement ne cesse de s'accroitre. En effet, le pouvoir de refroidissement de l'air est également limité par sa faible conductivité thermique, en général 5 fois moins importante que celle de l'eau [NEL02].

### 2.3.2. Refroidissement par liquide

#### *a) Refroidissement par eau*

Ce type de refroidissement nécessite l'installation d'une boucle d'eau supplémentaire en plus des conduites entre les cellules de la batterie. La boucle d'eau est composée des échangeurs et d'une pompe. Ainsi, l'eau sortant de la batterie passe dans les échangeurs thermiques permettant de la refroidir (et éventuellement réchauffer en hiver) avant d'être pompée de nouveau dans la batterie.

Le refroidissement de l'eau à la sortie de la batterie peut se faire avec un échangeur à air ou un échangeur à eau (appelé « chiller ») tel qu'illustré à la figure 2.10. Dans le premier cas, on utilise tout simplement de l'air ambiant propulsé par un ventilateur. La boucle d'eau est donc indépendante. Dans le cas d'un chiller, la boucle d'eau est couplée avec la boucle de

climatisation. L'eau sortant de la batterie est refroidie avec le réfrigérant de la boucle de climatisation.

En général, l'eau de refroidissement utilisée est un mélange d'eau et de glycol à 50%.

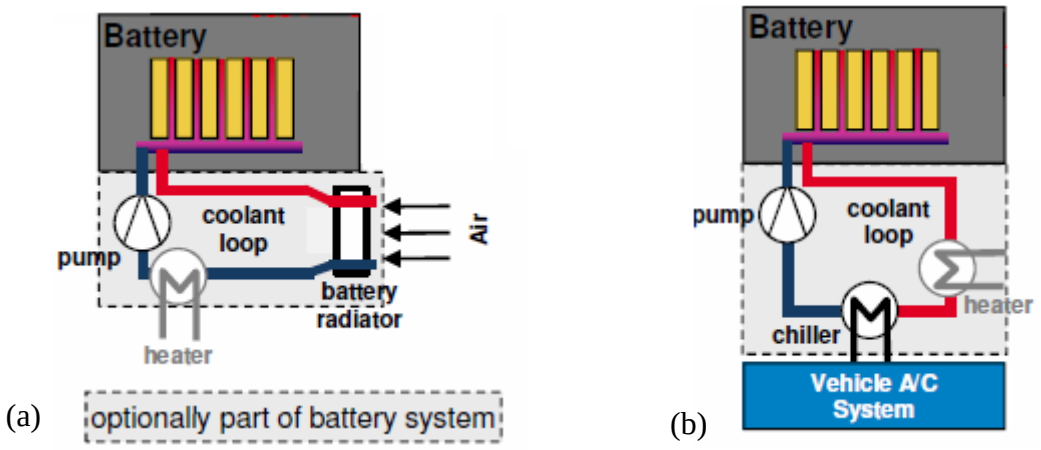



*Figure 2.10 : Illustration de la boucle d'eau utilisant un échangeur à air (a) et un chiller (b)*

Comme dans le cas du refroidissement à air, le refroidissement peut se faire par convection directe entre les cellules et le circuit d'eau (plusieurs architectures pour le circuit d'eau sont envisageables). Un refroidissement par l'intermédiaire des plaques froides est également possible. Ces différentes options sont présentées dans la figure 2.11 ci-dessous.

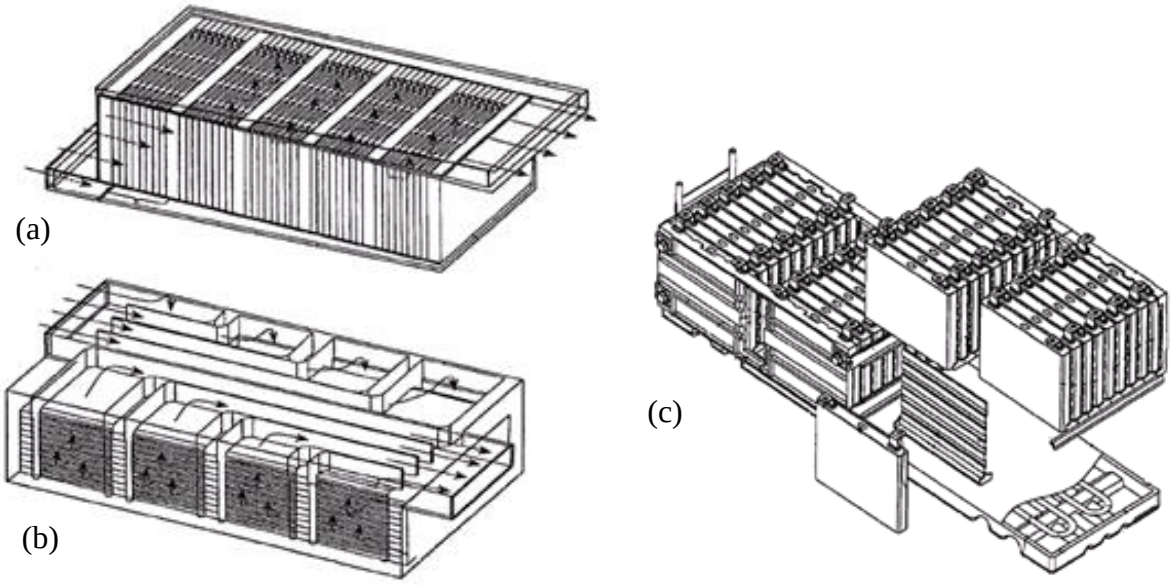



*Figure 2.11 : Illustration de la circulation d'eau à l'intérieur du pack (a, b) et du système de refroidissement à eau via des plaques froides (c)*

### *b) Refroidissement par réfrigérant*

Le refroidissement par réfrigérant nécessite l'installation d'une boucle de réfrigérant caractérisée par 4 éléments principaux qui sont l'évaporateur, le compresseur, le condenseur, et le détendeur. L'évaporateur permet un échange thermique entre la batterie et le réfrigérant à basse pression. Au fur à mesure de son passage dans la batterie et en absorbant la puissance générée par les cellules de batterie, le réfrigérant s'évapore et y sort en phase vapeur surchauffée. Cette vapeur est ensuite aspirée et comprimée par le compresseur de manière à augmenter sa pression et sa température. Le réfrigérant est alors pompé par le compresseur vers le condenseur où il restitue la puissance absorbée et revient à l'état liquide. Enfin, la pression du réfrigérant liquide ainsi que sa température sont baissées brutalement en traversant un détendeur avant d'entrer de nouveau dans la batterie. La figure 2.12-b résume le fonctionnement d'une boucle de refroidissement par réfrigérant.

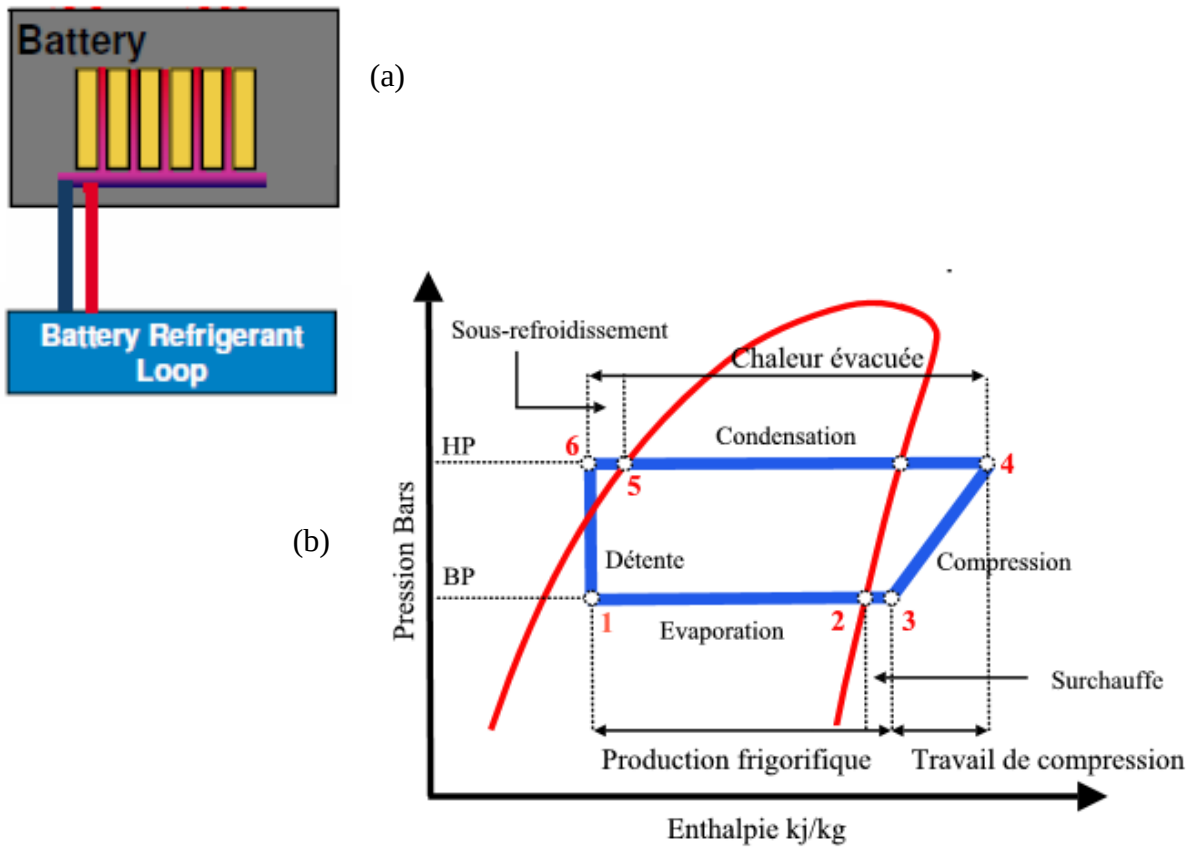



*Figure 2.12 Illustration de la boucle de réfrigérant (a) et son principe de fonctionnement (b)*

#### c) *Avantages et inconvénients*

Grâce à la capacité calorifique et la conductivité thermique importantes de l'eau, le refroidissement par eau offre une meilleure capacité de refroidissement que le refroidissement par air.

Le refroidissement par réfrigérant quant à lui, permet une grande performance thermique car le changement de phase du fluide permet d'absorber un flux de chaleur importante. De plus, l'homogénéité de la température au sein de la batterie est également assurée par le réfrigérant qui reste à température constante le long de son passage dans la batterie.

Le refroidissement par liquide permet en général d'éviter la nuisance sonore. Cependant, il exige l'installation de plusieurs équipements supplémentaires qui sont encombrants, lourds et qui augmentent la consommation énergétique et le coût du système global.

Selon Perasan, le refroidissement à air est adéquat pour les applications hybrides en parallèle alors que le refroidissement à liquide peut être utilisé pour les véhicules hybrides en série ainsi que les véhicules électriques où la taille de la batterie ainsi que le besoin de refroidissement sont plus importants [PES99, PES01].

### 2.3.3. Refroidissement par matériau à changement de phase

#### a) *Principe de fonctionnement*

Il s'agit d'absorber le flux thermique généré par la batterie grâce à un stockeur d'énergie thermique constitué d'un matériau à changement de phase (MCP) dont la température de fusion correspond à la plage de température de fonctionnement de la batterie.

Généralement, les cellules de batterie sont insérées dans une matrice de MCP (figure 2.13). A température ambiante, le MCP est en état solide. Lors de la charge/décharge de la batterie, la puissance générée par les cellules est directement absorbée par le MCP. La température des cellules et du MCP augmente donc progressivement jusqu'à la température de fusion du MCP. A partir de ce moment, le MCP rentre dans une phase où l'énergie absorbée se transforme en chaleur latente et le MCP passe de l'état solide à l'état liquide. Tout au long de cette phase, la température du système reste constante.

Lorsque le changement d'état du MCP se termine, si les cellules continuent à générer de la puissance, la température du système continuera de nouveau à augmenter. Dans la pratique, le système est dimensionné de sorte que même dans les conditions les plus sévères, le MCP ne fonde pas complètement. Ainsi, on peut s'assurer que la température de la batterie reste toujours aux alentours de la température de fusion du MCP et qu'il n'y ait pas de risque d'emballement thermique. La figure 2.14 résume le fonctionnement d'un système de refroidissement par MCP.

La restitution de l'énergie absorbée par le MCP vers l'extérieur peut se faire de plusieurs façons. Lorsque le système de refroidissement par MCP est couplé avec un système de refroidissement par air ou par liquide, la restitution de l'énergie vers l'extérieur se fait de manière continuelle. Le rôle du MCP dans ce cas est plutôt d'homogénéiser la température des cellules au sein de la batterie. Lorsque le MCP est utilisé seul, l'énergie absorbée n'est seulement restituée que lorsque la batterie est au repos par convection naturelle via la paroi du module. Le rôle de stockeur d'énergie thermique du MCP est plus accentué dans cette configuration.



*Figure 2.13 : Assemblage des cellules de batterie dans une matrice MCP*

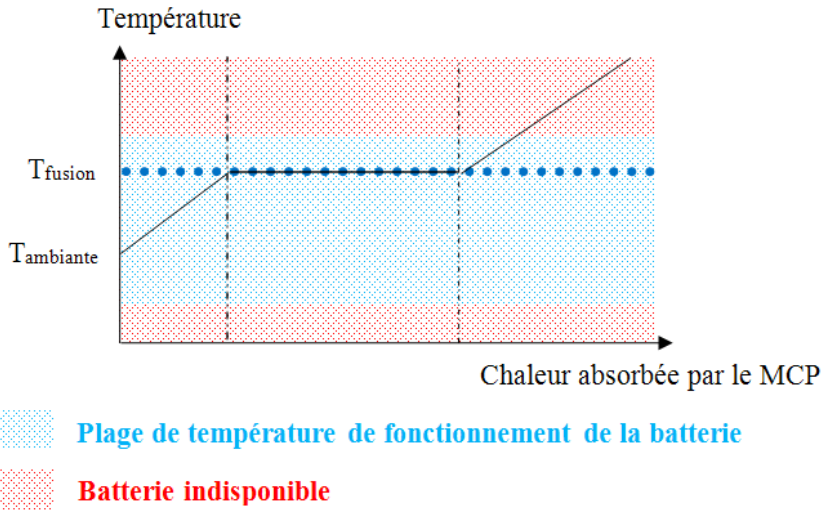



*Figure 2.14 : Principe de fonctionnement d'un système de refroidissement par MCP*

### *b) Le choix du MCP pour la gestion thermique de la batterie*

- La température

Tenant compte de la plage de température de fonctionnement de la batterie, la température de fusion du MCP utilisé pour la gestion thermique de la batterie doit être inférieure à 50 °C. Agyenim et al ont établi une liste des propriétés thermo-physiques de plusieurs MCP utilisés dans différentes applications. Dans le cadre de la gestion thermique de la batterie, une sélection de MCP dont la température de fusion se situe entre 20 et 40 °C a été créée à partir de [AGY10]. Nous trouvons dans le tableau 2.2 ci-dessous les MCP dont la température de fusion peut convenir à une application de refroidissement de la batterie.

| Compound | Melting point (°C) | Latent heat (kJ/kg) | Thermal conductivity (W/mK) |
|---|---|---|---|
| GR25 | 23.2–24.1 | 45.3 | – |
| RT25–RT30 | 26.6 | 232.0 | 0.18 (liquid) 0.19 (solid) |
| n-Octadecane | 27.7 | 243.5 | 0.148 (liquid) 0.19 (solid) |
| $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ | 29.9 | 187 | 0.53 (liquid) 1.09 (solid) |
| $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ | 32,39 | 180 | 0.15 (liquid) 0.3(solid) |
| Paraffin wax | 32–32.1 | 251 | 0.514 (solid) 0.224 (liquid) |
| Capric acid | 32 | 152.7 | 0.153 (liquid) |
| (PEG900) | 34 | 150.5 | 0.188 (liquid) 0.188 (solid) |
| Lauric-palmitic | 35.2 | 166.3 | – |
| Lauric acid | 41–43 | 211.6 | 1.6 |
| Stearic acid | 41–43 | 211.6 | 1.60 (solid) |
| Medicinal paraffin | 40–44 | 146 | 2.1 (liquid) 0.5 (solid) |
| Paraffin wax | 40–53 | – | – |

*Tableau 2.2 : Sélection des MCPs dont la température de fusion est entre 20 et 50 °C*

- La chaleur latente et capacité thermique

Idéalement, le MCP doit avoir une forte chaleur latente et une capacité thermique importante afin de pouvoir absorber une grande quantité d'énergie.

- La conductivité thermique

La conductivité thermique du MCP doit être importante pour assurer une fusion homogène et par conséquent, une bonne homogénéité de la température au sein du matériau. De plus, une grande conductivité thermique du MCP permet également une restitution rapide de l'énergie stockée vers l'ambiant.

Cependant, la majorité des MCP utilisables pour le refroidissement de la batterie, dont également la paraffine, ont une conductivité thermique relativement faible (en dessous de 0.5 W/m.K). Afin d'y remédier, la paraffine est généralement associée avec un bon conducteur thermique tel que le graphite, un semi-métal ou un métal.

Concrètement, on utilise des matrices microporeuses d'un matériau à grande conductivité thermique qu'on imbibe de MCP en sorte de remplir la plupart de ses pores. La composition

volumique finale de l'association est généralement de 10% graphite, 75 à 85% MCP et les espaces poreux restants sont remplis d'air. En fonction de la composition du mélange, la valeur de la conductivité thermique effective peut aller jusqu'à 25 ou 30 W/m.K. Cette association permet d'absorber jusqu'à 10 fois plus d'énergie alors que la densité énergétique ne diminue que de 20% environ.

Le tableau 2.3 ci-dessous donne un exemple de combinaison entre un MCP et du graphite permettant d'améliorer les propriétés thermiques du MCP

| | ρ [kg/L] | $c_p$ [kJ/(L·K)] | λ [W/(m·K)] | ΔH [kJ/L] |
|---|---|---|---|---|
| 100 Vol. %PCM | 2.5 | 2.5 | 0.5 | 300 |
| 100 Vol. % graphite | 2.3 | 1.4 | 155 | 0 |
| 80 Vol. % PCM, 10 Vol. % graphite, 10 Vol. % air | 2.2 | 2.1 | 25 | 240 |

*Tableau 2.3 : Exemple de l'amélioration des propriétés thermo-physiques d'un MCP en l'associant avec du graphite [MEH99]*

- La durée de vie

La durée de vie d'un MCP est caractérisée par le nombre de cycles de fusion/solidification qu'elle peut supporter sans que ses propriétés thermo-physiques se dégradent. Compte tenu du coût de la batterie, la durée de vie du MCP est également un critère important.

Les paraffines ont généralement une durée de vie limitée. Hadjiava et al ont publié des résultats sur la stabilité thermo-physique de 3 différentes paraffines $C_{22.2}H_{44.1}$ (47.1 °C), $C_{23.2}H_{40.4}$ (57.1 °C) et $C_{24.7}H_{51.3}$ (62.6 °C) après 900 cyclages. Les deux premiers échantillons n'ont pas montré de signe de dégradation, cependant, une baisse significative de la chaleur latente a été constatée sur le troisième [HAD92]. Plusieurs recherches ont été réalisées afin de formuler de nouveaux MCP avec une durée de vie plus intéressante. Récemment, Alkan a travaillé sur la micro-encapsulation du n-eicosane avec du polymethylmethacrylate (PMMA). Le MCP micro-encapsulé obtenu a des caractéristiques intéressantes telle qu'une température de fusion de 35 °C, une chaleur latente aux alentours de 85 kJ/kg et surtout une bonne stabilité thermo-physique même après 5000 cyclages [ALK11].

- Les autres caractéristiques

Comme les cellules sont directement insérées dans la matrice MCP, cette dernière doit être isolante électriquement afin de réduire le risque de court-circuit électrique. Elle doit être également non-inflammable afin de pouvoir éviter la propagation du feu lors de l'emballement thermique local d'une des cellules du stockeur. Enfin, elle doit avoir une bonne tenue mécanique pour résister aux vibrations et aux chocs générés lors du roulage.

#### *c) Avantages et inconvénients*

Les avantages de l'utilisation du MCP dans la gestion thermique de la batterie ont été démontrés dans plusieurs études.

Dans [KIZ09], Kizilel a comparé les performances thermiques du MCP et de l'air pour le refroidissement d'une batterie Li-ion destinée au Ford Escape Hybrid. Les conditions de fonctionnement appliquées sont sévères: température ambiant 40 °C, courant de décharge 7C. Grâce à sa température de fusion adéquate (aux alentours de 43 °C) et à sa forte chaleur latente (123 kJ/kg), le MCP a permis de maintenir la température du pack en dessous de 50 °C avec une parfaite homogénéité de la température au sein du module. Avec un refroidissement à air, la température de la cellule s'élève à 60 °C à la fin de la décharge avec un gradient de température interne de la cellule allant jusqu'à 3 °C. Des conclusions similaires ont également été déduites par Sabbah et al dans [SAB08].

Kim a montré que pour les applications PHEV, l'utilisation de la matrice MCP combinée avec un refroidissement à air passif permet d'amortir la montée en température due au besoin de puissance important pendant de courtes durées. Si on souhaite éviter le dépassement momentané de la limite de température supérieure sans employer le MCP, il faudrait soit exploiter un refroidissement à air actif avec un coefficient de convection important, soit désactiver la batterie dès qu'elle atteint la température maximale autorisée. Il appartient donc au designer de comparer les contraintes (l'augmentation du poids, du coût, et éventuellement de la consommation énergétique) entrainées par chaque solution pour trouver la configuration la plus adéquate [KIM08].

Enfin, comme le MCP est utilisé sous forme d'une matrice, elle permet d'apporter un maintien mécanique à la batterie.

Toutefois, l'utilisation du MCP implique une augmentation de la masse et du coût total de l'organe batterie. La durée de vie limitée du MCP est également un contraint qui limite le développement des solutions de refroidissement de la batterie par MCP.

### 2.3.4. Refroidissement par caloduc

#### *a) Généralité sur les caloducs:*

Le caloduc est un super-conducteur thermique fonctionnant en cycle fermé selon le principe évaporation-condensation avec retour de liquide par capillarité et/ou par gravité. Un caloduc est ainsi constitué d'une enceinte hermétiquement close, d'un fluide de travail et d'un réseau capillaire. Lors de la fabrication, tout l'air présent dans le tube caloduc est évacué et on introduit une quantité de liquide permettant de saturer le réseau capillaire. Il y a alors établissement d'un équilibre entre la phase liquide et la phase vapeur.

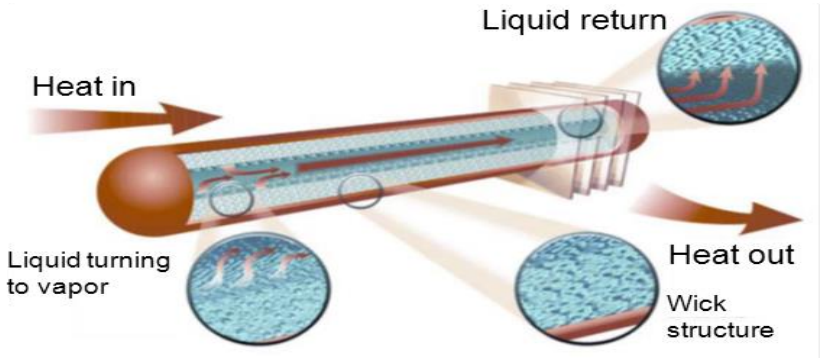



*Figure 2.15 : Principe de fonctionnement du caloduc*

Le principe de fonctionnement d'un caloduc est résumé dans la figure 2.15 ci-dessus. Sous l'effet d'une source chaude appliquée à l'une des extrémités (nommée évaporateur), le liquide se vaporise en induisant une légère surpression qui provoque le mouvement de la vapeur vers la seconde extrémité (nommée condenseur). En ce point, la vapeur se condense et repasse en phase liquide. Le fluide condensé circule dans le réseau capillaire et revient vers l'évaporateur sous l'effet de forces capillaires. Ce cycle peut se poursuivre indéfiniment, de manière autonome et sans maintenance.

Lors de la phase d'évaporation, le fluide absorbe de l'énergie qu'il restitue lors de la phase de condensation. Il y a donc au global un transfert thermique entre deux points avec un très faible écart de température. Si on compare un caloduc à un tube de cuivre de même longueur et de même diamètre, pour un même écart de température entre les deux extrémités, le tube caloduc transporte environ 1000 fois plus de puissance que le tube de cuivre.

La géométrie du caloduc peut être variable. Le caloduc peut avoir la forme d'un tube cylindrique ou d'une plaque plane. On peut même combiner ces deux géométries dans le même système ou utiliser des tubes coudés afin de faciliter l'intégration du caloduc dans les espaces restreints. La figure 2.16 présente plusieurs géométries courantes de caloducs.

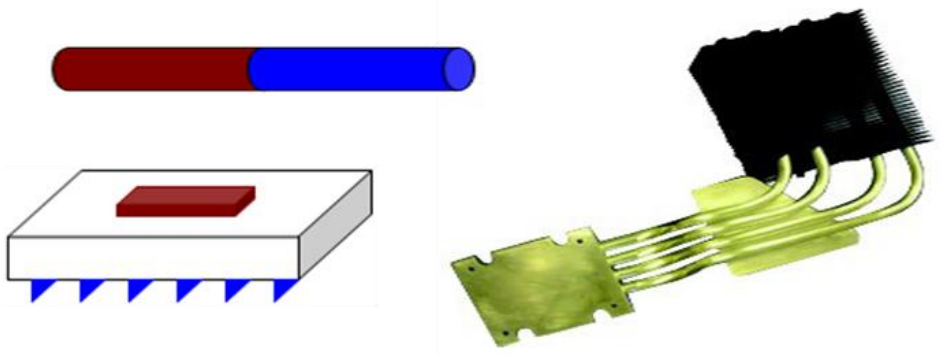


*Figure 2.16 : La géométrie variée du caloduc (tube, plat, coudé)*

Enfin, le caloduc n'est qu'un moyen de transport de l'énergie. Si on veut dissiper la puissance vers l'extérieur, il est nécessaire de rajouter des ailettes (afin d'augmenter la surface d'échange). De même, au niveau de l'évaporateur, toutes les interfaces entre le caloduc et la source chaude doivent être correctement gérées afin d'avoir un système performant.

### b) *Les composants d'un caloduc*

- Fluide

Le choix du fluide caloporteur dépend intimement de la plage de température de travail désirée. La comparaison des performances de divers fluides caloporteurs à une température donnée peut être faite sur la base d'un nombre adimensionnel communément appelé « facteur de mérite». Ce nombre caractérise les propriétés thermo physiques du fluide et plus sa valeur est importante, meilleures sont les performances du caloduc. Le facteur de mérite est défini suivant le type de pompage mis en jeu dans le caloduc. Pour un caloduc à pompage capillaire (le retour du condensat est assuré par le liquide), le facteur de mérite du fluide caloduc [CHI76] est donné par :

$$M_c = \frac{\rho_l \sigma_l \Delta H}{\mu_l}$$

La figure 2.17 donne la valeur du facteur de mérite de plusieurs fluides sur une large plage de température.

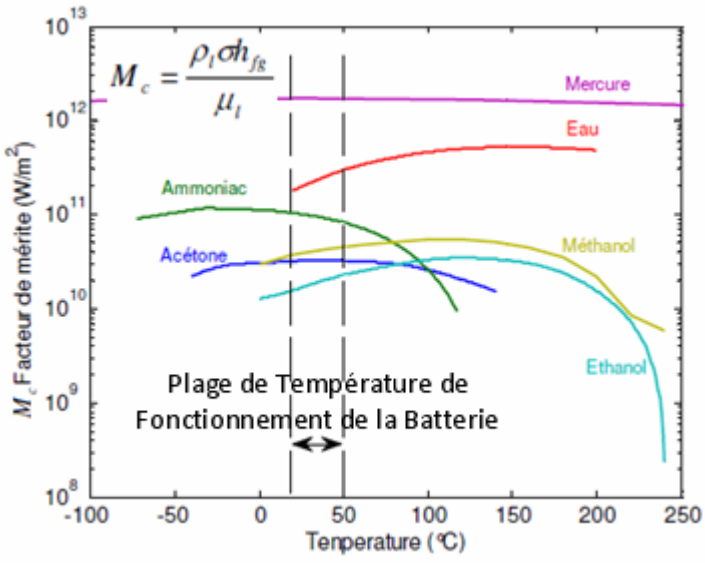



*Figure 2.17 : Facteur de mérite des fluides de travail les plus courants.*

Le choix du fluide est également déterminé par d'autres critères, à savoir :

- les performances thermiques du fluide : chaleur latente, conductivité thermique et tension superficielle élevées.

- la compatibilité du fluide avec les autres constituants du caloduc : l'interaction chimique avec le matériau de l'enveloppe, mouillabilité avec la structure capillaire.

Le mercure possède le facteur de mérite le plus élevé mais son coût de mise en œuvre est très élevé. L'eau est le fluide le plus largement utilisé dans les caloducs car en plus de son facteur de mérite élevé, elle possède également une tension superficielle, une chaleur latente et une conductivité thermique élevées.

- Enceinte métallique

La nature du matériau de l'enveloppe est liée à la nature du fluide caloporteur. En effet, les réactions chimiques qui risquent de se produire entre le fluide et l'enveloppe pourraient engendrer l'apparition de corrosion et des gaz incondensables. Ces derniers sont susceptibles de bloquer les échanges thermiques au niveau du condenseur et dégrader les performances du caloduc.

De plus, il faut également que le métal ait une bonne conductivité thermique afin d'augmenter la conductivité thermique globale du système.

Enfin, comme l'enveloppe est mise sous vide, il est important que ce dernier soit résistant d'un point de vue mécanique la pression interne du caloduc.

- Le réseau capillaire

Les trois caractéristiques principales du réseau capillaire sont : la pression capillaire, la perméabilité et la conductivité thermique.

- La pression capillaire, notée $\Delta P_c$, est exprimée par la relation simple :

$$\Delta P_c = \frac{i\sigma_l}{R_{eff}}$$

  Selon le type de structure poreuse, la constante i peut prendre la valeur de 1 ou 2.

  Afin de maintenir l'écoulement du liquide, la pression capillaire doit être supérieure à la somme des pertes de pression au sein des écoulements du liquide et de la vapeur.

$$\Delta P_c \geq \sum \Delta P_v + \sum \Delta P_l$$

- La perméabilité est caractérisée par la section de passage du liquide à travers la section totale de la structure capillaire. Puisque le flux thermique transmis par le caloduc est

proportionnel au débit massique du liquide et de sa chaleur latente, une perméabilité élevée du réseau capillaire sous-entend donc un pouvoir de transfert de chaleur intéressant du caloduc.

$$Q = \dot{m}_l \Delta H$$

Toutefois, il existe un compromis à établir entre la perméabilité et la pression capillaire. En effet, l'amélioration de la perméabilité implique l'augmentation du rayon effectif de la structure poreuse. Or la pression capillaire est inversement proportionnelle au rayon effectif, une amélioration de la perméabilité pourrait entrainer donc une dégradation de la pression capillaire.

- En outre de cette considération hydrodynamique, la conductivité thermique est également une caractéristique importante de la structure capillaire. Une bonne conductivité thermique permet d'assurer le transfert thermique radial de la paroi externe vers l'interface liquide-vapeur où se produit le changement de phase.

Le tableau 2.4 ci-dessous permet de comparer les avantages et les inconvénients de chacune des structures capillaires en fonction de leurs différentes caractéristiques.

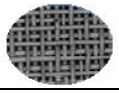
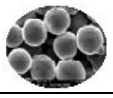
| **Type** | | **Pression capillaire** | **Perméabilité** | **Conductivité thermique** |
|---|---|---|---|---|
| Mèche tissée |  | Elevée | Faible à moyenne | Faible |
| Rainure axiale |  | Faible | Moyenne à élevée | Très élevée |
| Poudre métal frité |  | Très élevée | Faible à moyenne | Moyenne |
| Rainure axiale avec toile écran |  | Elevée à très élevée | Moyenne à élevée | Elevée |
| Métal frité avec artère liquide intégrée |  | Elevée à très élevée | Moyenne à élevée | Moyenne |

*Tableau 2.4 : Comparaison entre les différents réseaux capillaires du caloduc*

### *c) Les études sur l'utilisation du caloduc pour le refroidissement de la batterie*

Les caloducs sont utilisés depuis plusieurs années dans les domaines très variés comme le ferroviaire, l'aérospatial, sur des composants d'électronique de puissance. Ils sont également beaucoup utilisés dans les capteurs solaires à tube en verre pour la production de l'eau chaude. Récemment, l'utilisation des dissipateurs à caloducs s'est démocratisée dans le domaine du refroidissement de microprocesseur pour micro-ordinateurs. Cependant, l'utilisation du caloduc pour la gestion thermique de la batterie n'est pas encore courante. Les recherches portées sur la potentialité de refroidir la batterie grâce au caloduc ont toutefois rapporté des résultats en terme d'efficacité.

Une première étude a été réalisée en 1971 par Mahefkey sur le refroidissement des cellules Ni-Cd par caloduc [MAH71]. La partie évaporateur du caloduc plat est placée entre deux cellules de batterie et la partie condenseur est introduite dans une conduite d'air. Les auteurs ont comparé l'efficacité d'un caloduc plat avec celle d'une plaque froide en aluminium et ont trouvé que le caloduc permet de refroidir de manière plus efficace que la plaque froide (le transfert thermique est dans le premier cas 26% plus efficace que le deuxième)

Zhang a étudié en 2009 le refroidissement d'un module de 6 cellules Ni-MH [ZHA09]. Il a également trouvé que, comparé au refroidissement par air, le caloduc est plus efficace, offrant une température moyenne (43 °C avec le caloduc contre 55 °C en convection naturelle et 47 °C en convection forcée) et un gradient de température plus faible au sein du pack.

Wu et al ont expérimenté l'utilisation du caloduc sur une cellule Li-ion 12 Ah. Ils ont trouvé que par rapport au refroidissement conventionnel par air, l'ajout d'un caloduc avec des ailettes intégrées sur la partie condenseur peut réduire considérablement la température de la cellule, en convection naturelle ainsi qu'en convection forcée [WU02].

Plus récemment, dans le but d'améliorer la gestion thermique des véhicules électriques, Rao et al [RAO13] ont travaillé sur un système de refroidissement où la partie condenseur des caloducs est refroidie à eau. Les résultats ont montré lorsque la puissance générée par le module de batterie n'excède pas 30 W, sa température est maintenue en dessous de 50 °C avec un gradient de température en dessous de 5 °C.

### 2.3.5. Récapitulatif du panel des technologies de refroidissement

L'ensemble des solutions de refroidissement actuellement utilisées et éventuellement applicable pour la batterie est résumé dans le tableau 2.5 ci-dessous :

| | Air | Eau | Réfrigérant | MCP | Caloduc |
|---|---|---|---|---|---|
| Capacité de refroidissement | - | + | ++ | ++ | ++ |
| Homogénéité | - | + | ++ | ++ | ++ |
| Consommation énergétique | + | - | -- | + | + |
| Contraintes d'intégration | + | - | -- | + | + |
| Coût de fabrication | + | -- | --- | -- | --- |
| Cout d'entretien | + | - | -- | + | + |

*Tableau 2.5 : Panel de solution de refroidissement pour la batterie*

# 3. Modèle thermique d'une cellule Li-ion

## 3.1. Modèle de perte thermique de la cellule électrochimique

### 3.1.1. L'origine des pertes

Bernardi [BER85] et Rao [RAO97] ont trouvé que l'énergie générée par une cellule électrochimique lorsqu'elle est chargée ou déchargée est la somme de 4 contributions élémentaires :

#### *a) La partie Ohmique*

Cette perte est due à la manifestation thermique de la résistance électrique de la cellule (connue sous le nom de l'effet Joule). Il se produit lors du passage d'un courant électrique dans la cellule et est toujours positif, quel que soit le sens du courant électrique. Par conséquent, la perte Ohmique est encore connue sous le nom de « perte irréversible ».

Elle peut être facilement identifiée selon la relation ci-dessous :

$$Q_{irrev} = I(U - U_0^{\,avg})$$

Où $U_o$ représente la tension à vide théorique de la cellule et l'exposant avg indique que cette propriété est évaluée en considérant une composition moyenne des espèces. En faisant appel à la notion de résistance interne présentée dans la partie 2.1.3, la relation précédente peut être exprimée d'une autre manière :

$$Q_{irrev} = I^2 R_{\text{int}}$$

Cette deuxième relation montre que lorsque le courant de charge ou de décharge augmente, l'amplitude de la perte Ohmique peut croitre très rapidement.

#### *b) La partie électrochimique*

Cette partie représente la puissance due à la variation d'entropie des différentes espèces lors des réactions électrochimiques au sein de la cellule. Cette composition peut être négative ou positive selon le sens du courant, ainsi, elle est également nommée « perte réversible ».

$$Q_{rev} = IT\frac{dU_o^{\,avg}}{dT}$$

Le terme $dU_o/dT$ est appelé le coefficient d'entropie de la cellule. L'exposant '$^{avg}$' indique que cette dernière est évaluée en considérant une composition moyenne des espèces. Ce coefficient d'entropie dépend de la composition chimique de la cellule. Les cellules de la même chimie peuvent ainsi avoir des coefficients d'entropie similaires. Pour chaque cellule, le coefficient d'entropie varie en fonction de l'état de charge (qui correspond au taux de matière actif restant sur chaque électrode et donc la composition chimique instantanée de chaque électrode).

En pratique, la partie entropique est souvent négligée lors de l'estimation de perte thermique de la batterie pour les motifs suivants :

- Pour certains auteurs, la partie entropique est proportionnelle au courant mais la perte irréversible est proportionnelle au carrée du courant. Par conséquent, la perte irréversible peut vite prendre une proportion importante par rapport à la partie entropique, surtout lorsque les courants sollicités sont élevés [GUO11].

- De plus, les cycles de roulage sont généralement alternés par des phases de décharge et des phases de charge. Comme la partie entropique est réversible, on considère que sur un cycle global, elle s'auto-annule partiellement voir totalement pour les cycles de roulage à bilan batterie nul.

Toutefois, plusieurs études ont démontré que la partie réversible peut avoir des influences non négligeables lors des calculs thermiques de nombreuses chimies de batterie.

Hallaj [HAL00] a constaté sur plusieurs cellules type 18650 que l'on peut constater un effet endothermique non négligeable du à la partie entropique durant la charge, surtout à faible régime (C/3).

Dans [WIL09 et VIS10], les auteurs ont montré qu'en fonction de la nature de la cathode et de l'anode, la partie entropique peut être plus ou moins importante. Parmi les cathodes étudiées, la chimie $LiCoO_2$ a une variation d'entropie plus importante comparée aux autres chimies. Du coté des anodes, le graphite a un coefficient d'entropie plus grand que le lithium titanate. Pour une cellule $LiCoO_2$-Graphite ou $LiCoO_2$-LTO, la partie entropique est en moyenne 4.5 fois plus importante que la partie Ohmique à faible régime (C/8). A régime 1C, le rapport entre ces deux contributions diminue mais la partie entropique reste une contribution non négligeable (60% de la perte Ohmique en moyenne).

### *c) La partie liée au changement de phase*

Cette partie est générée uniquement lors du changement de la phase cristalline d'une des espèces dans la cellule. Elle est par conséquent instantanée et peut être négative ou positive, en fonction de la variation d'enthalpie de l'espèce en question. Lorsqu'il y a aucun changement de phase, ce terme est nul.

Vu la caractéristique éventuelle et instantané du changement de phase, la perte qui y est liée est généralement considérée comme négligeable par rapport aux deux premières pertes.

Saito et al [SAI97] ont mesuré le flux de chaleur générée par d'une cellule $LiCoO_2$/graphite lors d'une décharge complète à différentes températures en utilisant un calorimètre. Ils ont constaté sur le profil de puissance générée, un pic exothermique suivi par un pic endothermique aux alentours de 100mAh. Ils ont également remarqué que lorsque la température augmentait, l'amplitude de ces pics diminuait. Après investigation, l'exothermie et l'endothermie constatées correspondaient à la formation et la disparition de la structure monocyclique de $Li_{0.5}CoO_2$ (la structure cristalline de $Li_xCoO_2$ étant hexagonale pour $x \neq 0.5$).

On voit sur la figure 3.3 ci-dessous que le flux de chaleur liée au changement de phase du $Li_xCoO_2$ est instantané. Par conséquent, elle peut être négligée par rapport à la perte globale générée pendant toute la décharge. De plus, l'amplitude de la puissance dissipée lors du changement de phase diminue avec la température et devient très faible dans la plage de température de fonctionnement optimal de la batterie.

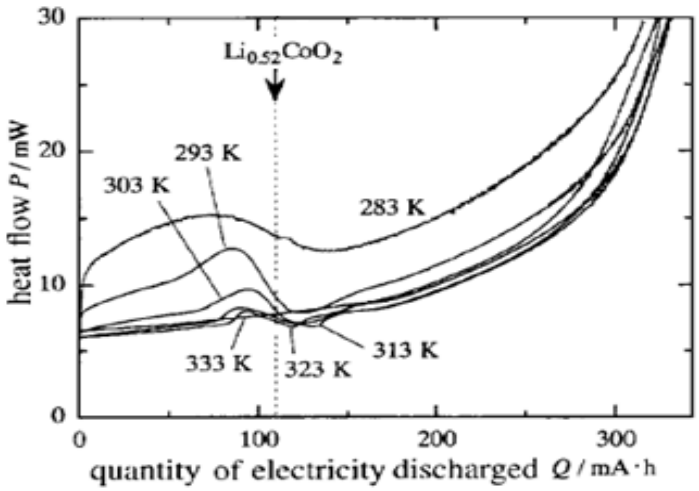



*Figure 3.1 : Profil de la puissance générée lors de la charge complète d'une cellule $LiCoO_2$*

### *d) La partie due aux gradients de concentration (mixing heat)*

La dernière contribution est due à l'existence des gradients de concentration au sein de la cellule. On peut distinguer 4 types de gradients de concentration dans les batteries à insertion :

- Gradient de concentration au sein de l'électrode dû à une hétérogénéité de la distribution du courant.

- Gradient de concentration dû au transfert de matière lorsque les ions traversent l'électrolyte pour se déplacer d'une électrode à l'autre.
- Gradient de concentration au sein des particules de matériau d'insertion dû à la formation des produits de la réaction électrochimique sur l'interface entre ces particules et l'électrolyte (figure 3.2).
- Gradient de concentration au sein des pores de l'électrolyte dû à la formation des produits de la réaction électrochimique sur l'interface entre l'électrolyte et les particules de matériau d'insertion.

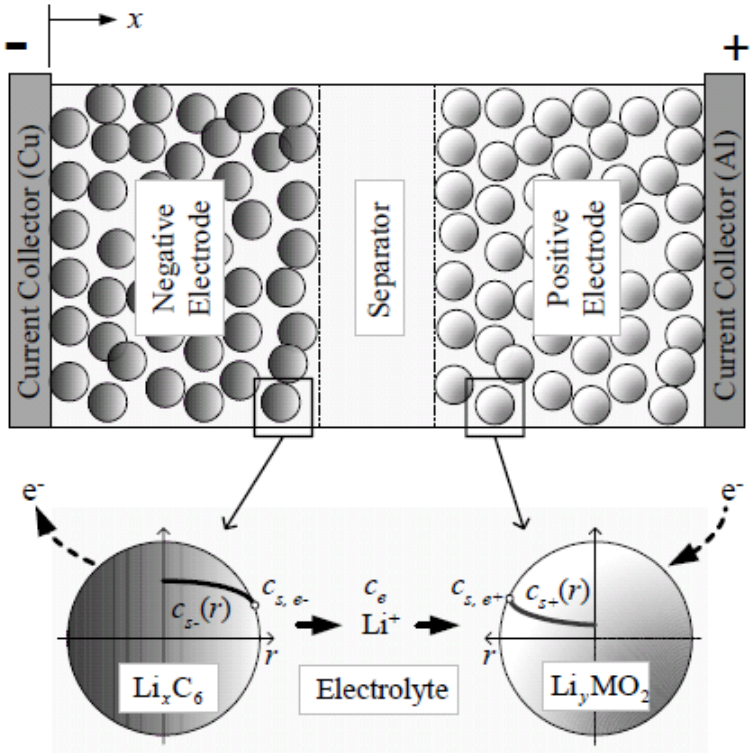



*Figure 3.2 : Illustration du gradient de concentration au sein des particules de matériau d'insertion d'une cellule Li-ion*

On remarque que cette perte est la seule des 4 qui soit dépendante de la variation spatiale des espèces au sein la cellule électrochimique. La quantification de cette dernière est difficile car elle implique une intégration du profil de concentration.

$$Q_{mixing} = \int \sum_i (\overline{H_i} - \overline{H_i^{avg}}) \frac{\delta c_i}{\delta t} dV$$

Thomas et al [THO03] ont estimé la perte due aux gradients de concentration générée par deux cellules (la première avec l'électrolyte en liquide et la deuxième avec l'électrolyte en polymère) pendant 3h de décharge. Cette énergie est comparée avec les autres pertes calculées à la même occasion. Ils ont conclu que la perte due aux gradients de concentration est négligeable par rapport aux autres termes tels que la perte Ohmique ou la partie entropique.

| | $\Delta H$ (J/m²) | |
|---|---|---|
| | cell 1 | cell 2 |
| Heat of mixing | | |
| Within particles | 22–110 | 3 |
| Across electrode | 0.1–19 | 52 |
| Across electrolyte | 2.0 | −52 |
| Within pores | $1 \times 10^{-6}$ | −0.0003 |
| Irreversible + entropic | 7520 | 20160 |

*Tableau 3.1 : Perte due aux gradients de concentration comparée aux pertes Ohmique et entropique [THO03]*

Plus récemment, Zhang [ZHA08] a quantifié les différentes pertes générées au sein de la cathode $LiMn_2O_4$ sous deux régimes de charge différents. Il a également conclu que l'ordre de grandeur de la perte due aux gradients de concentration est beaucoup plus faible que celui de la perte irréversible ou de la perte entropique et que ce composant est par conséquent négligeable.

| | Case I | Case II |
|---|---|---|
| Potential sweep rate $v$ | 0.4 mV/s | 1 mV/s |
| Charge time | 2000 s | 800 s |
| Heat of mixing | $-7.55 \times 10^{-14}$ W | $-2.31 \times 10^{-13}$ W |
| Resistive heating | $2.88 \times 10^{-12}$ W | $1.63 \times 10^{-11}$ W |
| Entropic heat | $-4.88 \times 10^{-12}$ W | $-1.24 \times 10^{-11}$ W |

*Tableau 3.2 : Perte due aux gradients de concentration comparée aux pertes Ohmique et entropique [ZHA08]*

Enfin, lors des expériences sous calorimètre, on constate qu'à la fin de la sollicitation, la cellule continue à générer/absorber de la chaleur. Les pertes ohmique et entropique étant nulles à courant nul, si l'on néglige la perte liée au changement de phase, il s'agit bien de la perte due aux gradients de concentration. Cette génération/absorption de chaleur disparait lorsque la cellule est complètement relaxée et que la concentration des espèces devient homogène.

### *Remarque*

Dans le cadre de la thèse, nous considérons que les réactions secondaires liées au vieillissement de la cellule sont négligeables. Par conséquent, l'effet thermique (endothermique/exothermique) lié à ces réactions électrochimiques ne sont pas pris en compte.

### 3.1.2. Mise en équation et méthode de quantification

En négligeant les pertes liées au changement de phase et aux gradients de concentration, la dissipation thermique globale de la cellule peut être calculée de la manière suivante :

$$Q_{tot} = I(U - Uo) + IT\frac{dUo}{dT}$$

Pour quantifier l'énergie générée par une cellule de batterie, il convient de connaitre :

- Le courant instantané
- La tension réelle
- La température de la cellule
- La tension à vide
- Le coefficient d'entropie

Les trois premières grandeurs physiques peuvent être mesurées directement sur la cellule. Quant à la tension à vide et au coefficient d'entropie, ces caractéristiques peuvent être déterminées au préalable pour chaque cellule.

- La tension à vide

  Nous avons vu dans la partie 2.1.3 qu'il s'agit d'une caractéristique électrique propre à la cellule qui est dépendante de l'état de charge ainsi que de la température de la cellule. La tension à vide peut être déterminée au préalable en respectant un protocole précis.

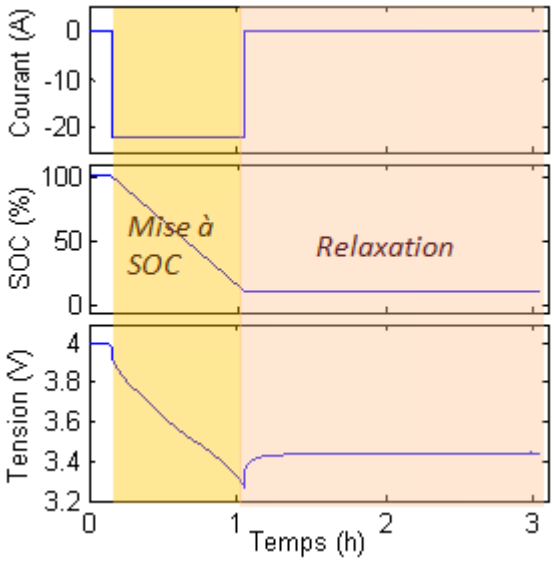



*Figure 3.3 : Mesure de tension à vide à 20% de SOC, 20 °C d'une cellule 22 Ah*

Dans une enceinte maintenue à une température stable, la cellule est mise à un SOC utilisant un courant 1C, puis laissée reposer pendant 2h. A la fin de la pause, on obtiendra la tension à vide pour ce point de fonctionnement précis.

Pour connaitre la tension à vide à un autre niveau de SOC ou une autre température, il convient de répéter la procédure au point de fonctionnement correspondant.

- Le coefficient d'entropie

Il existe deux méthodes de quantification du coefficient d'entropie: la potentiométrie et la calorimétrie.

- La potentiométrie

Cette méthode, utilisée dans [THO01, FUN02, LU06], consiste à mesurer la tension à vide de la cellule à plusieurs niveaux de températures. Ensuite, la dérivée de la tension à vide en fonction de la température est calculée. Cette dernière correspond donc à la variation d'entropie.

- La calorimétrie

Dans [THO01, HUA06], les auteurs ont travaillé avec la calorimétrie. Il s'agit de mesurer la puissance globale générée par la cellule grâce à un calorimètre pendant un cycle de charge et un cycle de décharge à faible régime.

Les pertes globales mesurées par calorimètre sont la somme de la partie irréversible et réversible pour chaque phase de charge ou décharge

$$Q_{tot}^{charge} = Q_{irrev}^{charge} + Q_{rev}^{charge}$$

$$Q_{tot}^{decharge} = Q_{irrev}^{decharge} + Q_{rev}^{decharge}$$

La partie réversible lors de la charge est égale à l'opposé de la partie réversible lors de la décharge.

$$Q_{rev}^{charge} = -Q_{rev}^{decharge} = I^{charge} T \frac{dU_0}{dT}$$

La faible densité de courant permet d'assumer que la perte irréversible est la même pour la charge que pour la décharge [HUA06].

$$Q_{irrev}^{decharge} = Q_{irrev}^{charge}$$

Par conséquent, on peut estimer le coefficient d'entropie de la cellule selon la relation suivante :

$$\frac{dU_0}{dT} = \frac{Q_{tot}^{charge} - Q_{tot}^{decharge}}{2I^{charge} T}$$

Thomas et al [THO01] ont travaillé sur les deux méthodes de quantification du coefficient d'entropie et ont trouvé que :

- Avec la potentiométrie, le coefficient d'entropie obtenu suite au mesures dans le sens de la charge (cellule 739 #1) est le même que celui obtenu dans le sens de la décharge (cellule 739 #2).

- Comparé à la potentiométrie, la calorimétrie donne des résultats très similaires.

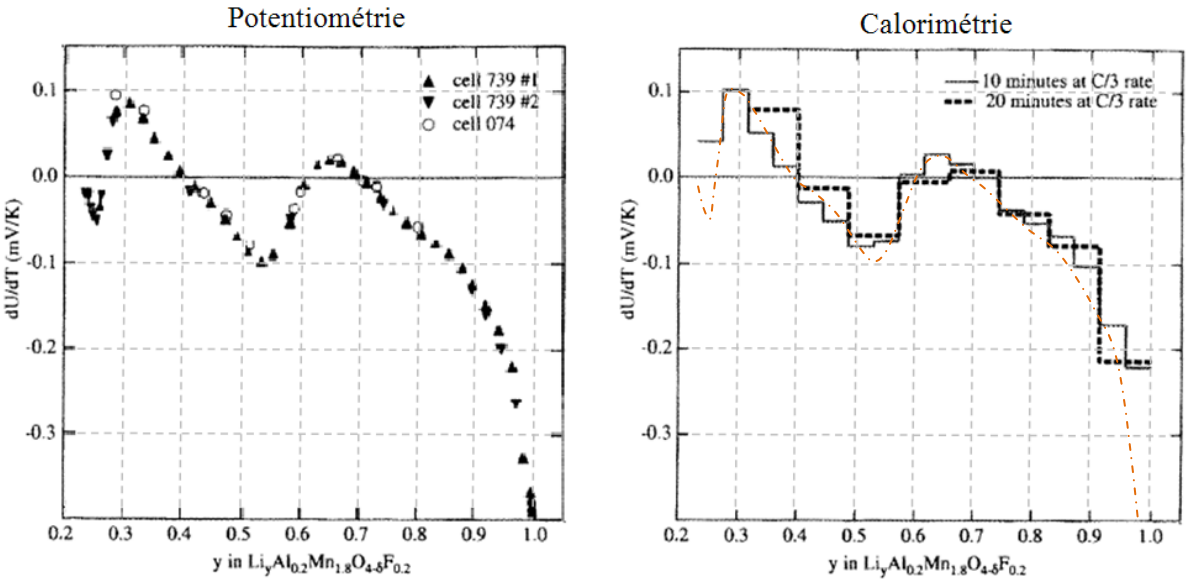



*Figure 3.4 : Comparaison entre le coefficient d'entropie obtenu par potentiométrie et par calorimétrie*

## 3.2. Modèle thermique 2D de la cellule

Cette partie est consacrée à la réalisation d'un modèle thermique 2D de la cellule Li-ion. Un tel modèle permettra de connaitre la distribution de la température au sein de la cellule.

Comme l'enveloppe des cellules est faite en métal avec une très bonne conductivité thermique et a une très faible épaisseur (<1mm), nous avons choisi de négliger l'influence thermique de l'enveloppe. Nous modélisons uniquement la partie électrochimique des cellules, composée d'une bobine ou d'un empilement de feuilles d'électrodes alternées avec des feuilles de séparateur.

### 3.2.1. Mise en équation

#### *a) Equation de la chaleur*

Nous avons utilisé l'équation de la chaleur de Fourrier ci-dessous:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = div\left(\lambda \cdot grad(T)\right) + \dot{q}$$

Comme indiqué dans le chapitre précédent, la cellule Li-ion peut avoir plusieurs formes géométriques : cylindrique, prismatique ou sachet souple. La géométrie de cellule sachet souple peut être assimilée avec celle d'une cellule prismatique rigide de faible épaisseur. Cela nous amène à deux géométries distinctes: cylindrique et prismatique. Pour modéliser la cellule cylindrique, nous optons pour un système de coordonnées cylindriques (O, r, θ, z). Dans le cas de la cellule prismatique/sachet souple, nous avons utilisé un système de coordonnées cartésiennes (O, x, y, z).

Les équations de chaleur pour chaque géométrie dans son système des coordonnées respectif:

- Cellule cylindrique

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}\left(r \cdot \lambda_r \cdot \frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\lambda_\theta \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q}$$

- Cellule prismatique rigide/sachet souple

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda_x \cdot \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda_y \cdot \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q}$$

### b) *Les hypothèses*

- Symétrie

Afin de basculer du système à 3 dimensions en système à 2 dimensions, nous avons considéré les symétries suivantes :

- Cellule cylindrique

  Comme le sandwich des feuilles d'électrodes alternées par des feuilles de séparateur est enroulé sur lui-même pour former une bobine cylindrique, on peut opter pour une symétrie de révolution.

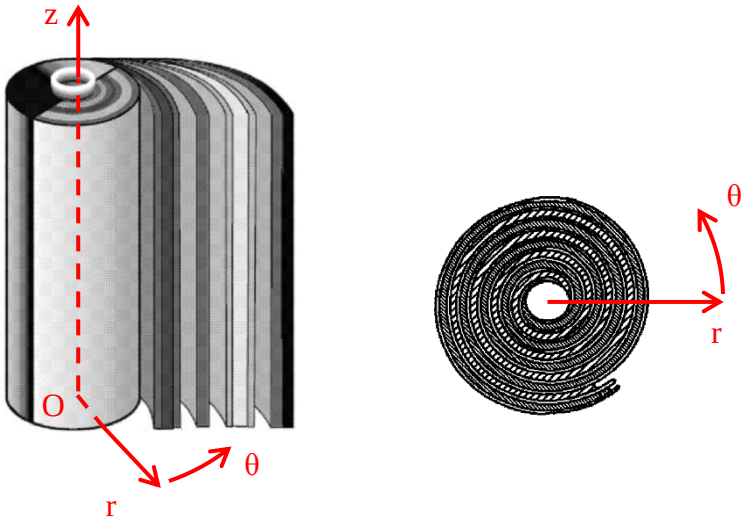



*Figure 3.5 : Symétrie de la cellule cylindrique*

Par conséquent, l'équation de la chaleur peut être réécrite sous la forme suivante :

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}\left( r \cdot \lambda_r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z}\left( \lambda_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q}$$

- Cellule prismatique/sachet souple

  Pour la cellule prismatique ou sachet souple, le gradient de température le plus important est celui selon l'axe Ox pour les raisons suivantes :

  - la cellule est faite d'un empilement de feuilles ou d'une bobine aplatie, et la conductivité thermique entre les couches est faible

  - pour obtenir plus d'efficacité, le refroidissement se fait généralement selon les grandes faces (en parallèle avec zOy)

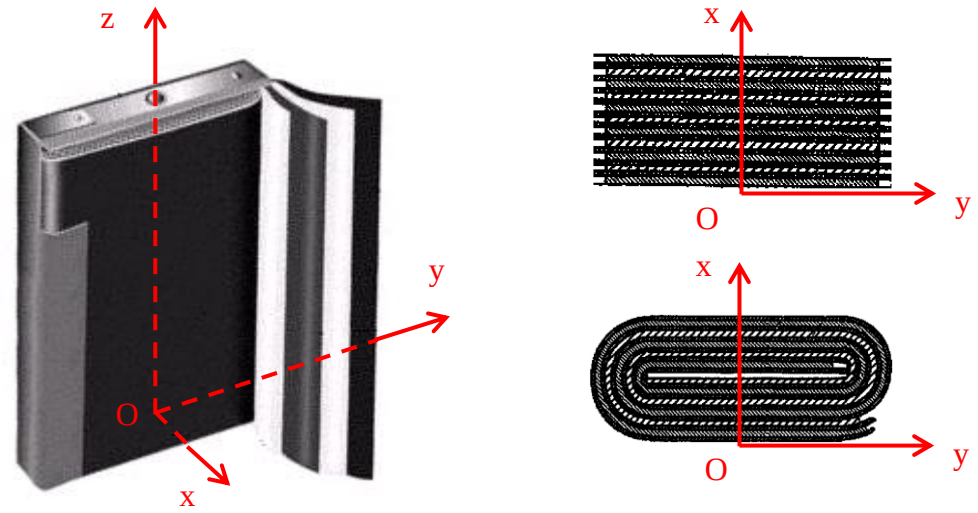



*Figure 3.6 : Symétrie de la cellule prismatique*

ar conséquent, nous avons opté pour une modélisation dans le plan xOy afin de pouvoir contrôler de près le gradient de température selon l'axe Ox. Ainsi, l'équation de la chaleur peut être réécrite sous la forme suivante :

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda_x \cdot \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda_y \cdot \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \dot{q}$$

- Conductivité thermique

Chaque feuille d'électrode a ses propres propriétés thermiques dont la conductivité thermique. Dans l'absolu, si nous souhaitons modéliser en détail la cellule, il faudra modéliser chacune des feuilles présentes dans la cellule. Cependant, Chen a démontré que nous pouvons considérer la cellule comme un milieu homogène avec des propriétés thermiques équivalentes [CHE93].

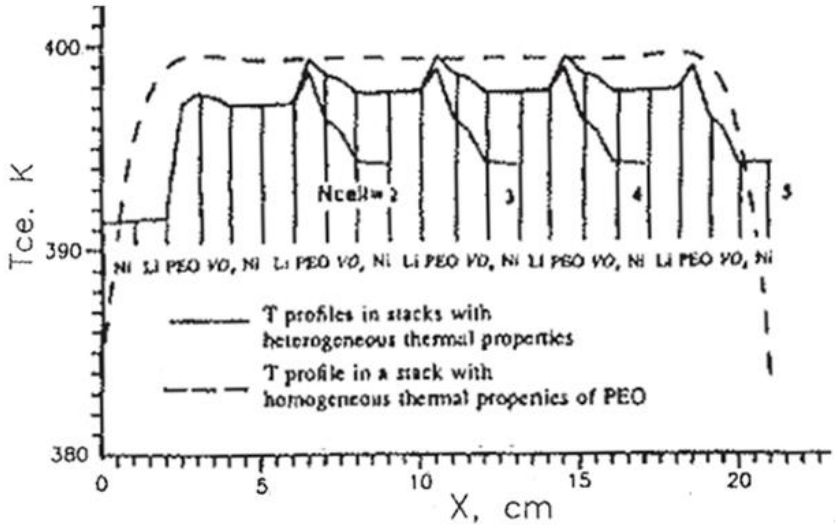



*Figure 3.7 : Comparaison entre une simulation utilisant des propriétés thermiques hétérogènes et une simulation utilisant des propriétés thermiques homogènes*

La figure 3.7 compare le profil de température d'une simulation utilisant des propriétés thermiques hétérogènes et celui d'une simulation avec des propriétés thermiques homogènes. Pour ces simulations, l'épaisseur des différentes couches de matériaux a été sur-évaluée et malgré cela, l'écart de température constaté entre deux simulations est très faible. En réalité, l'épaisseur des différentes couches d'électrode et de séparateur est beaucoup plus faible, l'hétérogénéité des propriétés thermiques entre ces couches n'a donc pas d'influence sur la distribution de la température au sein de la cellule.

En plus de cette raison, la modélisation de chaque couche de matériaux n'a pas été adoptée pour les raisons supplémentaires suivantes :

- Taille du modèle : Les feuilles d'électrodes et de séparateur ont une très faible épaisseur (de l'ordre de quelques µm). Pour les modéliser, il faut utiliser des mailles de dimension équivalente à leur épaisseur, ce qui nous amène à des milliers de mailles dans chaque direction soit des millions de mailles pour un modèle en 2D et des milliards de mailles pour un modèle en 3D. Le grand nombre de mailles implique un processeur de grande puissance pour la résolution du modèle ainsi qu'un temps de calcul très long.

- Indisponibilité des données : En général les fournisseurs de cellule de batterie donnent uniquement des caractéristiques globales de la cellule, notamment la conductivité thermique dans chaque direction. De plus, dans le cadre de la thèse, nous ne possédons pas des moyens pour démonter la cellule et identifier les propriétés thermiques des électrodes et du séparateur.

En utilisant une conductivité thermique équivalente dans chaque direction, nous obtenons donc les équations de la chaleur pour chaque géométrie dans son système de coordonnées respectif :

- Cellule cylindrique

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_r \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}\left( r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \lambda_z \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \dot{q}$$

- Cellule prismatique/sachet souple

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_x \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_y \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \dot{q}$$

- Capacité thermique

En considérant la partie électrochimie de la cellule comme un matériau équivalent, nous pouvons utiliser, comme avec la conductivité thermique, une capacité thermique équivalente de la cellule.

En général, cette capacité thermique d'un matériau est dépendante de la température selon la loi empirique.

$$c_p = a + bT + cT^2$$

où a, b, c sont des paramètres empiriques à définir.

Cependant, Bernardi et al ont également trouvé que généralement, la capacité thermique ne change pas substantiellement durant l'opération. Ce qui leur a permis d'utiliser une valeur de capacité thermique moyennée dans leur modèle de la batterie [BER85].

De même, nous employons dans notre modèle la capacité thermique équivalente donnée par le fabriquant et valable sur la plage de température de fonctionnement de la batterie.

### *c) Conditions limites*

- Cellule cylindrique

Pour la cellule cylindrique, nous considérons que le cœur de la cellule est isolant thermiquement. Par conséquent, le flux thermique au cœur de la cellule est nul.

$$\lambda_r \left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=R1} = 0$$

où $R_1$ est le rayon intérieur de la bobine cylindrique.

Hallaj a utilisé la même condition limite dans son modèle 1D de la cellule cylindrique [HAL99].

Sur les parois, on peut considérer différentes conditions de refroidissement sur chaque paroi. Ce qui donne les conditions limites suivantes :

$$-\lambda_r \left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=R2} = h_2(T|_{r=R2} - T_a) \qquad \lambda_z \left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{z=0} = h_1(T|_{z=0} - T_a)$$

$$-\lambda_z \left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{z=H} = h_3(T|_{z=H} - T_a)$$

où $R_2$ et H sont respectivement le rayon extérieur de la bobine cylindrique et la hauteur de la cellule.

- Cellule prismatique

Pour la cellule prismatique, la convection sur les parois permet d'écrire les conditions limites ci-dessous :

$$\lambda_x \left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{x=0} = h_1(T|_{x=0} - T_a) \qquad \lambda_y \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} = h_2(T|_{y=0} - T_a)$$

$$-\lambda_x \left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{x=E} = h_3(T|_{x=E} - T_a) \qquad -\lambda_y \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=N} = h_4(T|_{y=N} - T_a)$$

où E et N sont respectivement l'épaisseur et la largeur de la cellule.

### 3.2.2. Discrétisation et résolution du modèle

Afin de résoudre le système d'équations thermiques et ses conditions limites, nous procédons à une discrétisation selon la méthode des différences finies utilisant des développements de Taylor. Pour assurer une bonne stabilité du système, nous avons adopté le schéma implicite.

Suite à la discrétisation, l'ensemble des équations peut être présenté sous la forme du système d'équations suivant :

- Cellule cylindrique

$$\left[T^{n}\right]_{nr\cdot nz,1} = \left[A\right]_{nr\cdot nz,nr\cdot nz} \cdot \left[T^{n+1}\right]_{nr\cdot nz,1} + T_a\left[B\right]_{nr\cdot nz,1} - c\cdot\left[\dot{q}\right]_{nr\cdot nz,1}$$

- Cellule prismatique

$$\left[T^{n}\right]_{nx\cdot ny,1} = \left[A\right]_{nx\cdot ny,nx\cdot ny} \cdot \left[T^{n+1}\right]_{nx\cdot ny,1} + T_a\left[B\right]_{nx\cdot ny,1} - c\cdot\left[\dot{q}\right]_{nx\cdot ny,1}$$

En condition initiale, la température au sein de la cellule est uniforme et est égale à la température de l'ambiant.

Un modèle de distribution de température a été créé dans Matlab pour chaque géométrie de cellule. La cellule n'ayant pas une géométrie complexe, nous avons choisi d'utiliser un maillage régulier. Comme nous avons adopté le schéma implicite, le modèle est inconditionnellement sable. Le nombre de mailles dans l'espace (nr, nz ou nx, ny) ainsi que le pas de temps $\Delta t$ peuvent être définis librement par l'utilisateur du modèle.

Par la suite, le modèle pour la cellule cylindrique sera couplé avec le modèle de génération de perte avant d'être validé avec des résultats expérimentaux.

## 3.3. Couplage entre le modèle de génération de perte et le modèle thermique 2D

Le modèle 0D de la génération de perte peut être couplé avec le modèle thermique 2D de la cellule. Pour ce faire, les hypothèses suivantes ont été employées.

- La distribution de la puissance générée au sein de la cellule

Le modèle de perte calcule la puissance générée par la cellule alors que le modèle thermique utilise le flux de chaleur volumique à chaque maille de la cellule. Pour calculer ce dernier, on suppose que la puissance est générée de manière uniforme au sein de la cellule. Ainsi, le flux de chaleur volumique est calculé selon la relation simple suivante :

$$\dot{q} = \frac{Q_{tot}}{V_{cell}}$$

Cette hypothèse a été utilisée par plusieurs auteurs [BER85, CHE93, WU02]

- Le gradient de température

La résolution du modèle thermique donne une matrice de distribution de la température. Or le modèle 0D de la génération de perte ne prend pas en compte le gradient de température de la cellule, la matrice de température obtenue à chaque pas de temps est donc utilisée pour calculer une température moyenne de la cellule qui servira de donnée pour le calcul de perte au pas de temps suivant.

L'interaction entre les deux modèles peut être schématisé comme ci-dessous :

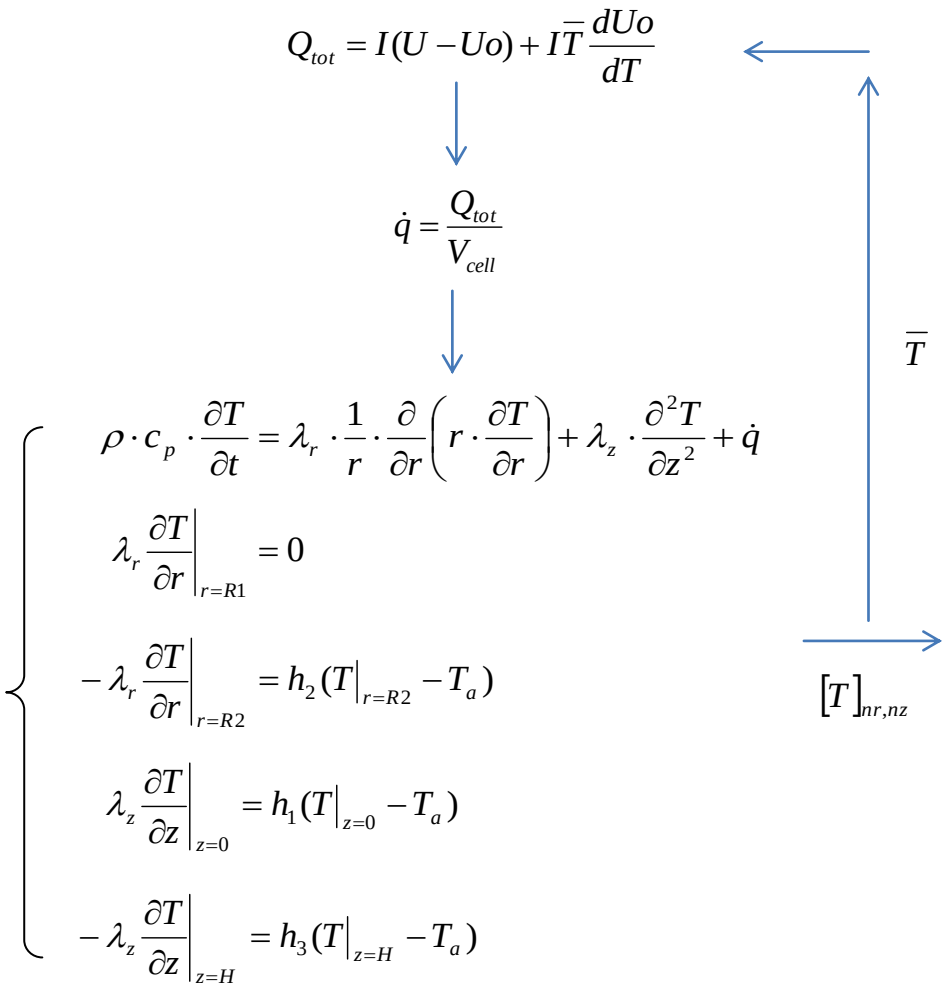



*Figure 3.6 : Schéma utilisé pour le couplage entre le modèle de génération de perte et le modèle thermique d'une cellule cylindrique*

## 3.4. Validation du modèle numérique

### 3.4.1. Moyens d'essais

#### *a) La cellule et ses caractéristiques*

- Caractéristique chimique

Il s'agit d'une cellule Li-ion de chimie NCA. La formulation de l'électrode positive est $LiNi_{0,8}Co_{0,15}Al_{0,05}O_2$. L'électrode négative est composée de graphite.

- Caractéristiques géométriques et physiques

La cellule est de forme cylindrique (figure 3.8). Les caractéristiques géométriques et thermiques de la cellule sont résumées dans le tableau 3.3.




*Figure 3.8 : La cellule 22Ah utilisée lors du test*

| | |
|---|---|
| Diamètre [mm] | 54 |
| Hauteur [mm] | 145 |
| Masse [kg] | 0.68 |
| Chaleur spécifique [J/(K.kg)] | 1130 |
| Conductivité thermique radiale [W/(m.K)] | 0.4 |
| Conductivité thermique axiale [W/(m.K)] | 40 |

*Tableau 3.3 : Caractéristiques géométriques et thermiques de la cellule*

- Caractéristiques électriques

Nous avons travaillé avec une cellule de capacité nominale de 22 Ah.

La tension à vide de la cellule a été mesurée à différents états de charge et à 3 niveaux de températures (0 °C, 20 °C, 40 °C) (figure 3.9). L'incertitude de ces mesures est de ±0.5mV.

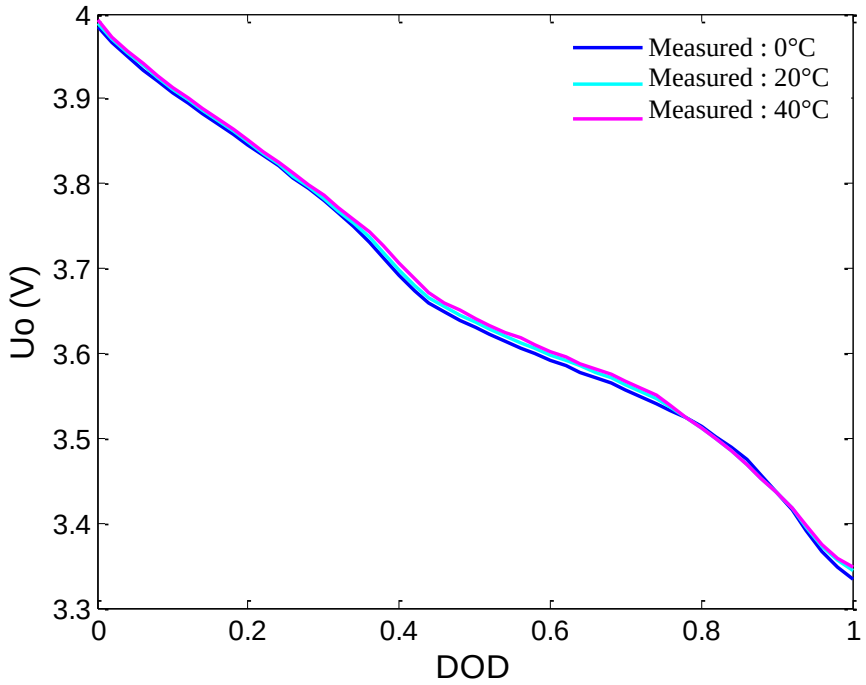



*Figure 3.9: Tension à vide de la cellule 22Ah à différente températures*

Le coefficient d'entropie de la cellule est déterminé en utilisant la méthode potentiométrique. Pour ce faire, à chaque état de charge, la tension à vide a été tracée en fonction de la température, et la pente de la droite obtenue correspond au coefficient d'entropie à cet état de charge. La figure 3.10 illustre le calcul du coefficient d'entropie pour la cellule 22Ah à 3 niveaux de DOD : 40%, 60% et 80%.

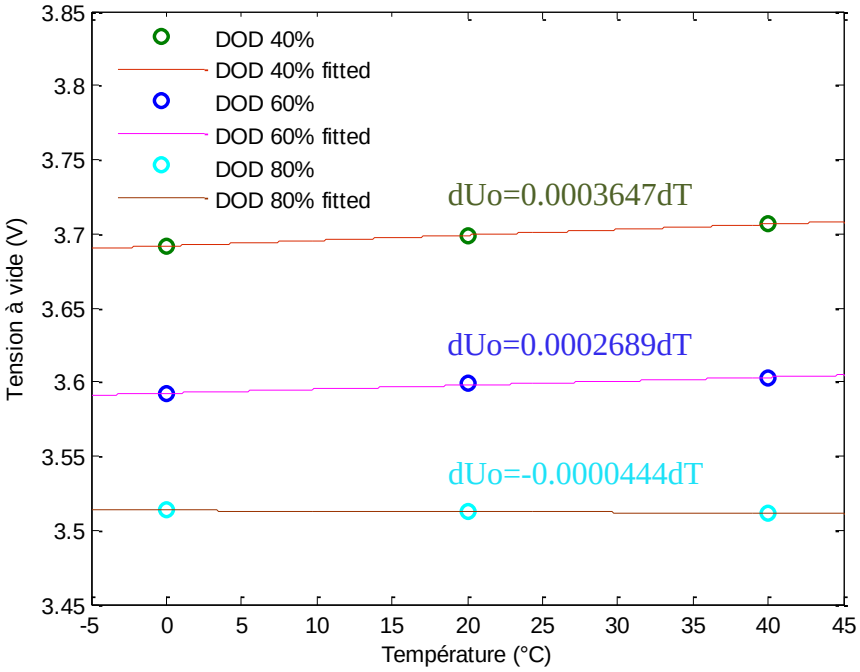



*Figure 3.10: Exemples de calcul du coefficient d'entropie selon la méthode potentiométrique à 40, 60 et 80% de DOD*

En évaluant le coefficient d'entropie sur l'ensemble des états de charge, nous avons obtenu le profil dans la figure 3.11 ci-dessous.

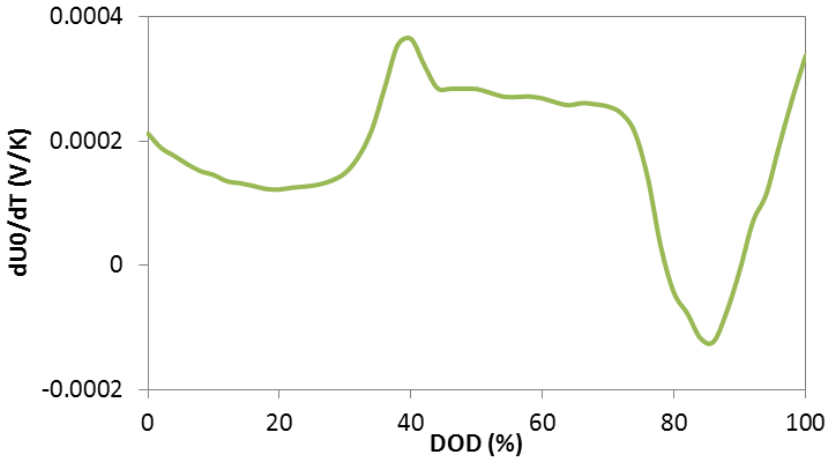



*Figure 3.11 : Coefficient d'entropie de la cellule 22Ah suivant la méthode potentiométrique*

Dans l'optique de vérifier le profil de coefficient d'entropie obtenu, nous avons cherché des résultats publiés sur le coefficient d'entropie des cellules NCA/graphite dans la littérature. Nous n'avons trouvé aucune publication donnant directement le coefficient d'entropie pour cette chimie de batterie Li-ion. Toutefois, la communication de Yang et al [YAN03] sur leurs

mesures calorimétriques d'une cellule NCA/graphite de capacité de 2.2 mAh nous a permis, en suivant la méthode calorimétrique, de ré-estimer le coefficient d'entropie pour la cellule en question.

Les auteurs ont mesuré à température ambiante, la puissance générée lors de la charge et de la décharge à très faible régime (C/10 et C/5) (figure 3.12).

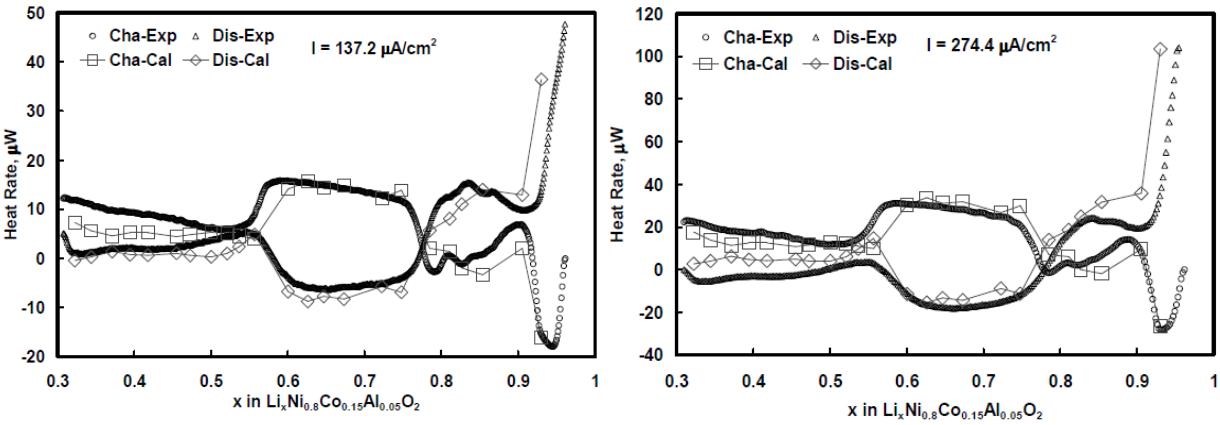



*Figure 3.12 : Mesure calorimétrique d'une cellule NCA/graphite lors de la charge et la décharge à faibles régimes (C/10 et C/5)*

On voit que la densité des courants utilisés est très faible. L'hypothèse considérant que la perte irréversible est la même entre la charge et la décharge est donc valable. En suivant la méthode calorimétrique présentée dans la partie précédente, on peut retrouver le profil de coefficient d'entropie à différents états de charge. On voit sur la figure 3.13 ci-dessous que le résultat obtenu pour les courants C/10 et C/5 sont similaires.

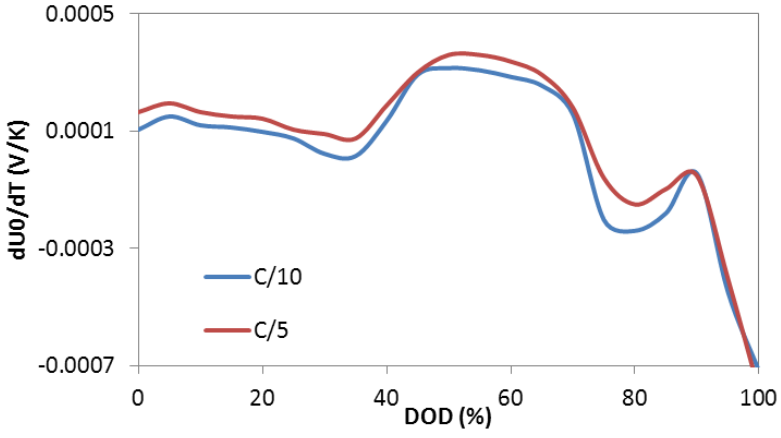



*Figure 3.13: Coefficients d'entropie obtenus selon la méthode calorimétrique de la cellule NCA/graphite 0.22mAh*

Si l'on compare le coefficient d'entropie obtenu pour la cellule 22Ah avec celui estimé à partir des données bibliographiques pour la même chimie de Li-ion (figure 3.14), on voit que les deux profils ne sont pas identiques. Toutefois, nous constatons une forte cohérence entre

les deux profils de coefficient d'entropie. Nous validons donc le coefficient d'entropie obtenu grâce à la potentiométrie de la cellule 22Ah.

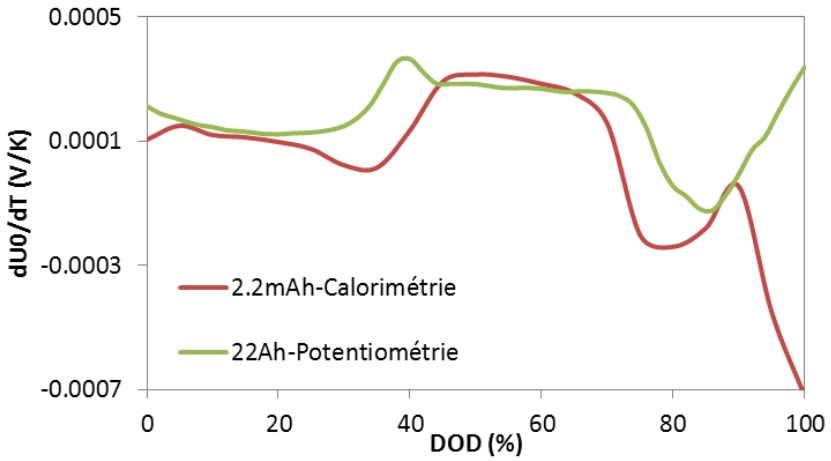



*Figure 3.14 : Comparaison entre le coefficient d'entropie obtenu pour une cellule 22Ah et celui estimé pour une cellule 2.2mAh de la chimie NCA*

### b) Essais thermiques

La cellule 22 Ah est installée dans une salle climatisée sans courant d'air. Un anémomètre est utilisé et aucun mouvement d'air n'a été détecté lors des essais. Les deux extrémités de la cellule sont isolées. Par conséquent, nous considérons que l'échange thermique entre la cellule et l'ambiant est une convection naturelle et se produit uniquement via la paroi latérale. La cellule est connectée à un banc de puissance permettant de la charger ou décharger sous des consignes de courant et de temps précises. La précision des courants envoyés est de ± 0,15A pour les consignes entre 3 et 30A et de ± 1,5A pour les consignes au-delà de 30A. Le banc permet également de mesurer la tension réelle de la cellule durant l'opération avec une précision de ± 0,15V.

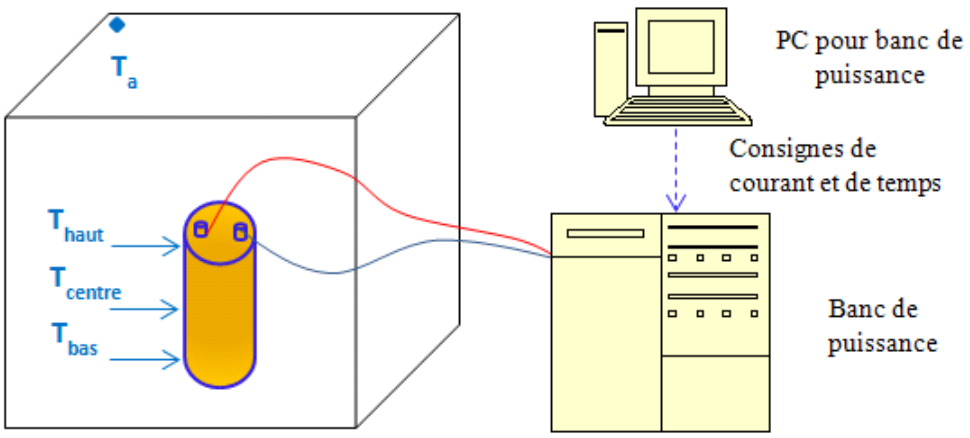



*Figure 3.15 : Mise en place des moyens d'essai*

3 thermocouples de type K ont été collés sur la paroi latérale de la cellule afin de mesurer sa température (précision de ± 1,5 °C). Ces thermocouples donnent des profils de températures très proches pour toutes les opérations (figure 3.16). Par la suite, on considère la moyenne de ces 3 mesures comme la température de peau de la cellule.

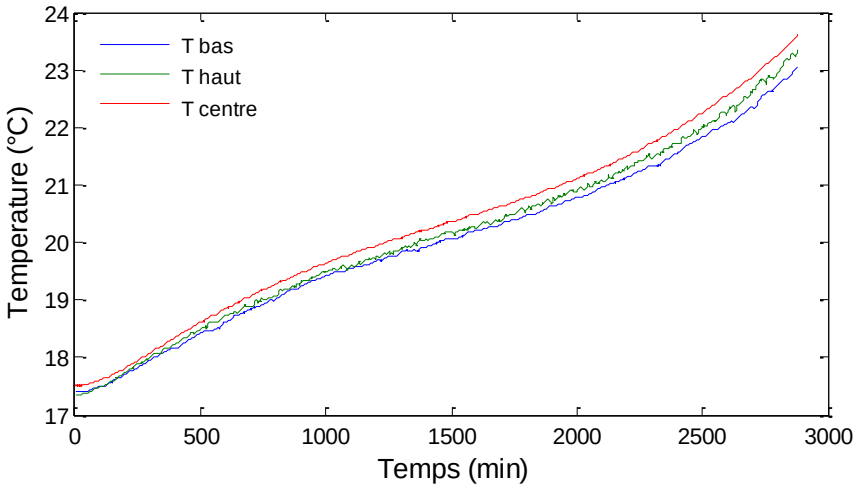



*Figure 3.16 Profils de température à différents endroits sur la paroi lors d'une décharge à 1C*

La cellule a été testée sous plusieurs régimes de charge/décharge à courant constant. Selon plusieurs auteurs, l'effet de la partie entropique est plus marquant à faible régime [HAL00, WIL09 et VIS10]. Nous avons tout d'abord cyclé la batterie sous faibles régimes : C/3 et C/2.

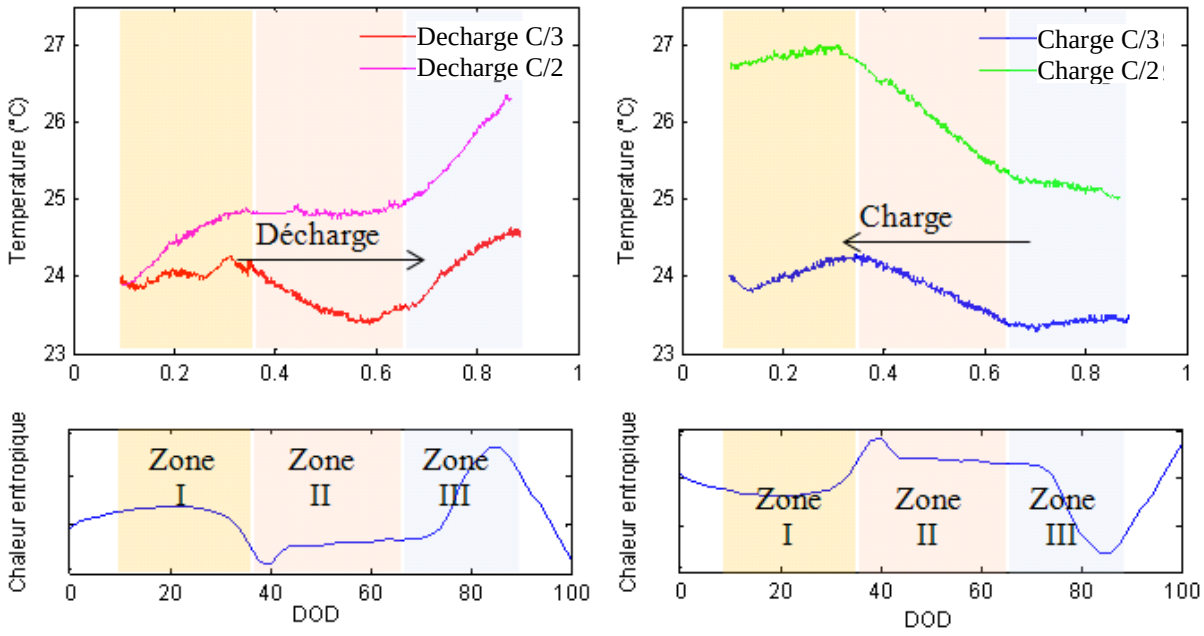



*Figure 3.17 : Profil de température lors de la charge et décharge à faible régime*

En regardant l'évolution de la température en fonction du DOD présentée dans la figure 3.17, nous constatons nettement sur le profil de température l'apparition des zones endothermiques

dues à la perte entropique pendant l'opération. Si nous comparons la variation de la température avec celle du coefficient d'entropie, on voit une cohérence entre ces grandeurs. En effet, l'évaluation du coefficient d'entropie peut être divisée en 3 zones distinctes (I, II, III). Pour chaque zone citée, on constate qu'en fonction que la cellule est chargée ou déchargée, la température est en hausse dans un cas et en stagnation (ou même en baisse) dans l'autre et vice versa.

Toutefois, la variation de la température constatée à faibles régimes est petite ($\Delta T$~1 °C à régime C/3 et $\Delta T$~2 °C à régime C/2). Cela est certainement parce que la perte globale générée par la cellule à ces régimes est relativement faible par rapport à l'inertie thermique (Mcp) de la cellule. Tenant compte de l'incertitude des thermocouples de type K, du banc et des calculs, nous avons décidé de poursuivre l'essai sous des régimes de courant plus élevés tels que : 1C et 2C. Les résultats expérimentaux à l'issue de ces tests sont exploités pour la validation numérique du modèle.

De plus, dans l'optique de se rapprocher au plus près des conditions de roulage réelles, deux cycles dynamiques combinant des courants de décharge allant jusqu'à 6C et des courants de charge allant jusqu'à 3C ont été testés.

Le premier cycle représente le roulage du véhicule avec principalement des courants de décharge, alternés par des courts instants de recharges (figure 3.18).

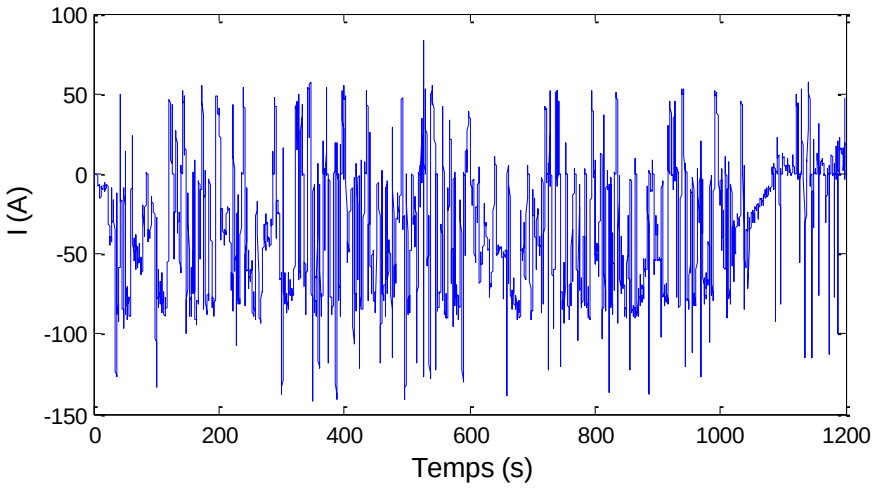



*Figure 3.18 : 1er profil de courant dynamique*

Sur le deuxième cycle, nous constatons également la présence de deux phases de décharge durant plus de 200 s, qui représentent des phases d'accélération du véhicule (figure 3.19).

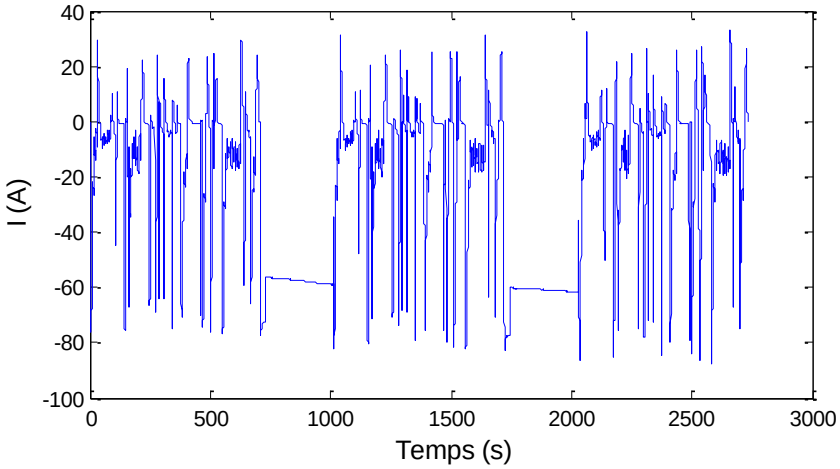



*Figure 3.19 : 2ème profil de courant dynamique*

### 3.4.2. Validation du modèle numérique

#### *a) Adaptation du schéma*

Le schéma du modèle numérique dans ce cas précis est le suivant :

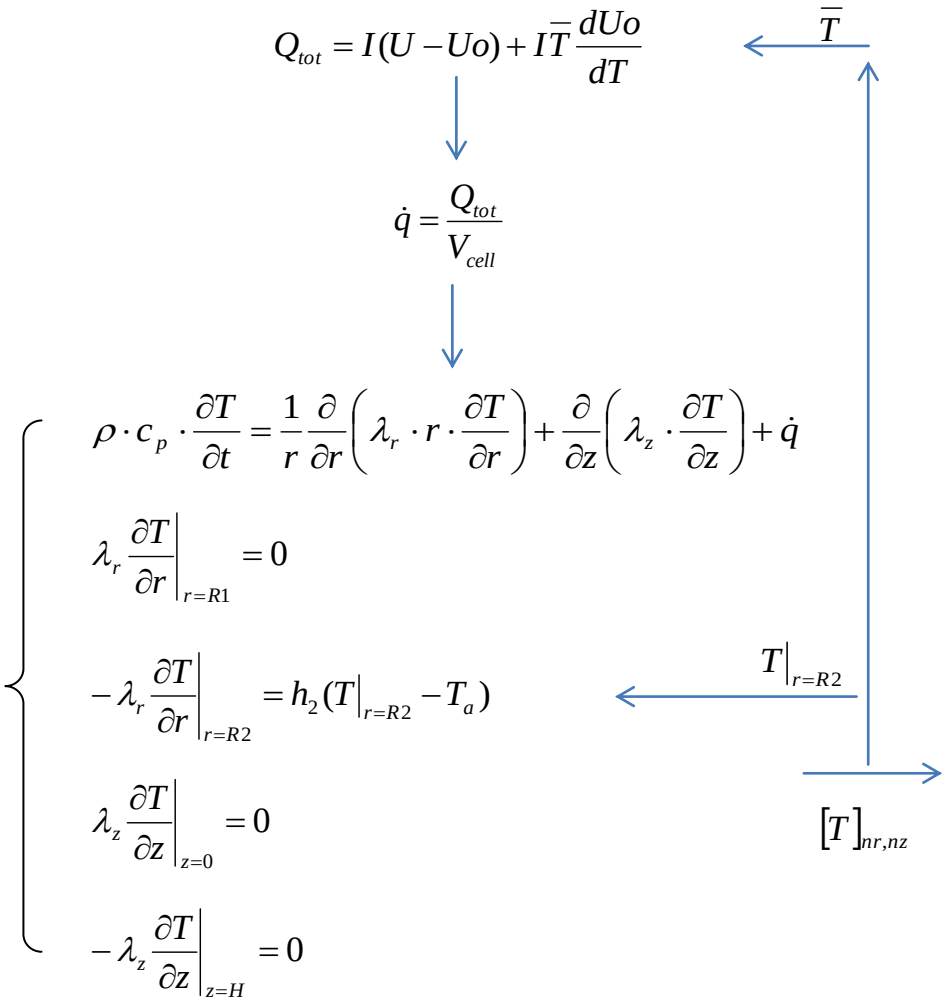



*Figure 3.20 : Schéma utilisé pour le couplage entre le modèle de génération de perte et le modèle thermique d'une cellule cylindrique*

On voit que par rapport au schéma général présenté dans 3.3, les conditions limites du modèle de distribution de la température ont changé. En effet, comme le dessus et le dessous de la cellule sont isolés, le flux thermique à z=0 et z=H sont nuls.

Le coefficient d'échange $h_2$ au niveau de la paroi de la cellule est calculé à chaque pas de temps de la manière suivante :

- Détermination du nombre de Nusselt

Il existe plusieurs corrélations dans la littérature permettant de calculer le nombre de Nusselt pour un cylindre vertical en convection naturelle (Annexe 1). En tenant compte des dimensions de notre cellule, nous trouvons que la corrélation proposée par Elenbaas [ELE42] est la plus adaptée.

$$Nu_D e^{-2/Nu_D} = 0.6 Ra_D^{1/4} \left(\frac{D}{H}\right)^{1/4}$$

Nombre de Rayleigh:

$$Ra_D = \frac{g\beta D^3 \left(T_p - T_{amb}\right)}{\nu^2} \cdot \Pr$$

L'échange thermique entre l'air et la cellule se produit au niveau du film d'air d'épaisseur δ autour de la cellule. La température de ce film d'air est la moyenne entre la température d'air dans l'enceinte et la température de la paroi de la cellule.

$$T_f = \frac{T_{air} + T_p}{2}$$

Pour l'évaluation du coefficient de convection, on utilise les propriétés du fluide à la température $T_f$. En l'occurrence, il s'agit de l'air, ses propriétés physiques à pression atmosphérique et à différentes températures sont disponibles dans la littérature (Annexe 2).

$$h = \frac{Nu_D \lambda}{D}$$

### b) *Le choix du nombre de mailles*

Comme discuté précédemment, le choix du pas de temps et de la taille des mailles en espace n'est pas conditionné par la stabilité du modèle. Toutefois, le choix du pas de temps et de la taille des mailles reste un critère important. En effet, un maillage fin permet de réduire l'erreur de troncature commise lors du choix de l'ordre de précision de la discrétisation de termes de dérivées. Cependant le temps de calcul est proportionnel aux nombres de mailles. Un compromis est donc à trouver.

Dans le cadre de la validation des calculs thermiques de la batterie 22Ah, le pas de temps est fixé par les enregistrements lors des essais expérimentaux (Δt=1s pour les charges et décharges à courant constant, Δt=0.05s pour les cycles dynamiques). Il nous reste donc à définir le nombre de mailles radiales et axiales de la cellule (nr et nz). Pour ce faire, nous avons effectué un grand nombre de simulations pour le cas de la décharge à 2C (pendant environ 1400s) avec différents nombres de mailles.

On a constaté que le schéma numérique utilisé est bien consistant. Toutefois, lorsque le nombre de mailles augmente fortement, la variation de la température simulée reste très faible (quelques centièmes de °C).

Au contraire, le temps de calcul peut varier de manière considérable en fonction du nombre de mailles dans l'espace. Concrètement, lorsque le nombre de mailles reste en dessous de 1000 mailles, le temps de simulation est très faible (environ 2 minutes pour 1000 mailles). Entre 1000 et 2000 mailles, le temps de simulation devient plus important mais reste raisonnable (environ 13 minutes pour 2000 mailles). Au-delà de 2000 mailles, le temps de calcul s'accroit très fortement. L'évolution du temps de calcul en fonction du nombre de mailles est représentée dans la figure 3.21 ci-dessous.

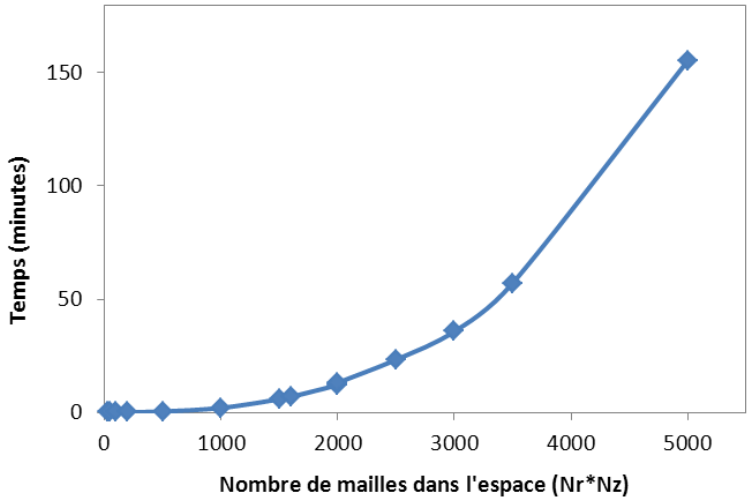



*Figure 3.21 : Evolution du temps de calcul en fonction du nombre de mailles pour une décharge à 2C*

De plus, lors que le nombre de mailles varie entre 1000 et 2000, l'écart constaté sur la température au cœur de la cellule n'est que de quelques centièmes de dégrée Celsius (figure 3.22), ce qui est négligeable par rapport à l'incertitude sur la mesure de température.

Par conséquent, lors de l'utilisation du modèle pour la prédiction de la température sous un cycle de sollicitations (à courant constant ou variable), nous préconisons d'utiliser un maillage ayant entre 1000 et 2000 mailles. Si le pas de temps est $\Delta t$ trop petit ou la durée du cycle est trop long, on peut également réduire jusqu'à 500 le nombre de mailles.

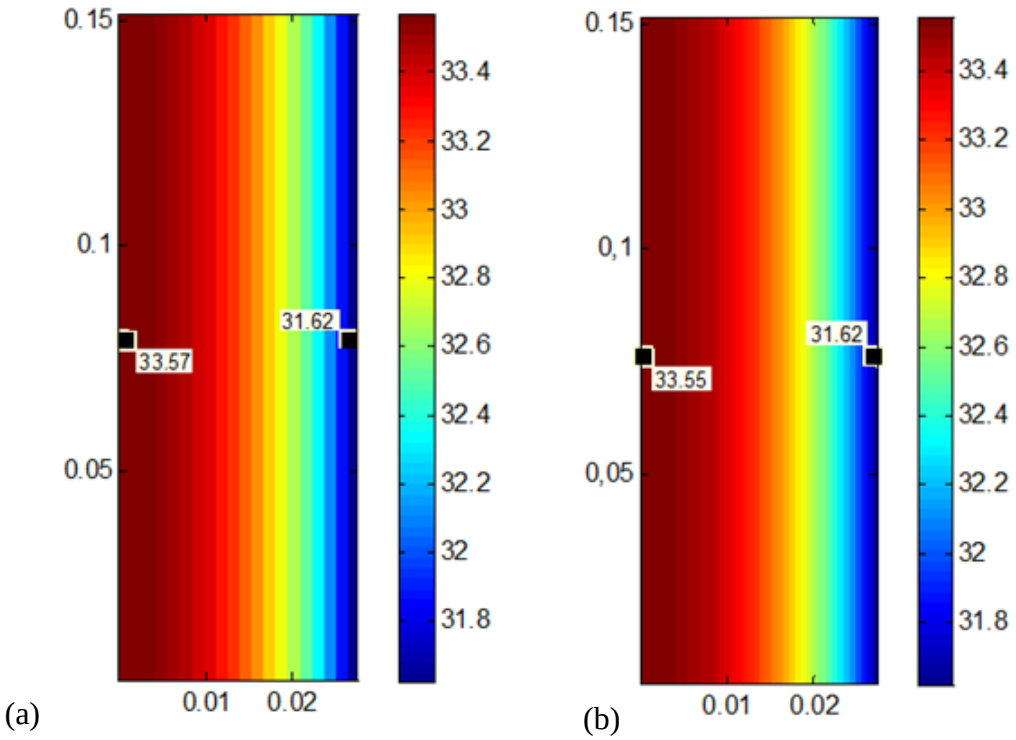



*Figure 3.22 : Comparaison des résultats de simulation entre un maillage comportant 1000 mailles (a) et celui avec 2000 mailles (b)*

Pour la validation des calculs thermiques de la batterie 22Ah, nous avons choisi de travailler avec 50 mailles axiales et 40 mailles radiales.

### c) *Résultats*

La perte globale est tout d'abord calculée grâce au modèle de génération de perte, ensuite, nous avons estimé la température au sein de la cellule grâce au modèle thermique. La température calculée pour la paroi de la cellule est comparée avec sa valeur expérimentale. La distribution de la température au sein de la cellule est également présentée.

**Pour la décharge à 22A**:

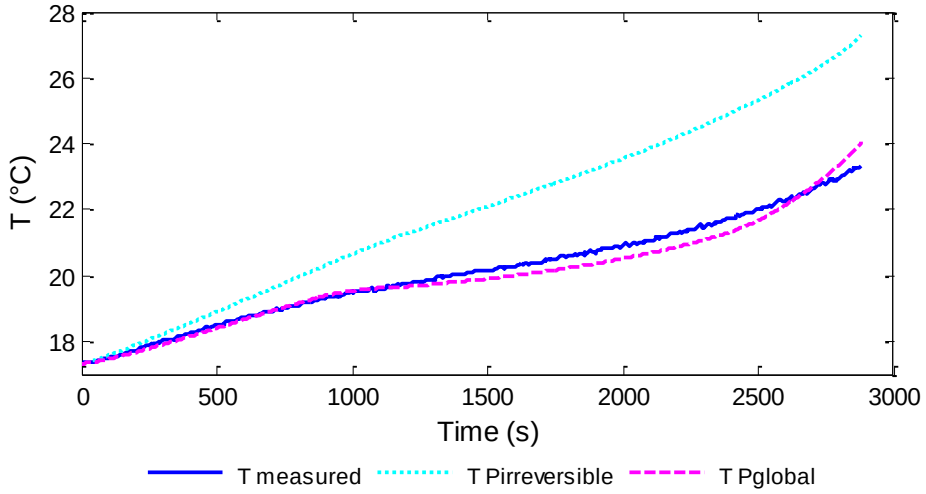



*Figure 3.23 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour une décharge à 22A*

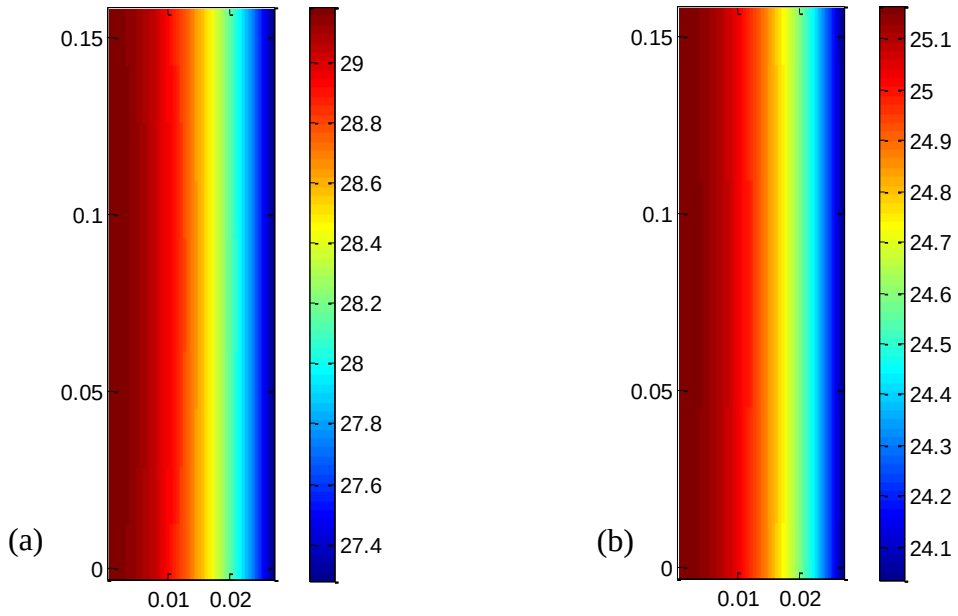



*Figure 3.24 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b)*

**Pour la décharge à 44A** :

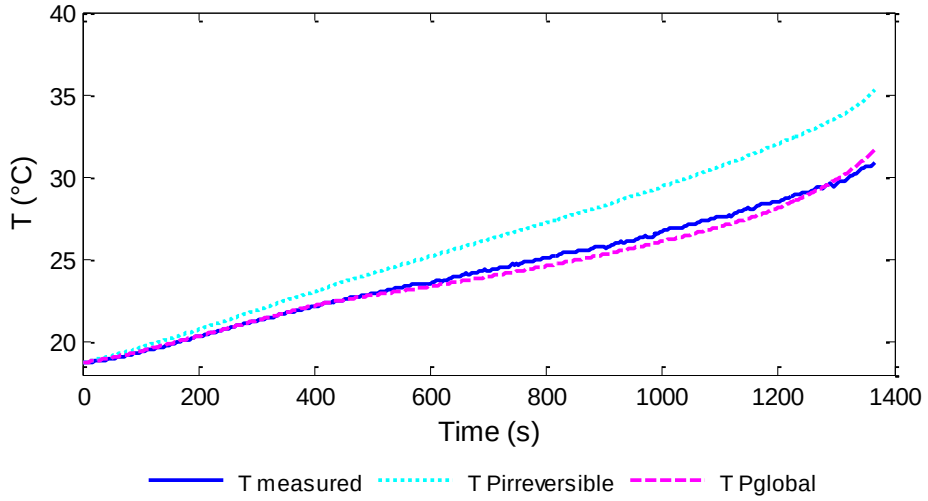



*Figure 3.25 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour une décharge à 44A*

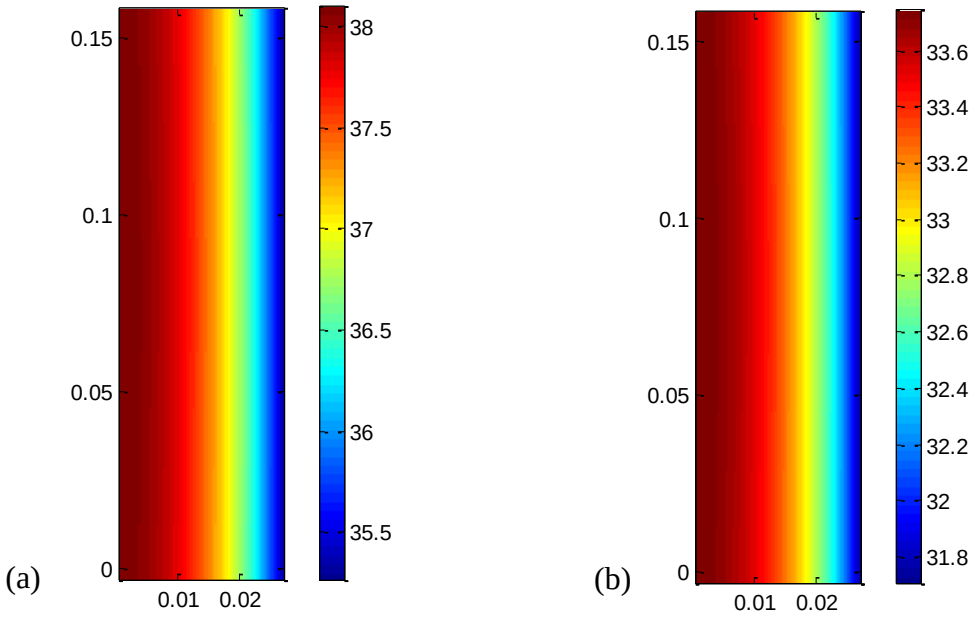



*Figure 3.26 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b)*

**Remarque :**

Nous constatons pour les deux régimes de charge 1C et 2C que la température est estimée de manière précise lorsque la perte entropique est prise en compte. Autrement, la température est largement surestimée (jusqu'à 5 °C d'écart pour une décharge complète à 2C).

En effet, si nous regardons le signe du coefficient d'entropie, on voit que ce dernier est positif sur la majorité de la plage de SOC. Par conséquent, lorsque la cellule est en mode de décharge (I<0), la perte entropique est donc endothermique. Si cette perte n'est pas prise en compte, la

température sera certainement surestimée. En prévision des résultats en phase de charge (I>0), on peut dire que la température sera sous-estimée si la perte entropique n'est pas prise en compte.

**Pour la charge à 22A:**

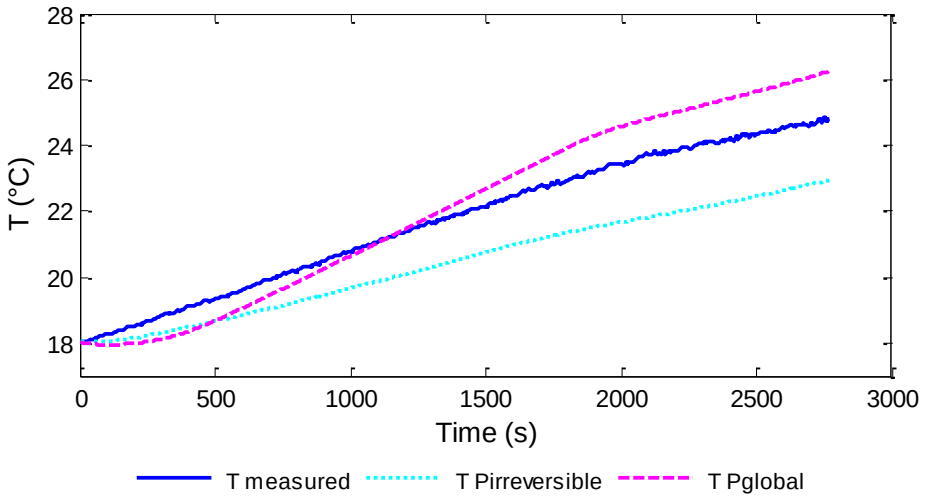



*Figure 3.27 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour une charge à 22A*

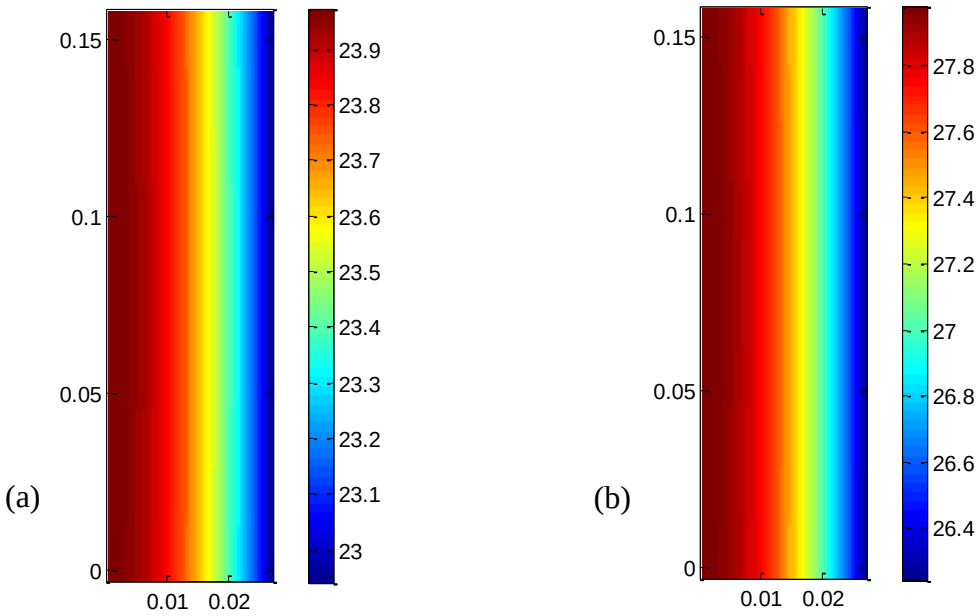



*Figure 3.28 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b)*

**Pour la charge à 44A:**

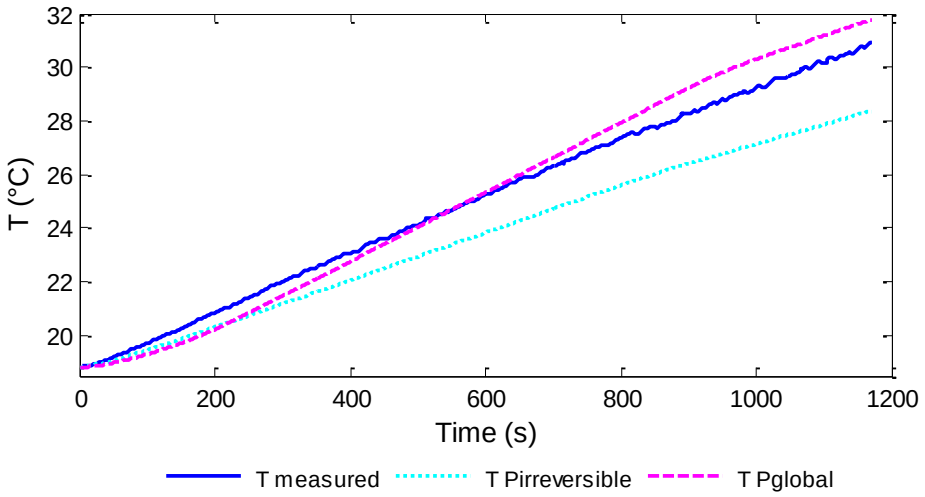



*Figure 3.29 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour une charge à 44A*

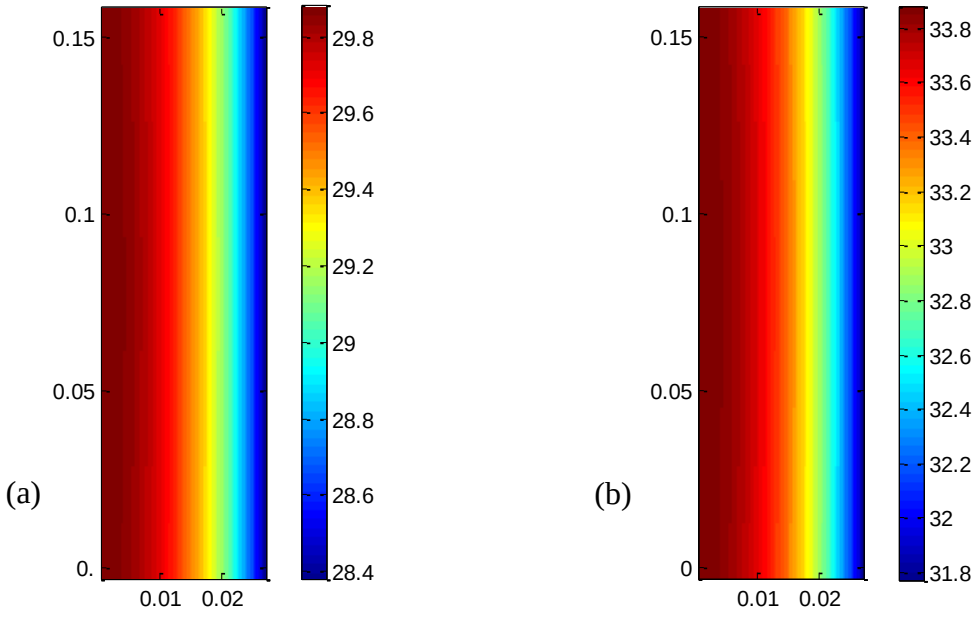



*Figure 3.30 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b)*

**Remarque:**

Les résultats montrent en effet que la température est sous-estimée de 2 °C environ si la perte entropique n'est pas prise en compte. Toutefois, nous constatons qu'en utilisant la perte globale, nous ne retombons pas exactement sur les données expérimentales. Une légère

surestimation de 1 °C environ est constatée à la fin de la charge. Cela peut être expliqué d'une part par l'incertitude de mesures expérimentales et d'autre part par l'incertitude du coefficient d'entropie utilisé.

**Pour le 1$^{er}$ profil dynamique :**

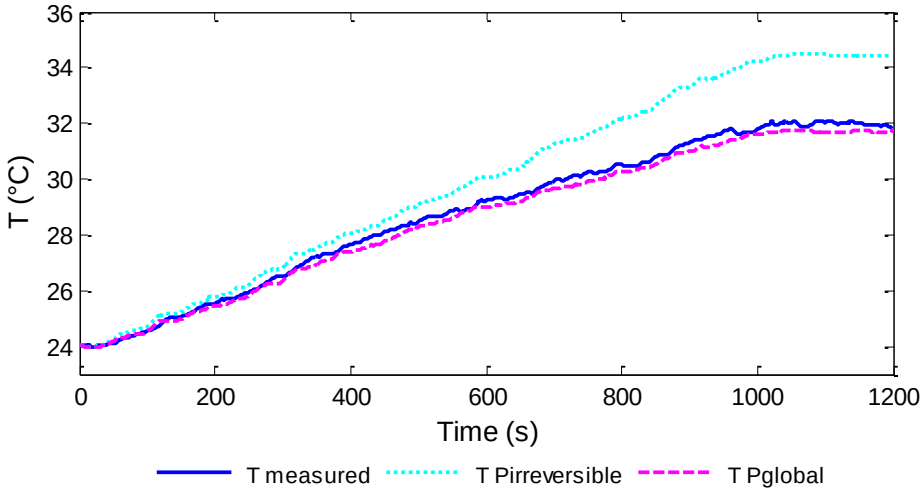



*Figure 3.31 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour le 1$^{er}$ cycle dynamique*

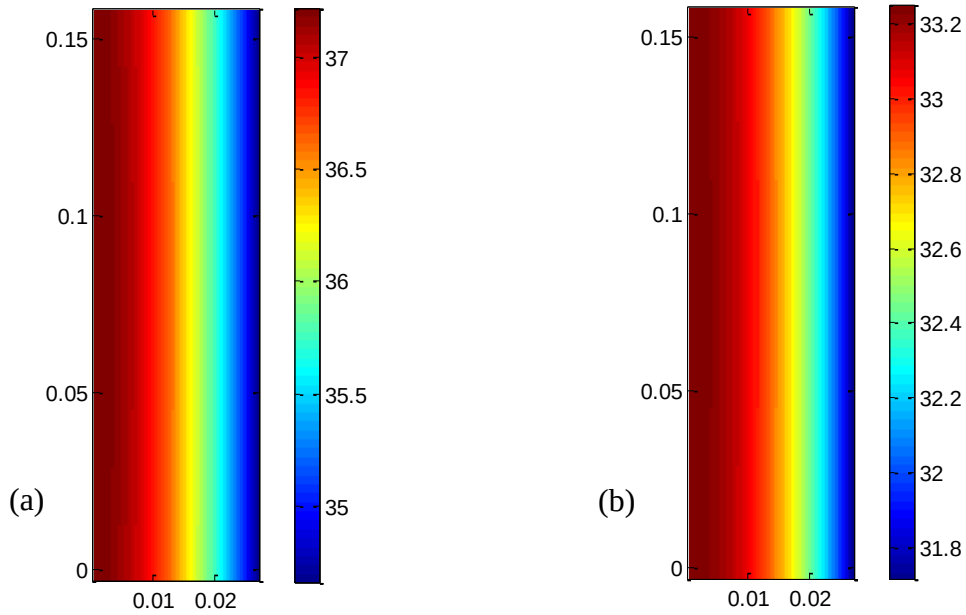



*Figure 3.32 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b)*

**Pour le 2ème profil dynamique :**

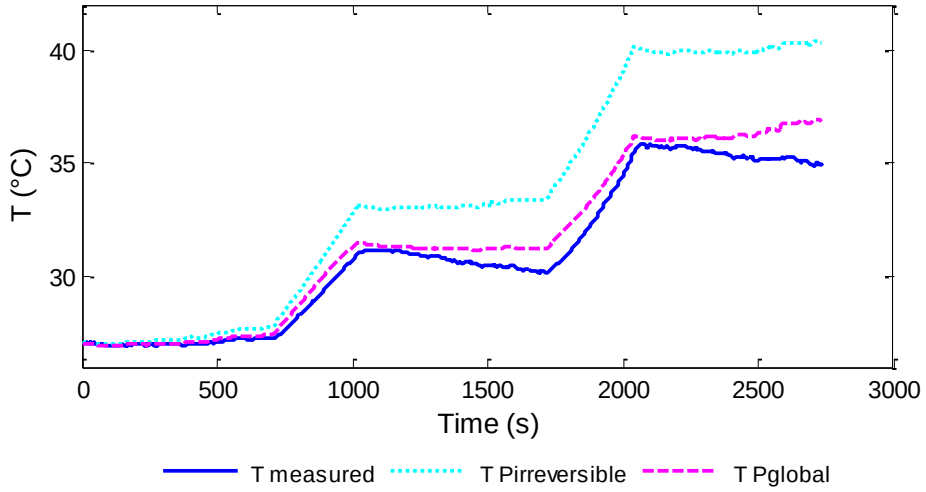



*Figure 3.33 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour le 2ème cycle dynamique*

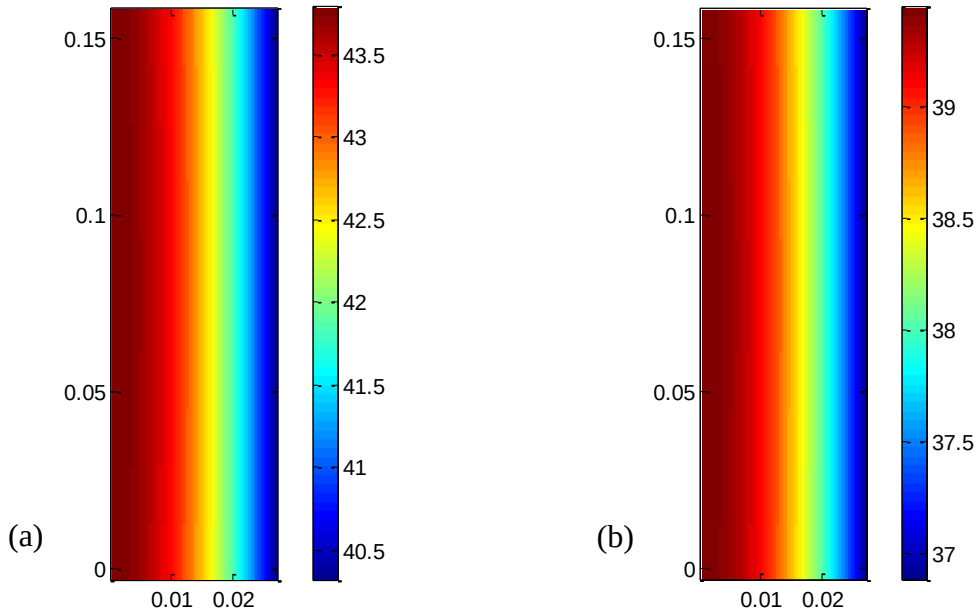



*Figure 3.34 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b)*

**Remarque:**

Les cycles dynamiques étant composés principalement de courants de décharge, l'utilisation de la perte irréversible pour estimer la température devrait donner un résultat surestimé. Cela peut être facilement constaté sur les profils de températures présenté dans les figures 3.31 et 3.33. L'écart de température peut aller jusqu'à 6 °C au bout de 40 minute de fonctionnement (pour le deuxième cycle dynamique).

### *d) La sensibilité du modèle au coefficient d'entropie*

Nous avons vu que la détermination du coefficient d'entropie de la cellule est l'élément clé pour le calcul de la perte globale et donc pour l'évaluation de la température de la cellule. Il est donc important d'étudier la sensibilité du modèle par rapport à l'incertitude des mesures de tension à vide nécessaires pour la détermination du coefficient d'entropie de la cellule.

Dans cette étude de sensibilité, nous évaluons dans un premier temps l'impact de l'incertitude des mesures de la tension à vide sur le coefficient d'entropie, et dans un deuxième temps l'impact sur le résultat du modèle numérique, c'est-à-dire la température de la cellule.

A partir de l'incertitude de mesure de la tension à vide à plusieurs températures, l'incertitude sur le coefficient d'entropie a été déterminée graphiquement tel qu'illustré sur la figure 3.35-a. En répétant cette opération pour plusieurs états de charge, nous obtenons l'incertitude globale du coefficient d'entropie (figure 3.35-b).

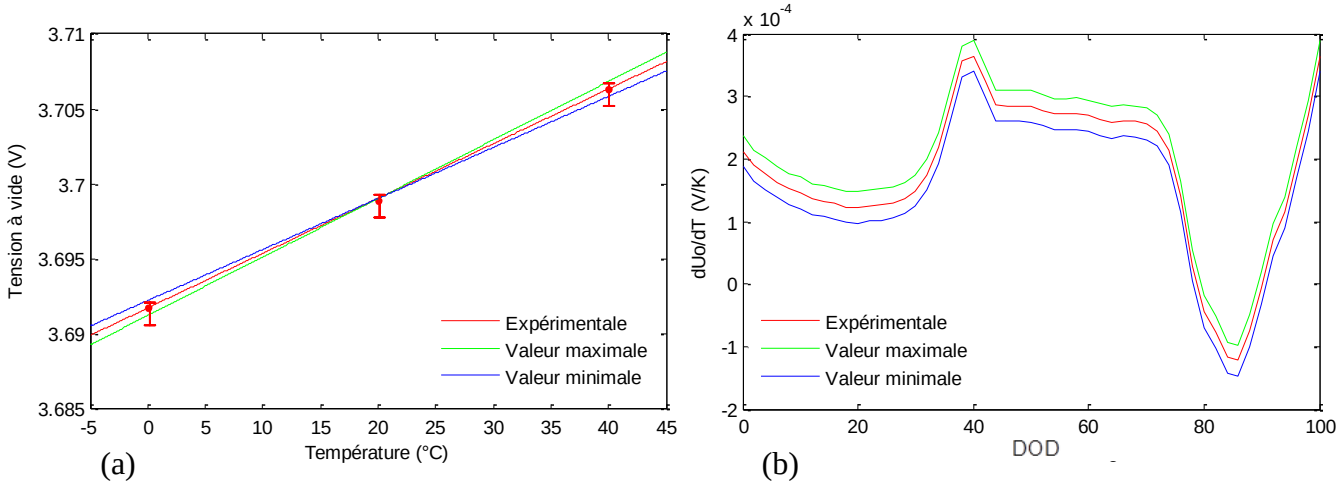



*Figure 3.35 : Estimation graphique de l'incertitude du coefficient d'entropie à DOD donné (a) Incertitude globale sur le coefficient d'entropie (b)*

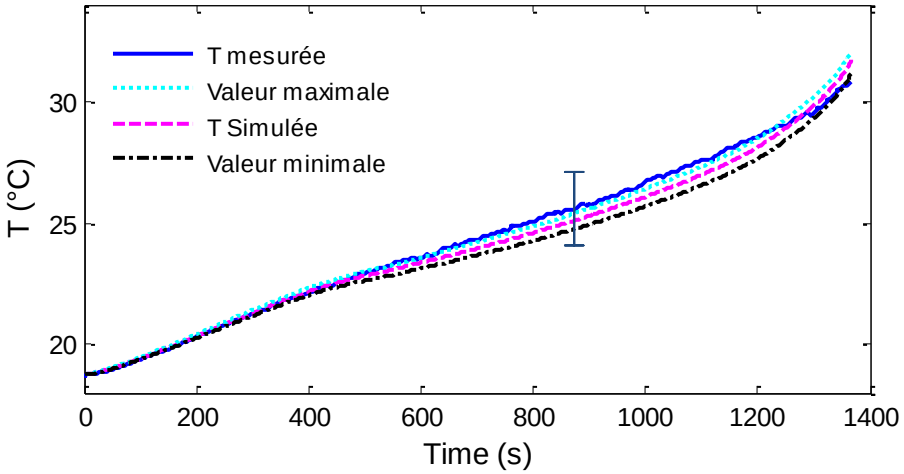
Les mesures de tension à vide de la cellule 22Ah ont une incertitude de ±0.5 mV, ce qui entraine une incertitude au niveau du coefficient d'entropie déterminé selon la méthode potentiométrique de $\pm 2.5.10^{-5}$ V/K.

Le tableau 3.4 présente l'incertitude du coefficient d'entropie pour des mesures de tension à vide moins précises dont l'incertitude est de ±1 mV et ±2mV.

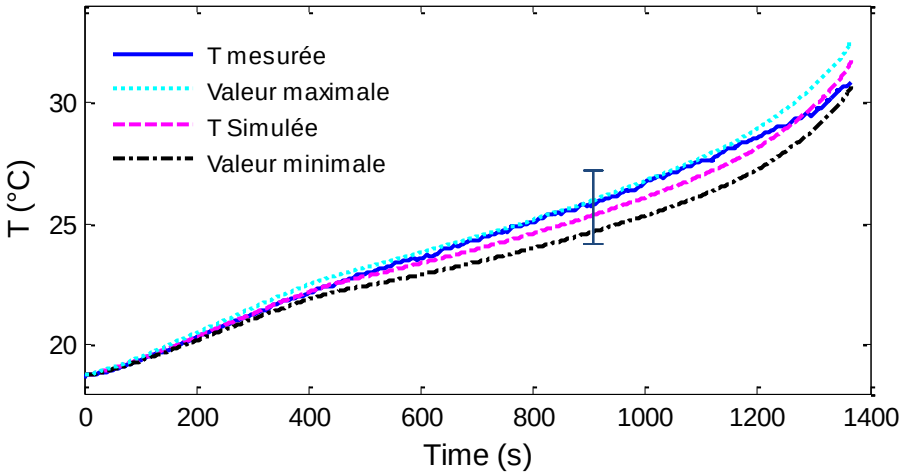
| Incertitude sur la mesure de la tension à vide | Incertitude sur le coefficient d'entropie |
|---|---|
| ±0.5 mV | $\pm 2.5.10^{-5}$ V/K |
| ±1 mV | $\pm 5.10^{-5}$ V/K |
| ±2 mV | $\pm 1.10^{-4}$ V/K |

*Tableau 3.4 : Incertitude du coefficient d'entropie en fonction de l'incertitude de mesure de la tension à vide*

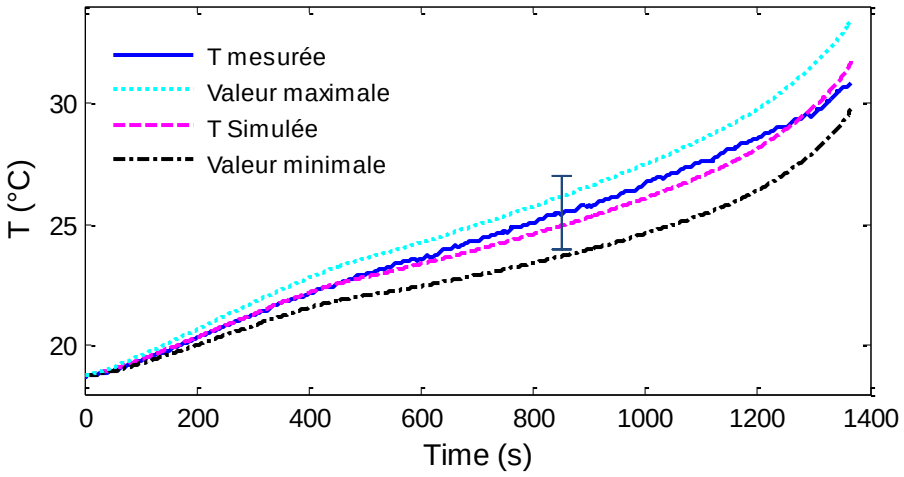
En employant les différentes valeurs de l'incertitude du coefficient d'entropie du tableau 3.4, nous avons estimé l'incertitude de la température obtenue par simulation. On constate qu'avec une incertitude du coefficient d'entropie inférieure ou égale à $\pm 5.10^{-5}$ V/K, l'incertitude sur la température estimée par le modèle est comprise dans la barre d'incertitude de la mesure de température (figures 3.36-a et 3.36-b). Les résultats obtenus par simulation sont donc fiables. Lorsque l'incertitude du coefficient d'entropie est plus élevée ($\pm 1.10^{-4}$ V/K par exemple), l'estimation de la température par le modèle devient moins fiable car l'incertitude sur la température estimée excède la barre d'incertitude des mesures expérimentales (figure 3.36-c).




(a) $\Delta(dUo/dT) = \pm 2.5.10^{-5}$ V/K




(b) $\Delta(dUo/dT) = \pm 5.10^{-5}$ V/K




(c) $\Delta(dUo/dT) = \pm 1.10^{-4}$ V/K

*Figure 3.36 : Incertitude de la température estimée par le modèle en fonction de l'incertitude du coefficient d'entropie lors d'une décharge à 44A*

## 3.5. Conclusion

A travers ce travail, une méthodologie de quantification des pertes générées par la cellule électrochimique a été présentée :

- La perte liée au changement de phase et aux gradients de concentration peut être négligée lors de la quantification de la perte globale de la cellule électrochimique.

- La prise en compte de la perte entropique est nécessaire pour une bonne estimation de la température de la cellule, surtout lors de la décharge où l'intensité du courant peut atteindre des valeurs importantes. En fonction du signe du coefficient d'entropie de la cellule et du signe du courant, négliger la perte irréversible peut entrainer une sous-estimation ou une surestimation de la température. Dans le premier cas, le système de refroidissement peut être sous dimensionné, entrainant un manque de capacité de refroidissement dans les situations critiques et donc un vieillissement prématuré de la batterie. Au contraire, lorsque la température de la batterie est surestimée tel que dans notre cas, nous risquons de nous retrouver avec un système de refroidissement plus puissant/lourd/volumineux que nécessaire. Par conséquent, l'autonomie du véhicule est diminuée et le cout du véhicule est augmenté inutilement.

- Pour quantifier la perte électrochimique, il est nécessaire de déterminer préalablement le coefficient entropique en fonction de l'état de charge (SOC). Pour ce faire, il existe deux méthodes : la calorimétrie et la potentiométrie.

En parallèle, un modèle thermique 2D de la cellule électrochimique est validé. Les résultats de simulation montrent que le modèle permet d'avoir une estimation précise de la température. La distribution de la température au sein de la cellule est également accessible grâce à ce modèle. La validation a été faite pour une cellule cylindrique. Toutefois, le modèle est adaptable pour toute géométrie de cellule.

# 4. Solution de refroidissement à air

## 4.1. Description du pack de batterie.

Pour évaluer la performance des différentes solutions de refroidissement, nous allons nous baser sur une application précise. Il s'agit d'un stockeur Li-ion <60V destiné à une application mild hybride. Le stockeur est composé de 14 cellules Li-ion de forme cylindrique et de capacité de 6.5 Ah, montées en série grâce à une carte de bus bar. Les caractéristiques géométriques et thermiques de la cellule 6.5 Ah sont résumées dans le tableau 4.1 ci-dessous:

| | |
|---|---|
| Diamètre [mm] | 37.6 |
| Hauteur [mm] | 137.2 |
| Masse [kg] | 0.34 |
| Chaleur spécifique [J/(K.kg)] | 1000 |
| Conductivité thermique radiale [W/(m.K)] | 0.4 |
| Conductivité thermique axiale [W/(m.K)] | 40 |

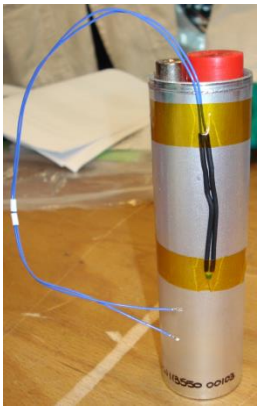
*Tableau 4.1 : Caractéristiques géométriques et thermiques de la cellule 6.5 Ah*

Les cellules sont disposées à l'intérieur d'une cuve en aluminium disposant d'ailettes sur la surface extérieure afin de faciliter l'évacuation de la puissance générée par les cellules. Six capteurs de températures ont été attachés sur la paroi des cellules permettant de contrôler la température à différents endroits au sein du pack (figure 4.1-a,b). Pour assurer un bon maintien mécanique des cellules au sein du pack, l'espace intercellulaire est rempli par une résine. La résine a la particularité d'avoir une conductivité thermique relativement bonne, tout en restant un isolant électrique et non-inflammable (figure 4.1-c). Cela permet de réduire le gradient de température entre les cellules à différent endroit du pack et de favoriser le transfert de la chaleur vers les ailettes de la cuve en aluminium. Six ventilateurs sont disposés au-dessus des ailettes permettant d'évacuer le flux de chaleur vers l'ambiant.

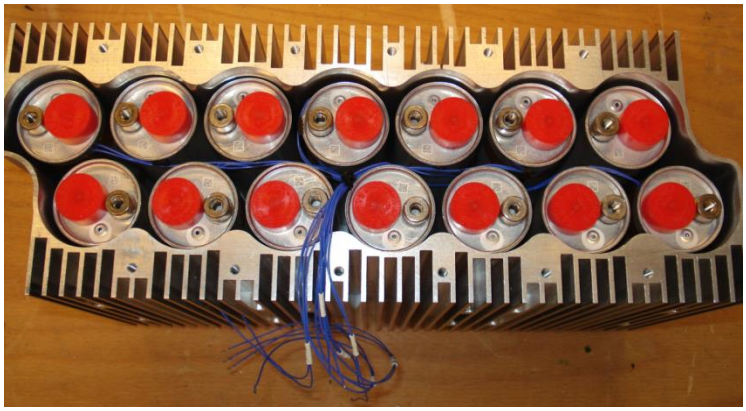
Enfin, une carte de contrôle BMS est montée sur le module électronique du stockeur (figure 4.1-d), elle permet, entre autres, le pilotage des ventilateurs en fonction de la température mesurée. Dans le cadre de l'étude thermique du stockeur, l'activation et la vitesse des ventilateurs peuvent être pilotés depuis un PC grâce au logiciel Canalyzer. Cela nous permet de caractériser la performance thermique des ventilateurs à différents niveaux de vitesse de rotation.

Pour des raisons de sécurité, un seuil de température maximale de cellule a été fixé à 52 °C. Lorsque ce défaut est atteint, le contacteur principal s'ouvre et la batterie est automatiquement déconnectée du réseau.

(a)



(b)



(c)



(d)



*Figure 4.1 : Illustration du stockeur refroidi à air*

*a- Une cellule avec le thermocouple attaché sur sa paroi*

*b- L'ensemble des cellules disposées dans une cuve en aluminium*

*c- Le stockeur avec l'espace intercellulaire comblé par de la résine thermo-conductrice*

*d- Le stockeur avec les ventilateurs et le module électronique*

### 4.1.1. Mise en place des moyens d'essais

#### *a) Mise en place des essais*

La batterie est posée dans une salle climatisée dont la température est régulée à 20 °C. La batterie est raccordée à un banc de puissance pour batterie. Le banc peut être piloté grâce au PC central depuis la salle de contrôle, les données du banc sont également enregistrées sur ce même PC. La précision du banc est de ± 0,15 A entre 3 et 30 A ; au-delà de 30 A, la précision est de ± 0,5% de la valeur de consigne.

La carte de contrôle BMS est connectée à un boitier disposant d'un interrupteur et d'un bouton d'arrêt d'urgence. Ce dernier est alimenté par une alimentation 12 V, tout comme la carte BMS. Le suivi et l'enregistrement des données du pack se font grâce à un PC équipé du logiciel Canalyzer et son boitier CanCase. L'installation des moyens d'essais est illustrée dans la figure 4.2 ci-dessous.

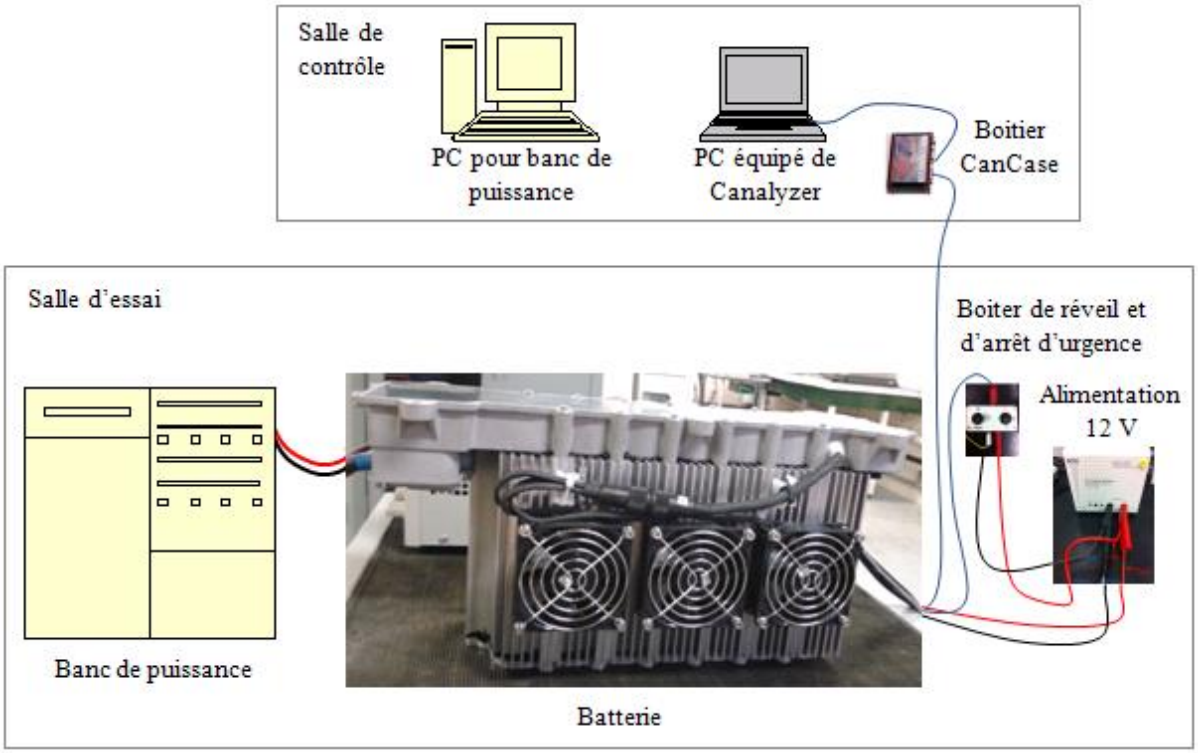



*Figure 4.2 : Schéma de l'installation des moyens d'essais*

Le stockeur est sollicité par les profils de courant à bilan de batterie nul (BBN) autour de 50% de SOC (figure 4.3). Plusieurs niveaux d'intensité du courant ont été expérimentés afin de générer des pertes thermiques plus ou moins importantes.

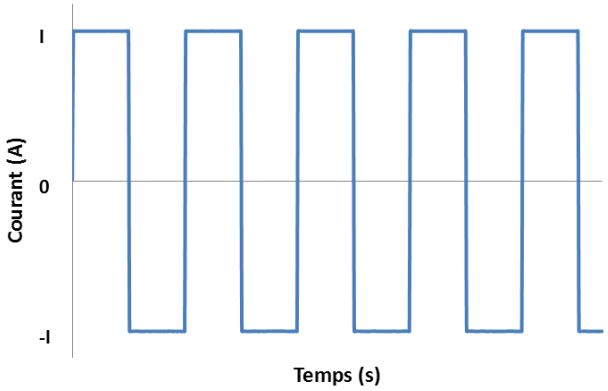



*Figure 4.3: Illustration du profil BBN*

En supposant que l'augmentation de la température entre deux phases de charge et de décharge du cycle BBN est faible, on peut considérer que la perte entropique s'annule entre la charge et la décharge. La perte irréversible peut être calculée à partir des mesures de tension et de courant selon la formule suivante :

$$Q_{tot} = I(U - Uo) + IT\frac{dUo}{dT}$$

### b) Conditions de refroidissement

Nous avons tout d'abord testé la batterie sous condition adiabatique en la calorifugeant avec de la laine de verre et en déconnectant tous les ventilateurs. Cet essai permet de vérifier la quantité de chaleur générée par les cellules ainsi que la capacité thermique du stockeur.

Ensuite, les tests en convection naturelle et en convection forcée ont été réalisés. Pour le refroidissement en convection forcée, la batterie est équipée de 6 ventilateurs hélicoïdaux de dimension 80x80mm. La vitesse des ventilateurs peut être modulée entre 15% et 95% de sa capacité maximale grâce au contrôle PWM (pulse-with-modulation). Nous avons utilisé 4 niveaux de ventilation pour nos tests : du plus faible (15% du PWM) au plus fort (95% PWM) en passant par les puissances intermédiaires telles que 25% et 50% du PWM.

Pour chaque condition de test, les essais ont été réalisés 3 fois afin de vérifier la reproductivité.

### c) Capteurs de températures

Nous utilisons 6 thermistances de type NTC avec une tolérance de la résistance $R_{25}$ de ±1% afin d'assurer une précision de mesure inférieure à ±1°C. Ces thermistances ont été installées à plusieurs endroits à l'intérieur de la matrice de résine. La position de l'ensemble des thermocouples au sein du stockeur est présentée dans la figure 4.4.

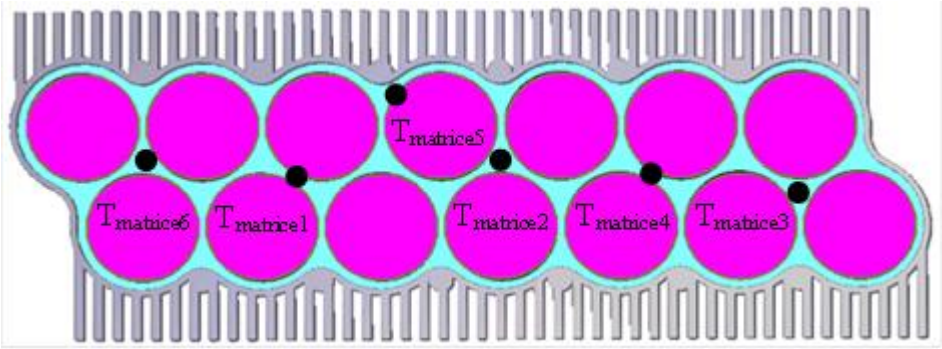
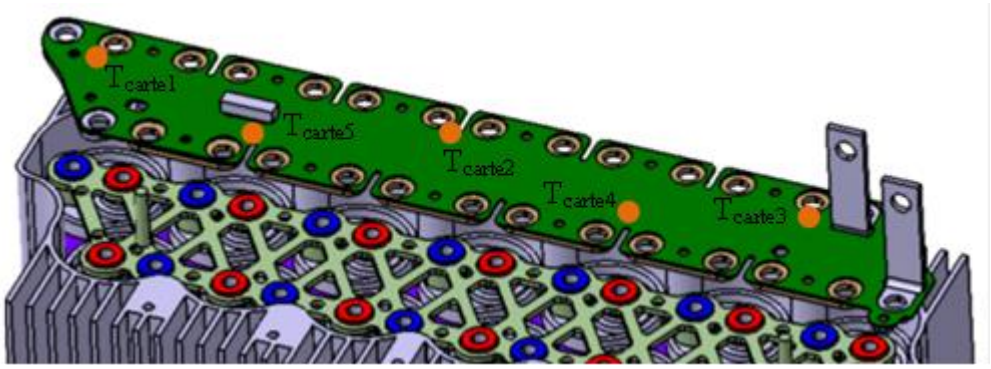



*Figure 4.4 : La position des thermocouples au sein du stockeur*

On constate que les capteurs $T_{matrice1}$, $T_{matrice2}$, $T_{matrice3}$, $T_{matrice4}$, $T_{matrice6}$ mesurent la température de la résine entre deux rangées de cellule alors que le capteur $T_{matrice5}$ mesure la température de la résine entre la cellule et la cuve.

(a)




(b)

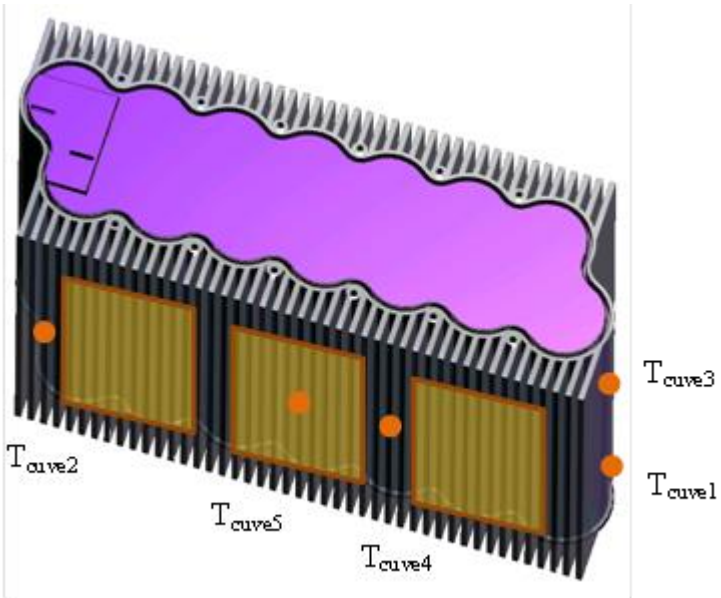



*Figure 4.5: Disposition des capteurs de températures sur la carte de bus bars (a) et la cuve ailetée (b)*

Sur la carte de bus bars qui est en contact avec les connectiques des cellules, nous disposons également 5 thermistances de type NTC (tolérance de ±1% au niveau de la résistance $R_{25}$, soit une précision de mesure inférieure à ±1°C) (figure 4.5-a). Comme la conductivité thermique axiale des cellules est élevée, la température prélevée sur la carte de bus bars peut donner une idée assez fiable sur la température au cœur des cellules. Enfin, plusieurs thermocouples de type K (incertitude ±1.5 °C) sont disposés sur la paroi de la cuve en aluminium afin de mesurer la température de la cuve (figure 4.5-b).

### 4.1.2. Résultats

#### *a) Test en adiabatique*

Le stockeur calorifugé est testé sous un cycle BBN avec un courant I=+/-60A. La température de la cellule atteint 52 °C au bout d'une heure environ. La puissance générée par chaque cellule durant l'essai est calculée et présentée dans la figure 4.6 ci-dessous.

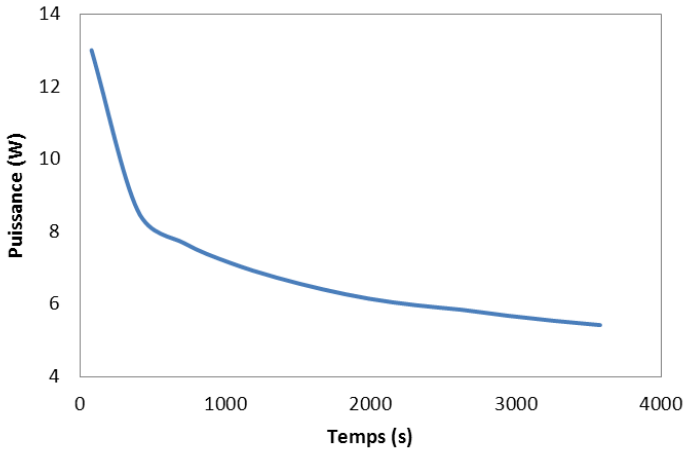



*Figure 4.6 : Puissance générée par chaque cellule lors du test en adiabatique*

On remarque que sous la même sollicitation électrique, lorsque la température augmente, la perte générée par la cellule devient moins importante. Cela est cohérent par rapport à ce qu'on constate généralement lors des mesures de la résistance interne de la cellule : la résistance baisse lorsque la température augmente.

Concernant la distribution de la température, nous avons constaté que la température mesurée sur la carte de bus bars correspond parfaitement à la température de la matrice de résine. Cela montre une bonne homogénéité concernant la température entre différentes cellules et la température au sein de la matrice de résine. Concernant la cuve, nous avons eu malheureusement un incident sur les thermocouples situés entre les ailettes de la cuve ($T_{cuve1}$, $T_{cuve2}$, $T_{cuve4}$). Par conséquent, nous disposons uniquement de 2 mesures de température sur la paroi lisse de la cuve ($T_{cuve3}$, $T_{cuve5}$). Ces températures sont légèrement plus faibles que les températures mesurées au centre du stockeur. Ce gradient de température est dû au fait que la perte est générée uniquement au centre du stockeur.

La figure 4.7 ci-dessous présente l'évolution de la température à différents endroits (température sur la carte, au sein de la matrice et sur la cuve) du stockeur sous condition adiabatique. Afin de faciliter la visualisation, nous ne présentons qu'un profil de température pour chaque groupe de mesure.

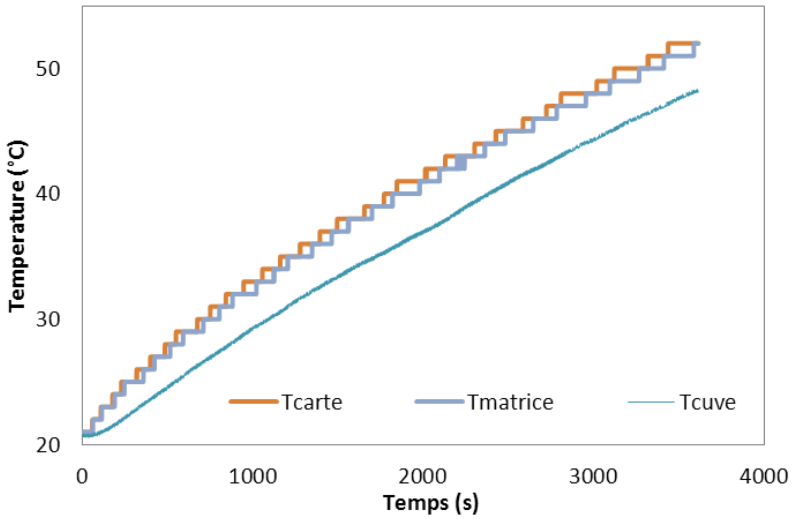



*Figure 4.7 : Les profils de température sous condition adiabatique*

### b) Test en convection naturelle

Nous avons testé le stockeur en convection naturelle, sous 3 cycles BBN avec des courants de I=+/-69A, +/-82A et +/-102A afin d'évaluer la performance thermique de la cuve ailettée en mode refroidissement passif. La figure 4.8 ci-dessous présente le profil de puissance générée par chaque cellule en fonction du courant utilisé.

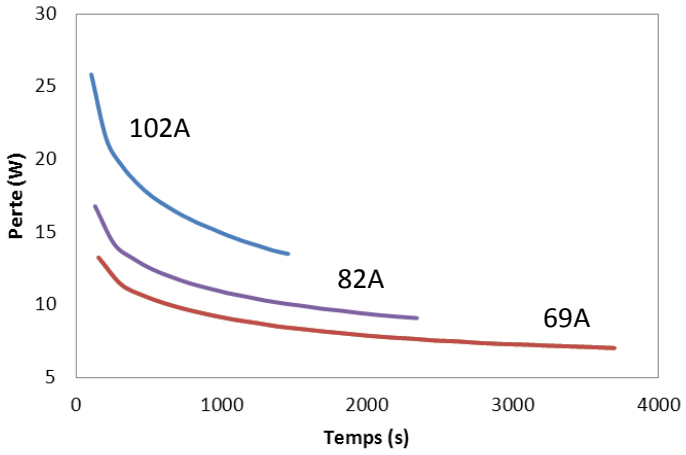
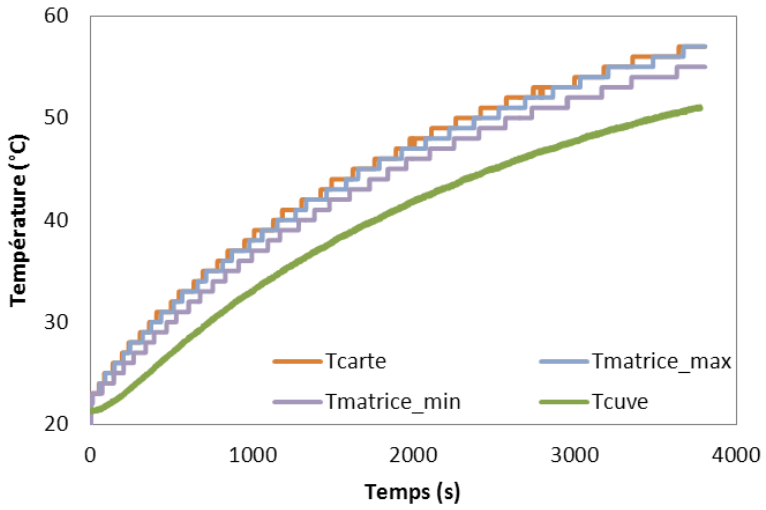


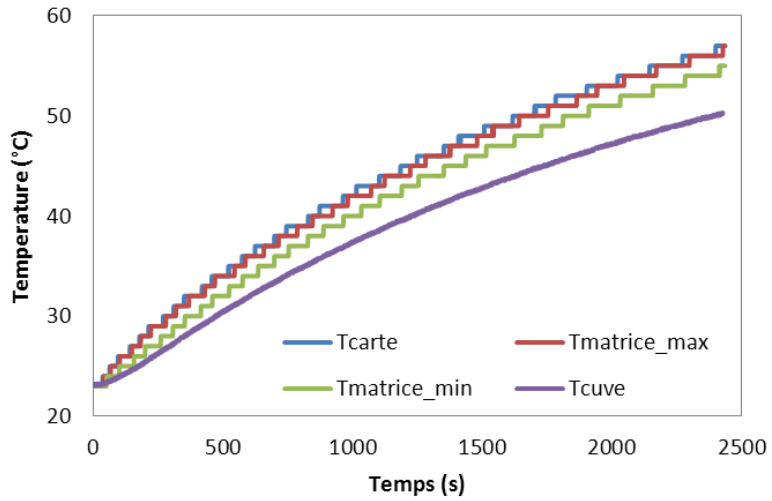

*Figure 4.8: Puissance générée par chaque cellule lors des tests en convection naturelle*

La figure 4.9 présente le profil de température à différents endroits du stockeur pour chacun des niveaux de courant testés. On remarque que la convection naturelle ne suffit pas pour refroidir le stockeur. La température des cellules augmente de manière continue et atteint rapidement la limite de 52 °C.

69A




82A




102A

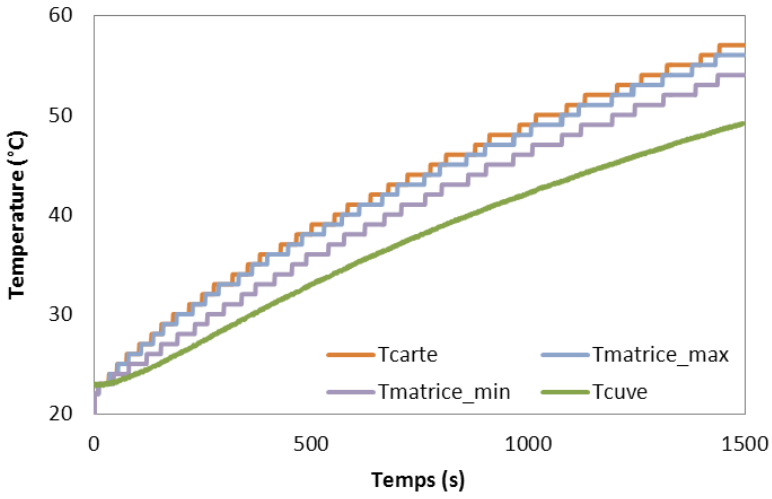



*Figure 4.9 : Profils de température en convection naturelle*

Concernant l'homogénéité de la température, la température mesurée par les 5 capteurs $T_{matrice}$ situés entre deux rangées de cellules est très proche de celle mesurée par les capteurs $T_{carte}$. Cela veut dire que le gradient de température entre les différentes cellules est minime. Le capteur $T_{matrice5}$ mesurant la température entre la cellule et la cuve montre une température légèrement plus faible que les autres capteurs $T_{matrice}$. Il y a donc un petit gradient de température au sein de la matrice de résine. Enfin, on constate également un gradient de température entre la température de la paroi de la cuve et la température au sein du stockeur. L'incident sur les capteurs de température situés entre les ailettes : $T_{cuve2}$, $T_{cuve4}$, $T_{cuve5}$ a été résolu et la température mesurée sur la paroi ailettée de la cuve est légèrement plus grande que celle de la paroi lisse.

### *c) Test en convection forcée.*

Les tests en convection forcée ont pour but d'évaluer la performance thermique de la cuve ailettée et le système de ventilation sous plusieurs niveaux de perte et plusieurs puissances de ventilation. Lorsque l'on augmente la puissance de ventilation, la température des cellules après l'équilibre thermique est censée baisser. Or la perte générée par la cellule est dépendante à la fois à l'intensité du courant et de la température. Pour rester sur le même niveau de perte générée, il est nécessaire d'ajuster l'intensité du courant du cycle BBN entre deux puissances de ventilation.

Pour le 1$^{er}$ niveau de puissance expérimentée, nous visons une puissance de 8 W/cellule environ. Lorsque la puissance de ventilation passe de 15%, 25%, 50% et 95% PWM, le courant a été réduit de 67 A à 64 A en passant par 66 A. La figure 4.10 ci-dessous présente la perte générée sous les 3 niveaux de ventilation 15, 25 et 50%. On remarque qu'à l'équilibre thermique, le niveau de perte est aux alentours de 8.5 W/cellule dans les 3 cas.

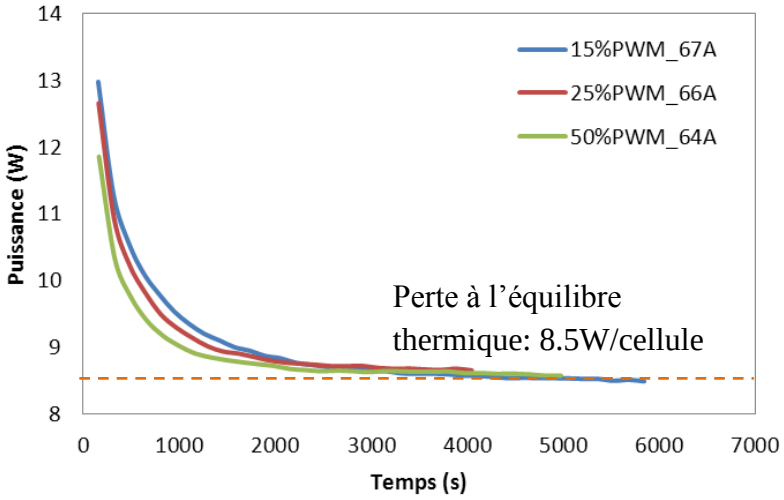



*Figure 4.10: Profiles de température en convection naturelle*

Les 2ème et 3ème niveaux de puissance sont de 11 et 16 W/cellule respectivement. Le détail des courants et des pertes pour chaque puissance de ventilation est présenté dans le tableau 4.2 ci-dessous.

| | Consigne PWM (%) | Consigne de courant (A) | Puissance générée* (W) |
|---|---|---|---|
| 1er niveau de puissance | 15 | +/-67 | 8.5 |
| | 25 | +/-66 | 8.65 |
| | 50 | +/-64 | 8.56 |
| | 95 | +/-64 | 8.65 |
| 2ème niveau de puissance | 15 | +/-82 | 10.5 |
| | 25 | +/-82 | 10.75 |
| | 50 | +/-78 | 11.15 |
| | 95 | +/-78 | 11.25 |
| 3ème niveau de puissance | 25 | +/-102 | |
| | 50 | +/-102 | 15.5 |
| | 95 | +/-102 | 16 |

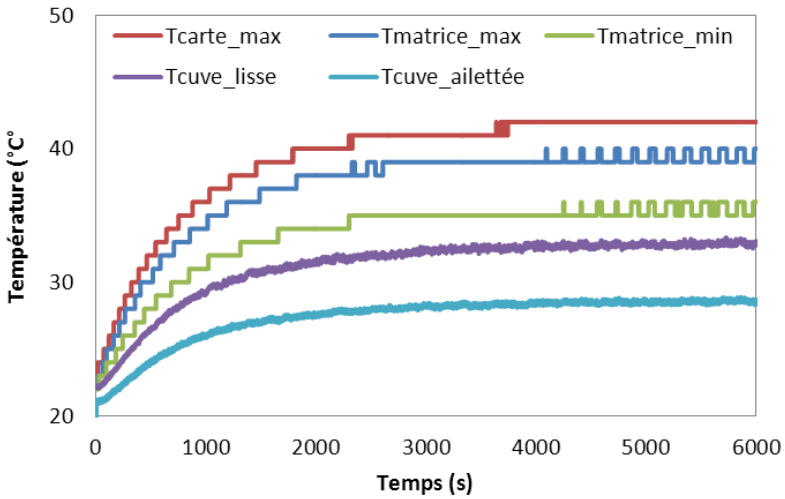
*(*) : à l'équilibre thermique*

*Tableau 4.2 : Puissance générée sous différents niveaux de courants et de ventilation*

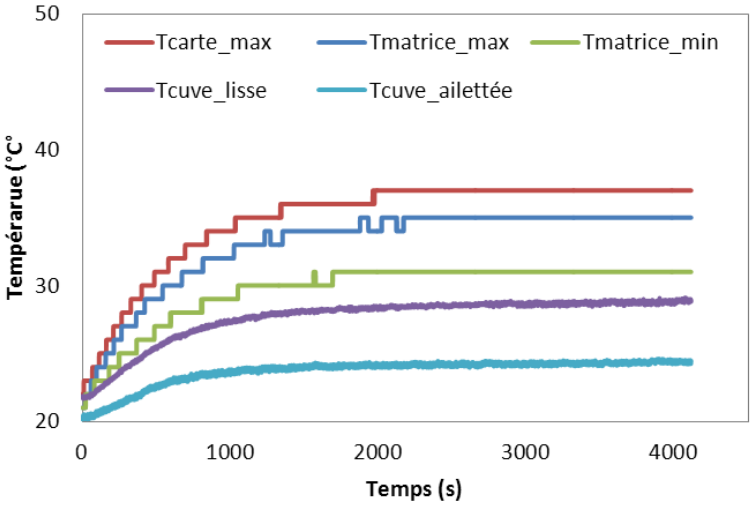
La figure 4.11 présente les profils de température à différents endroits avec le 1er niveau de puissance et sous 3 puissances de ventilation différentes. Sous l'effet de refroidissement des ventilateurs, la température des parois ailettées de la cuve est bien plus faible que celle des parois lisses. L'écart observé entre le capteur $T_{matrice5}$ et les autres capteurs $T_{matrice}$ est plus important que ce qui a été constaté précédemment sous convection naturelle. Enfin, la température mesurée par les capteurs $T_{carte}$ est plus grande que la température $T_{matrice}$. Cela s'explique par le fait que la carte de bus bar n'est pas baignée dans la matrice de résine, elle est donc refroidie sous une condition beaucoup plus sévère que la matrice de résine en convection forcée. Toutefois, étant en contact direct avec les bornes des cellules, la carte de bus bar peut nous informer sur la température des cellules. En effet, la température moyenne de la cellule doit se situer entre la température de la carte de bus bar et celle de la matrice de résine.

$$T_{carte} \geq T_{cell_centre} \geq T_{cell_moyenne} \geq T_{cell_peau} \geq T_{matrice}$$

67A-15%PWM




66A-25%PWM




64A-50%PWM

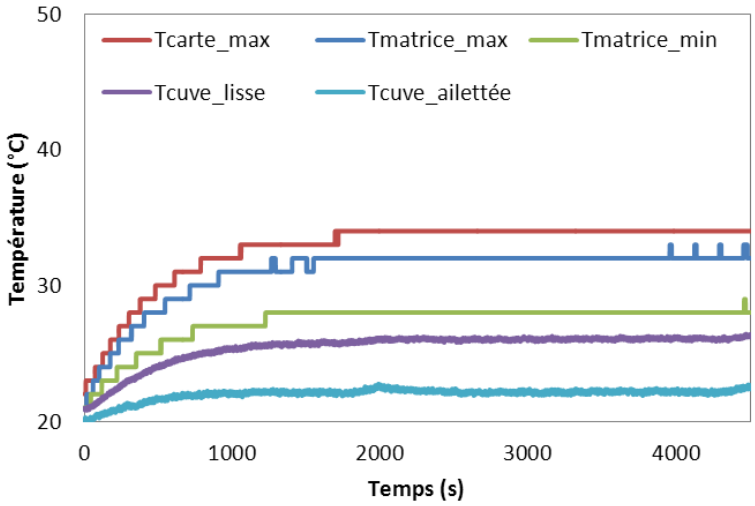



*Figure 4.11 : Profils de températures sous convection forcée, 1$^{er}$ niveau de puissance*

Le tableau 4.3 récapitule les différentes conditions de test ainsi que la distribution de la température du stockeur après l'équilibre thermique. La température $T_{carte_max}$, considérée comme proche de la température de la cellule est présentée en lui affectant un code de couleur (Annexe 3). Ce code couleur sera par ailleurs appliqué à tous les résultats obtenus sur la température de la cellule présentés dans ce rapport.

| | PWM (%) | $T_{carte_max}^{*}$ (°C) | $T_{matrice_max}^{*}$ (°C) | $T_{matrice_min}^{*}$ (°C) | $T_{cuve_lisse}^{*}$ (°C) | $T_{cuve_ailettée}^{*}$ (°C) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1er niveaux de puissance | 15 | 42.0 | 39.5 | 35.5 | 33.0 | 29.5 |
| | 25 | 37.0 | 35.0 | 31.0 | 29.0 | 25.5 |
| | 50 | 34.0 | 32.5 | 28.5 | 26.0 | 23.0 |
| | 95 | 33.0 | 32.0 | 28.0 | 25.5 | 22.5 |
| 2ème niveaux de puissance | 15 | 47.0 | 44.0 | 39.0 | 36.5 | 33.0 |
| | 25 | 44.0 | 41.0 | 36.5 | 34.0 | 29.5 |
| | 50 | 40.0 | 37.0 | 32.0 | 29.0 | 24.5 |
| | 95 | 39.0 | 36.0 | 31.0 | 28.0 | 24.0 |
| 3ème niveaux de puissance | 25 | >52 | >52 | | | |
| | 50 | 48.0 | 43.0 | 36.0 | 33.0 | 28.0 |
| | 95 | 46.0 | 42.0 | 35.0 | 31.5 | 26.0 |

*(*) : à l'équilibre thermique*

*Tableau 4.3 : Performance thermique du système de refroidissement à air sous différents niveaux de puissances et de ventilation*

On voit que sous le 1er niveau de puissance, la température de la cellule peut être maintenue dans la plage de température optimale (entre 35 °C et 40 °C) même avec une faible ventilation (une ventilation de 20% du PWM pourrait être suffisante).

Pour des puissances plus élevées telle que le 2ème niveau de puissance, la température des cellules peut être maintenue en dessous de la limite maximale de 52 °C avec de faible régime de ventilation mais pour rester dans la plage de température optimale, il est nécessaire d'employer une vitesse de ventilation élevée.

Enfin, on remarque que lorsque la puissance générée par les cellules est très élevée (3ème niveau de puissance), la ventilation à faible PWM ne suffit plus pour refroidir les cellules, le stockeur se retrouve alors en condition d'arrêt d'urgence (température dépassant la limite maximale) avant d'atteindre l'équilibre thermique. Avec une ventilation à forte PWM (50% PWM ou 95% PWM), la température des cellules peut être maintenue en dessous de la limite maximale. Toutefois, la cuve ailettée et ses ventilateurs ne suffisent pas pour maintenir la température des cellules dans la zone optimale, même en employant la vitesse de ventilation maximale.

## 4.2. Modèle AMESim du stockeur

### 4.2.1. Analyse préliminaire

Comme la conductivité thermique axiale des cellules est élevée, nous pouvons considérer que le gradient de température axial (selon la hauteur du pack) est négligeable. Par conséquent, nous optons pour un modèle thermique 2D modélisant la section où se trouvent tous les contacts thermiques entre différents composants du stockeur.

Dans ce modèle thermique 2D, les cellules sont considérées comme faites d'un matériau homogène avec des propriétés physiques moyennes. La température de chaque cellule est également supposée homogène. Ainsi, chaque cellule peut être modélisée par une maille.

La matrice de résine est discrétisée en 28 mailles dont une maille intérieure (maille a) et une maille extérieure (maille b) autour de chaque cellule.

Enfin, pour modéliser la cuve ailetée, nous l'avons divisée en 10 mailles. Une étude préliminaire a été réalisée pour évaluer l'effet du rayonnement thermique via la paroi de la cuve. Nous avons trouvé que la puissance dissipée par rayonnement thermique est très faible par rapport à la puissance générée par les cellules (Annexe 4). Par conséquent, l'effet du rayonnement a été négligé dans ce modèle. La convection via des ailettes avec l'effet de la ventilation est modélisée en utilisant un coefficient de transfert thermique $h_{cuve}$.

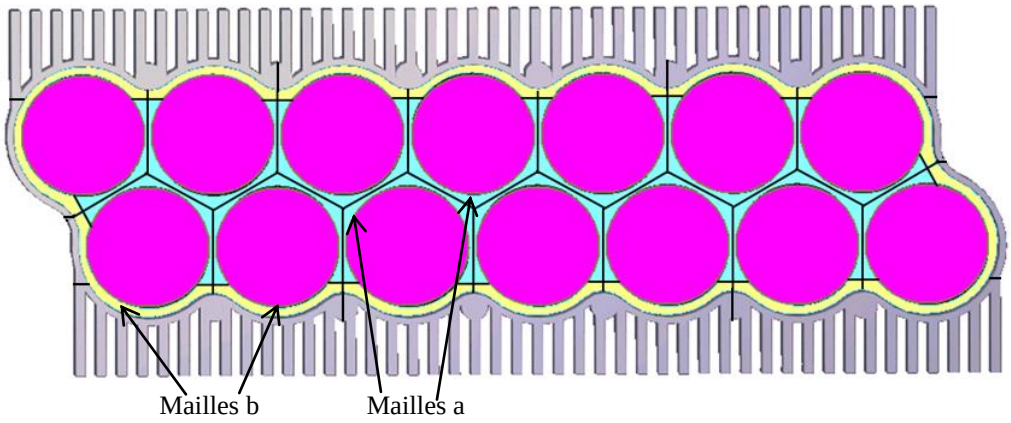



*Figure 4.12 : La section du stockeur à modéliser avec son maillage*

Suite au maillage, un bilan d'énergie a été écrit pour chaque maille du stockeur:

- Les cellules :

$$m_{cellule} Cp_{cellule} \frac{dT_{cellule}}{dt} = Q - q_{cellule \to a} - q_{cellule \to b}$$

- Les mailles a de la matrice de résine :

$$m_a Cp_{resine} \frac{dT_a}{dt} = q_{cellule \to a} - \sum_j q_{a \to a^j} - q_{a \to b}$$

- Les mailles b de la matrice de résine :

$$m_b Cp_{resine} \frac{dT_b}{dt} = q_{cellule \to b} - q_{b \to a} - \sum_j q_{b \to b^j} - q_{b \to cuve}$$

- La cuve en aluminium :

$$m_{cuve} Cp_{cuve} \frac{dT_{cuve}}{dt} = q_{b \to cuve} - \sum_j q_{cuve \to cuve^j} - h_{cuve} A (T_{cuve} - T_{amb})$$

où: $q_{cellule \to a}$ et $q_{cellule \to b}$ sont les flux transmis par chaque cellule aux mailles a et b de la matrice de résine qui l'avoisinent,

$q_{a \to a}$ , $q_{a \to b}$ ,$q_{b \to a}$ et $q_{b \to b}$ sont les flux transmis entre les différentes mailles de la matrice de résine,

$q_{b \to cuve}$ est le flux transmis par les mailles extérieures b de la matrice de résine aux mailles de la cuve en aluminium.

### 4.2.2. Construction du modèle sous AMESim

Suite à cette analyse préliminaire, un modèle thermique du stockeur a été construit sous AMESim [AME], un logiciel de modélisation multi physique. Pour la modélisation du stockeur en question, nous travaillons principalement avec la plateforme thermique, toutefois, l'utilisation d'un logiciel multi-physique permet de faciliter l'utilisation du modèle. Il peut être facilement couplé avec, par exemple, les modèles électriques ou mécaniques en vue d'une modélisation globale du véhicule.

La modélisation commence tout d'abord par la création des matériaux correspondant aux 3 matériaux principaux qui constituent le stockeur. Les propriétés physiques des différents composants du stockeur sont détaillées dans le tableau 4.4 ci-dessous:

| | Cellule | Résine | Cuve |
|---|---|---|---|
| Masse volumique [kg/m$^3$] | 2236 | 1830 | 2700 |
| Capacité thermique [J/(kg.m$^3$)] | 1000 | 1260 | 897 |
| Conductivité thermique [W/(m.K)] | 0.4 * | 1 | 273 |

*(*) : Il s'agit de la conductivité radiale de la cellule*

*Tableau 4.4 : Propriétés physiques des principaux matériaux du stockeur*

Chacune des mailles est représentée dans AMESim par une capacité thermique. En fonction de ce que représente chaque maille, un des 3 matériaux créés lui a été affecté. La masse élémentaire de chaque maille a été calculée suite au découpage CAO du stockeur afin de paramétrer les différentes capacités thermiques du modèle.

La perte générée par chaque cellule est modélisée par une source de chaleur, connectée à la capacité thermique correspondant à la cellule. Nous pourrons modéliser une perte thermique constante ou une perte thermique variable selon le temps.

L'échange thermique entre deux mailles (du même matériau ou de 2 matériaux différents) est représenté par l'élément de conduction. Afin de paramétrer ce type d'élément, il est nécessaire de connaitre le facteur de forme qui caractérise le contact thermique.

Enfin, l'échange thermique entre la cuve en aluminium et l'ambiant est modélisé par l'élément de convection. La surface d'échange, le coefficient de convection ainsi que la température ambiante sont les informations requises pour l'utilisation de ce type d'élément.

Le tableau 4.5 ci-dessous présente les différents éléments utilisés pour la modélisation du stockeur dans AMESim.

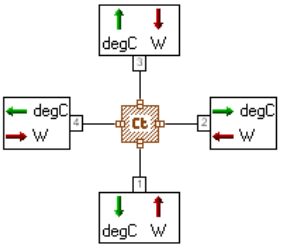
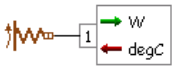
| Nom/Interface AMESim | Paramètres | | Equation |
|---|---|---|---|
| | Connus | A identifier | |
| Matériau  | - Masse volumique ***ρ***<br>- Capacité thermique ***cp***<br>- Conductivité thermique ***λ*** | | |
| Capacité thermique  | - Matériau<br>- Masse ***M*** | | - Evolution de la température $\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^{4} \varphi_i}{M \cdot cp}$ |
| Source de chaleur  | - Profil de puissance ***Q*** (constant ou variable) | | |
| Elément de conduction  | - Matériau | - Facteur de forme ***SF*** | - Flux échangé $Q = \lambda \cdot SF \cdot (T_2 - T_1)$ |
| Elément de convection  | - Surface d'échange ***S***<br>- Température ambiante ***Ta***<br>- Coefficient d'échange ***h*** | | - Flux échangé $Q = A \cdot h \cdot (T_1 - T_a)$ |

*Tableau 4.5 : Différents éléments utilisés pour la modélisation du stockeur dans AMESim*

Au final, le modèle AMESim est le suivant :

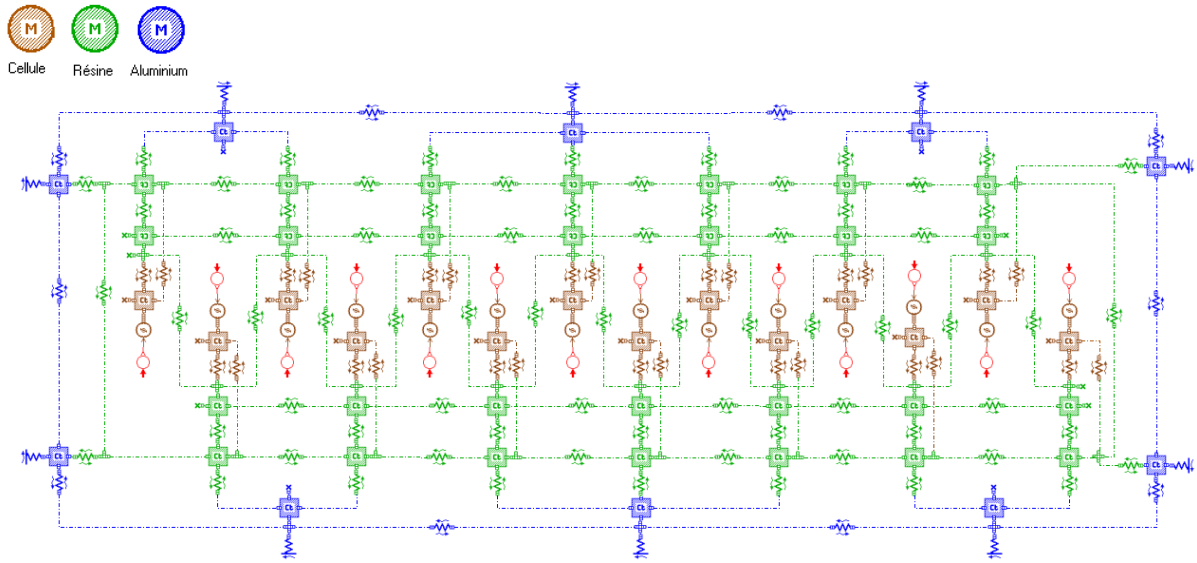



*Figure 4.13 : Illustration du modèle AMESim*

### 4.2.3. Paramétrage, calibration et validation du modèle

Les résultats expérimentaux présentés dans la section 4.2 sont utilisés pour identifier les différents facteurs de forme entre les capacités thermiques du modèle. Pour ce faire, nous allons tout d'abord calculer le coefficient de transfert thermique pour chaque condition de test afin de paramétrer le modèle.

#### *a) Paramétrage*

En fonction de la condition de refroidissement, le coefficient de transfert thermique peut être identifié de la manière suivante :

- Pour le stockeur en condition adiabatique

Il n'y a aucun échange thermique avec l'ambiant. Il s'agit donc de modifier le modèle AMESim du stockeur en supprimant les éléments de convection entre la cuve et l'ambiant (figure 4.14).

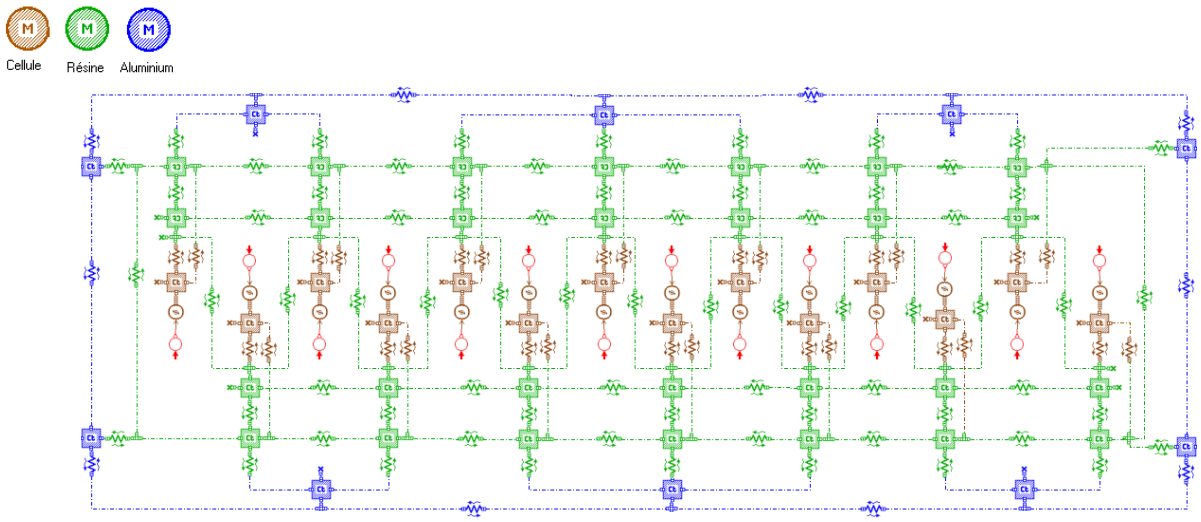



*Figure 4.14 : Modèle AMESim du stockeur calorifugé*

- Pour le cas du stockeur en convection naturelle

On peut distinguer le coefficient de convection pour les parois lisses et celui des parois ailetées :

- Le coefficient de transfert thermique sur les parois lisses peut être calculé en utilisant la corrélation pour une plaque verticale de hauteur L proposée par Churchil et Chu [CHU75].

$$Ra_L = \frac{g\beta L^3 \left(T_p - T_{amb}\right)}{\nu^2} \cdot \Pr$$

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.67 Ra_L^{\,0.25}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}$$

$$h_L = \frac{Nu_L \lambda}{L}$$

- Les parois ailetées de la cuve du stockeur sont des dissipateurs dont la base est légèrement ondulée. Afin de simplifier les calculs, elles ont été assimilées à des dissipateurs plats avec une hauteur d'ailettes H égale à la hauteur moyenne des ailettes.

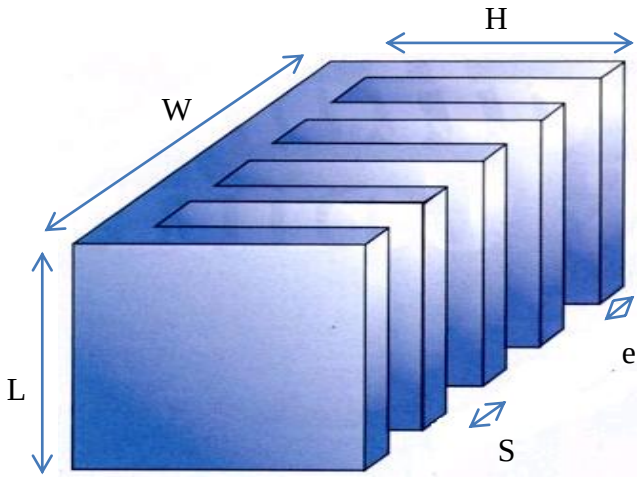



*Figure 4.15 : Illustration du dissipateur plat*

Le coefficient de convection équivalent est estimé selon la formule suivante :

$$h_{equi} = \frac{A_{base} h_{base} + A_{fin} h_{fin} \eta}{A_{base} + A_{fin}}$$

où : les indices « base » et « fin » indiquent respectivement les valeurs correspondant à la base du dissipateur et aux ailettes

η est l'efficacité des ailettes

$$\eta = \tanh\left(H\sqrt{\frac{2h_{fin}}{\lambda e}}\right) \Big/ \left(H\sqrt{\frac{2h_{fin}}{\lambda e}}\right)$$

Le coefficient de convection pour la base du dissipateur peut être déterminé de la même manière que celui des parois lisses en utilisant la corrélation de Churchil et Chu pour les plaques verticales de hauteur L. Pour déterminer le coefficient de convection des ailettes, nous appliquons la corrélation proposée par Bar-Cohen [BAR84].

$$Ra_S = \frac{g\beta S^3 \left(T_p - T_{amb}\right)}{\nu^2} \cdot \Pr$$

$$Nu_{fin} = \left[ \frac{576}{\left(Ra_s\, S/L\right)^2} + \frac{2.873}{\left(Ra_s\, S/L\right)^{1/2}} \right]^{-1/2}$$

$$h_{fin} = \frac{Nu_{fin}\lambda}{S}$$

La figure 4.16 ci-dessous présente l'évolution du coefficient de convection naturelle des parois ailetées de la cuve pour le cycle BBN avec un courant I= +/-96A.

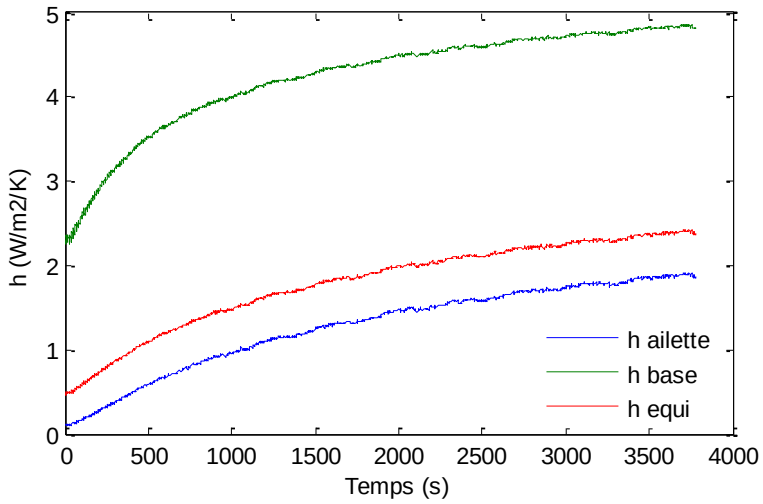



*Figure 4.16 : Coefficient de convection des parois ailettées (I=+/-69A)*

Le modèle AMESim ne permet pas de paramétrer le coefficient de convection en fonction du temps. Par conséquent, nous utilisons la valeur moyenne durant chaque opération. Le tableau 4.6 ci-dessous présente le coefficient de convection pour les 3 cycles BBN testés.

| | | Consigne de courant | | |
|---|---|---|---|---|
| | | I=+/-69A | I=+/-82A | I=+/-102A |
| $h_{moy}$ [W/(m$^2$/K)] | Parois lisses | 4.23 | 4.18 | 4.08 |
| | Parois ailettées | 1.79 | 1.73 | 1.64 |

*Tableau 4.6 : Coefficient de convection moyenné du stockeur sous convection naturelle*

- Enfin, pour le cas du stockeur en convection forcée

Les coefficients de convection sont calculés pour les parois lisses et ailetées de la manière suivante :

- Le coefficient de convection sur les parois lisses est calculé avec la corrélation Churchil et Chu

- Le coefficient de convection équivalent pour les parois ailetées est estimé de la manière suivante

$$h_{equi} = \frac{Q - 2h_L A_L (T_p - T_{amb})}{2(A_{fin} + A_{base})(T_p - T_{amb})}$$

où : Q est la perte générée par l'ensemble des cellules du stockeur
$2h_LA_L(T_p-T_{amb})$ est le flux thermique évacué via les deux parois lisses

Le tableau 4.7 ci-dessous présente les coefficients de convection pour l'ensemble des essais en convection forcée. Pour le niveau de puissance le plus élevé, les faibles ventilations à 15% et 25% PWM n'étaient pas suffisantes pour atteindre l'équilibre thermique avant que la température de la batterie ne dépasse la limite maximale de 50 °C. Par conséquent, nous ne pouvons pas calculer les coefficients de convection à l'équilibre thermique pour ces deux conditions de test.

| | % PWM | $h_L^*$ (W/m$^2$/K) | $h_{equi}^*$ (W/m$^2$/K) |
|---|---|---|---|
| 1er niveaux de puissance | 15 | 4.00 | 25.3 |
| | 25 | 3.64 | 48.9 |
| | 50 | 3.25 | 109 |
| | 95 | 3.17 | 148 |
| 2ème niveaux de puissance | 15 | 4.25 | 22.1 |
| | 25 | 4.04 | 32.1 |
| | 50 | 3.64 | 81.3 |
| | 95 | 3.52 | 95.8 |
| 3ème niveaux de puissance | 15 | | |
| | 25 | | |
| | 50 | 4.00 | 56.4 |
| | 95 | 3.88 | 81.7 |

*($^*$) : à l'équilibre thermique*

*Tableau 4.7 : Coefficient de convection moyenné du stockeur sous convection forcée*

### *b) Calibration*

La calibration du modèle permet d'identifier le jeu de paramètres permettant de minimiser l'écart entre la simulation et les données expérimentales. Cette étape est réalisée par optimisation dans AMESim.

- Le choix d'algorithme d'optimisation

Le logiciel AMESim propose deux méthodes d'optimisation :

- Méthode NLPQL basé sur l'algorithme SQP (programmation séquentielle quadratique). Le plus grand défaut de la méthode NLPQL est qu'il s'arrête dès que le premier minima local est trouvé. Par conséquent, le résultat obtenu est fortement dépendant du point de départ que nous allons choisir.

- Algorithme génétique basé sur la théorie de la sélection naturelle de Darwin et de la génétique moderne :

  - ✓ Sélection naturelle : Dans la lutte pour leur survie, les individus les plus adaptés à leur environnement survivent plus longtemps et se reproduisent plus facilement.

  - ✓ Génétique : Les lois de l'hérédité font appel aux notions de croisements et mutations. L'évolution et l'adaptation des espèces s'explique en évoquant le facteur "chance (ou hasard)", c'est à dire que les espèces évoluent sans but prédéterminé.

  L'algorithme génétique utilisé peut être schématisé dans la figure 4.17. Afin d'obtenir de meilleurs résultats, il est recommandé de travailler avec une population supérieure ou égale à 4.5 fois le nombre de paramètres à identifier. De même, le nombre de génération doit être supérieur à 10.

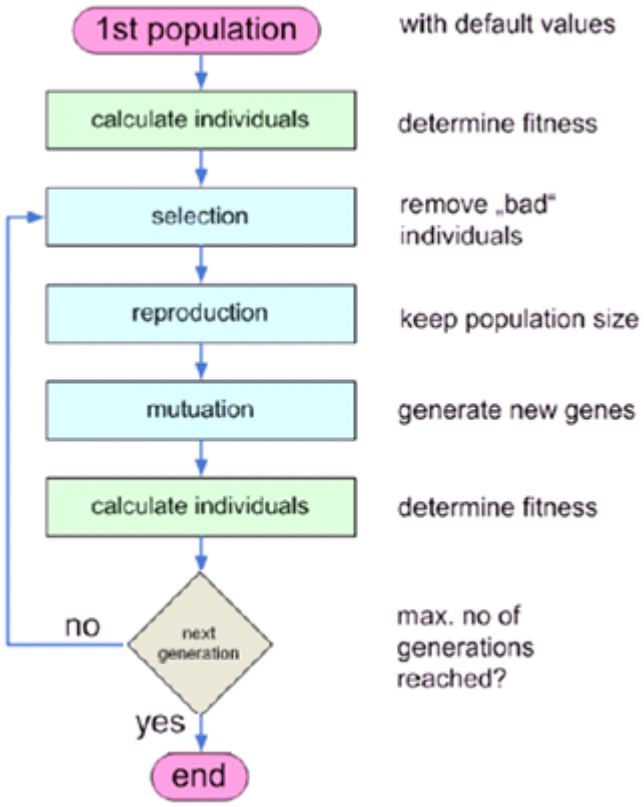
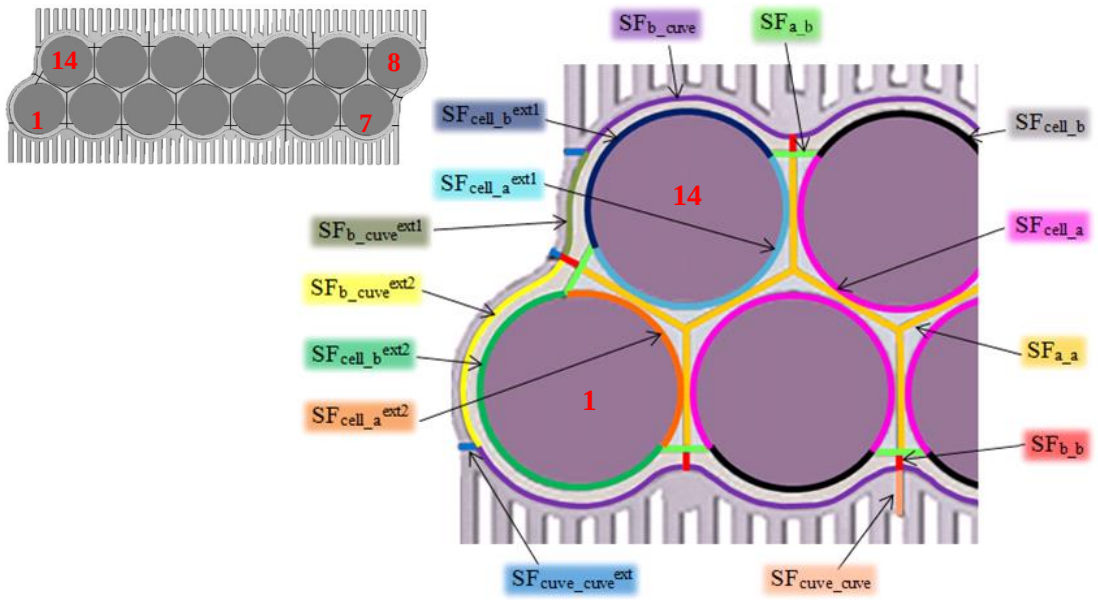



*Figure 4.17 : Optimisation par algorithme génétique*

Grace à l'utilisation d'une large population de départ et l'introduction de la notion de mutation pour chaque nouvelle génération, la méthode génétique permet de balayer un grand nombre de jeux de paramètres avant de trouver le jeu de paramètres optimal. Nous avons par conséquent, choisi de travailler avec cette méthode d'optimisation.

- Affinement du jeu de paramètres

Les facteurs de forme à identifier pour la calibration du modèle AMESim du stockeur sont présentés en détail dans le tableau 4.8 ci-dessous :




| Notations | Descriptions |
|---|---|
| $SF_{cell_a}$<br>$SF_{cell_a}^{ext1}$<br>$SF_{cell_a}^{ext2}$ | Facteur de forme pour la conduction entre une cellule et la maille a de la matrice de résine qui l'entoure. Les exposants «$^{ext1}$» et «$^{ext2}$» désignent les cellules 1, 7, 8, 14 qui sont sur les extrémités du stockeur. |
| $SF_{cell_b}$<br>$SF_{cell_b}^{ext1}$<br>$SF_{cell_b}^{ext2}$ | Facteur de forme pour la conduction entre une cellule et la maille b de la matrice de résine qui l'entoure. Les exposants «$^{ext1}$» et «$^{ext2}$» désignent les cellules 1, 7, 8, 14 qui sont sur les extrémités du stockeur. |
| $SF_{a_a}$ | Facteur de forme pour la conduction entre les mailles a de la matrice de résine |
| $SF_{b_b}$ | Facteur de forme pour la conduction entre les mailles b de la matrice de résine |
| $SF_{a_b}$ | Facteur de forme pour la conduction entre les mailles a et b de la matrice de résine |
| $SF_{b_cuve}$<br>$SF_{b_cuve}^{ext1}$<br>$SF_{b_cuve}^{ext2}$ | Facteur de forme pour la conduction entre la maille b de la matrice de résine et la paroi de la cuve. Les exposants «$^{ext1}$» et «$^{ext2}$» désignent les parois lisses du stockeur. |
| $SF_{cuve_cuve}$<br>$SF_{cuve_cuve}^{ext}$ | Facteur de forme pour la conduction entre les mailles de la cuve. L'exposant «$^{ext}$» désigne les parois lisses du stockeur. |

*Tableau 4.8 : Liste des facteurs de forme du modèle AMESim*

On voit que le nombre de paramètres à identifier est conséquent (14 paramètres). Pour optimiser un « problème » à 14 paramètres d'entrée, l'ordinateur va devoir exécuter un grand nombre d'itérations vu la taille importante de la population et le nombre de générations nécessaire pour obtenir la convergence des solutions. Afin de réduire la complexité du « problème», nous avons établi des relations simplificatrices entre les

différents facteurs de forme en nous basant sur les rapports de surface entre les différentes interfaces thermiques.

$$\frac{SF_1}{SF_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

- Pour les cellules au centre du stockeur, l'interface entre la cellule et la maille a est deux fois plus importante que celle entre la cellule et la maille b.

$$SF_{cell_a} = 2 \cdot SF_{cell_b}$$

- Pour les cellules 1 et 8, l'interface entre la cellule et la maille b est deux fois plus importante que celle entre la cellule et la maille a.

$$SF_{cell_b}^{ext2} = 2 \cdot SF_{cell_a}^{ext2} = SF_{cell_a}$$

- Pour les cellules 7 et 14, l'interface entre la cellule et la maille a est égale à celle entre la cellule et la maille b

$$SF_{cell_a}^{ext1} = SF_{cell_b}^{ext1} = 0.75 \cdot SF_{cell_a}$$

- Pour toutes cellules, l'interface entre les mailles a est 10 fois plus large que celle entre les mailles b.

$$SF_{a_a} = 10 \cdot SF_{b_b}$$

- L'interface entre la maille b des cellules 1 et 8 et la cuve est égale à celle entre la maille b des cellules au centre du stockeur et la cuve.

$$SF_{b_cuve}^{ext2} = SF_{b_cuve}$$

- L'interface entre la maille b des cellules 7 et 14 et la cuve est 2 fois moins importante que celle entre la maille b des cellules 1 et 8 et la cuve.

$$SF_{b_cuve}^{ext1} = 0.5 \cdot SF_{b_cuve}^{ext2}$$

- L'interface entre les mailles des parois ailettées de la cuve est 3 fois plus large que celle entre les mailles des parois lisses.

$$SF_{cuve_cuve}^{ext} = \frac{SF_{cuve_cuve}}{3}$$

Au final, ces simplifications nous ont permis de réduire le nombre de paramètres à identifier à 5 : $SF_{cell_a}$, $SF_{a_a}$, $SF_{a_b}$, $SF_{b_cuve}$, $SF_{cuve_cuve}$.

- Définir les entrées et sorties de l'étude d'optimisation

Un certain nombre de simulations préliminaires a été réalisé afin de définir judicieusement les limites de la variation des paramètres à l'entrée de l'étude d'optimisation. Ces limites ont été reportées dans le tableau 4.9.

Concernant les sorties, AMESim permet de minimiser certains paramètres tout en respectant des contraintes imposées pour d'autres. Tenant compte des données expérimentales dont nous disposons, nous avons posé 5 gradients de température ($\Delta T_{simulation\text{-}expérimentale}$) à minimiser et 5 contraintes à respecter (tableau 4.9).

| **Entrées** | | **Sorties** | | |
|---|---|---|---|---|
| Paramètres | Limites | Paramètres | Objectifs* | Limites |
| $SF_{cell_a}$ | [0; 5] | $T_{cell}^{sim}$ - $T_{matrice_max}$ | √ | |
| $SF_{a_a}$ | [0; 2] | $T_{maille_a}^{sim}$ - $T_{matrice_max}$ | √ | |
| $SF_{a_b}$ | [0; 2] | $T_{maille_b}^{sim}$ - $T_{matrice_min}$ | √ | |
| $SF_{b_cuve}$ | [0; 0.01] | $T_{paroi_ailettée}^{sim}$ - $T_{paroi_ailettée}$ | √ | |
| $SF_{cuve_cuve}$ | [0; 0.01] | $T_{paroi_lisse}^{sim}$ - $T_{paroi_lisse}$ | √ | |
| | | $T_{cell}^{sim}$ | | $[T_{carte_max}; T_{matrice_max}]$ |
| | | $T_{maille_a}^{sim}$ | | $[T_{maille_a}-1; T_{maille_a}+1]$ |
| | | $T_{maille_b}^{sim}$ | | $[T_{matrice_min}; T_{paroi_ailettée}]$ |
| | | $T_{paroi_ailettée}^{sim}$ | | $[T_{paroi_ailettée}-1; T_{paroi_ailettée}+1]$ |
| | | $T_{paroi_lisse}^{sim}$ | | $[T_{paroi_lisse}-1; T_{paroi_lisse}+1]$ |

*(*) La meilleure solution est celle dont la somme des objectifs est la plus faible*

*Tableau 4.9 : Les entrées et sorties de l'étude d'optimisation*

La taille de la population est de 25 (5 fois plus grande que le nombre des paramètres d'entrée). Nous avons trouvé par simulation que la convergence des solutions peut être obtenue sous 20 générations. La figure 4.5 montre à titre d'exemple la convergence d'un des gradients de température imposés par rapport au facteur de forme $SF_{cell_a}$ pour une des conditions d'essais.

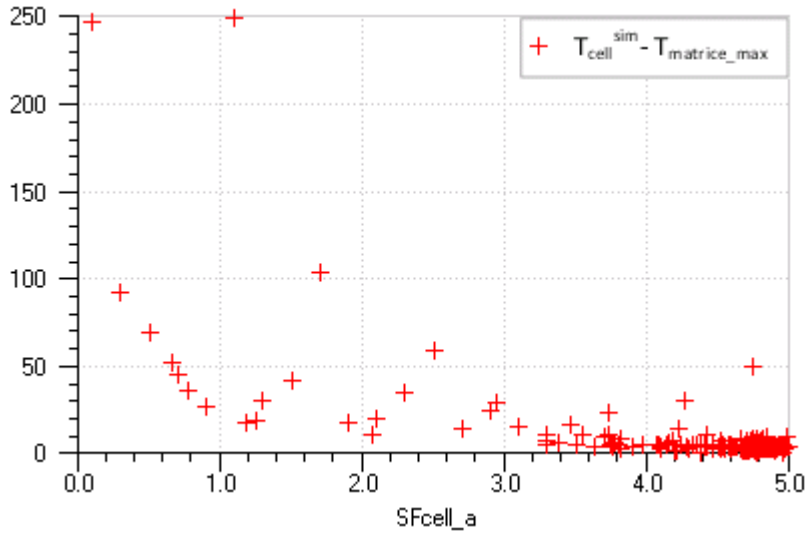



*Figure 4.18 : Convergence d'un des gradients de température en fonction du facteur de forme $SF_{cell_a}$ ($3^{ème}$ puissance de perte, 95% PWM)*

- Résultat de l'étude d'optimisation

Comme présenté dans la partie 4.1.2, nous possédons des résultats expérimentaux du stockeur sous 14 conditions expérimentales :

- Test en condition adiabatique
- Test en convection naturelle sous 3 niveaux de puissance
- Test en convection forcée (plusieurs niveaux de ventilation) sous 3 niveaux de puissance

Parmi toutes ces données expérimentales, nous avons choisi d'utiliser 6 données pour l'étude optimisation (2 tests en convection forcée ont été choisis pour chaque niveau de puissance). L'optimisation a été réalisée pour chaque test séparément. Le résultat est présenté dans le tableau 4.10.

| | | $SF_{cell_a}$ | $SF_{a_a}$ | $SF_{a_b}$ | $SF_{b_cuve}$ | $SF_{cuve_cuve}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | P1 25%PWM | 4.69 | 0.66 | 0.49 | 0.0033 | 0.0090 |
| 2 | P1 95%PWM | 4.99 | 0.62 | 1.14 | 0.0032 | 0.0069 |
| 3 | P2 15% PWM | 4.99 | 0.59 | 1.09 | 0.0036 | 0.0079 |
| 4 | P2 50%PWM | 4.99 | 0.67 | 1.23 | 0.0030 | 0.0077 |
| 5 | P3 50%PWM | 5.00 | 0.71 | 1.23 | 0.0036 | 0.0088 |
| 6 | P3 95%PWM | 4.89 | 0.77 | 0.12 | 0.0041 | 0.0061 |
| **Moyenne** | | **4.93** | **0.67** | **1.17*** | **0.0035** | **0.0077** |

*(*) : Moyenne excluant les valeurs en rouge*

*Tableau 4.10 : Jeux de paramètres obtenus suite à l'étude d'optimisation avec les données expérimentales sous 6 conditions d'essais*

On remarque que pour la plupart des paramètres, les valeurs trouvées sous les différentes conditions de test sont proches. Nous avons choisi le jeu de paramètre définitif en calculant la moyenne des valeurs trouvées sous les 6 conditions de test. Pour le paramètre $SF_{a_b}$, alors que la plupart des valeurs données par l'étude d'optimisation se trouvent entre 1 et 1.2, on constate une forte déviation de ce paramètre sous deux conditions de test. Ces valeurs ont été exclues du calcul de la moyenne.

### c) Validation

Le jeu de paramètre obtenu précédemment a été validé sous l'ensemble des 14 conditions de test. Malgré le fait que nous avons exclu 2 valeurs dans le calcul de la valeur moyenne du paramètre $SF_{a_b}$, la simulation montre des résultats très proches des données expérimentales

pour l'ensemble des conditions de test. Les figures 4.19 à 4.22 comparent, à titre d'exemple, les profils de températures entre la simulation et l'expérience sous différentes conditions de test.

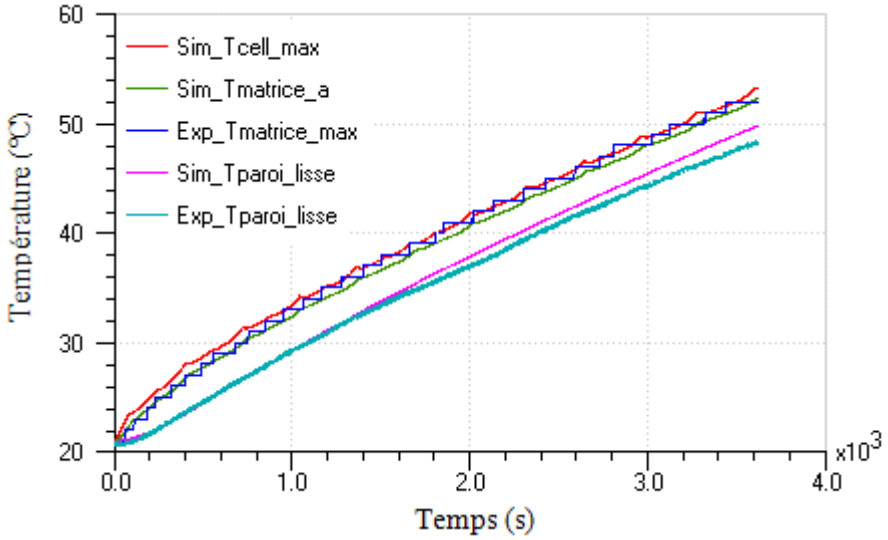



*Figure 4.19 : Validation sous condition adiabatique*

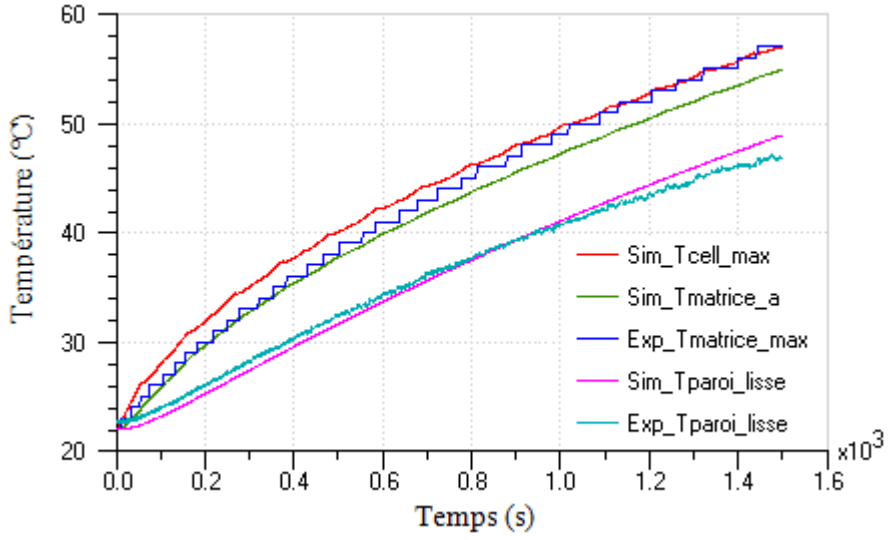



*Figure 4.20 : Validation pour le cas d'une convection naturelle sous 3$^{ème}$ niveau de puissance*

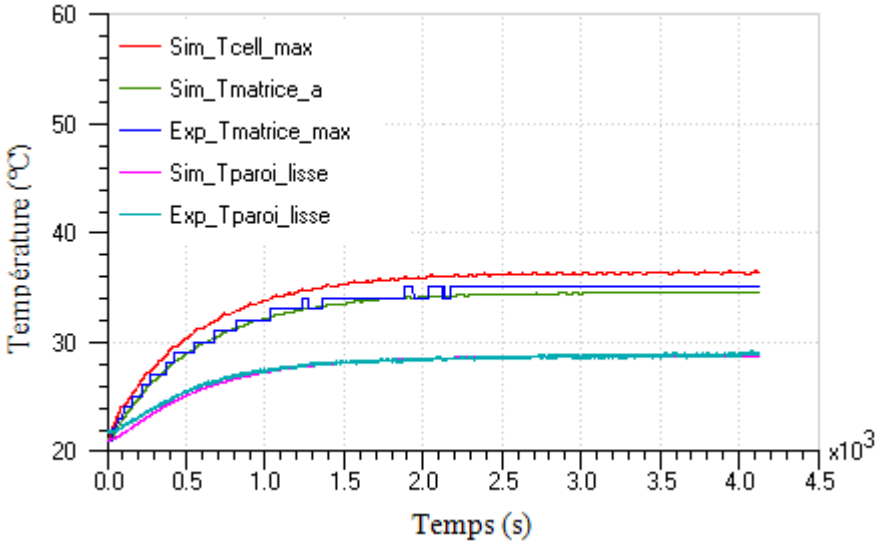



*Figure 4.21 : Validation pour le cas d'une convection forcée à 25% PWM et sous le 1$^{er}$ niveau de puissance*

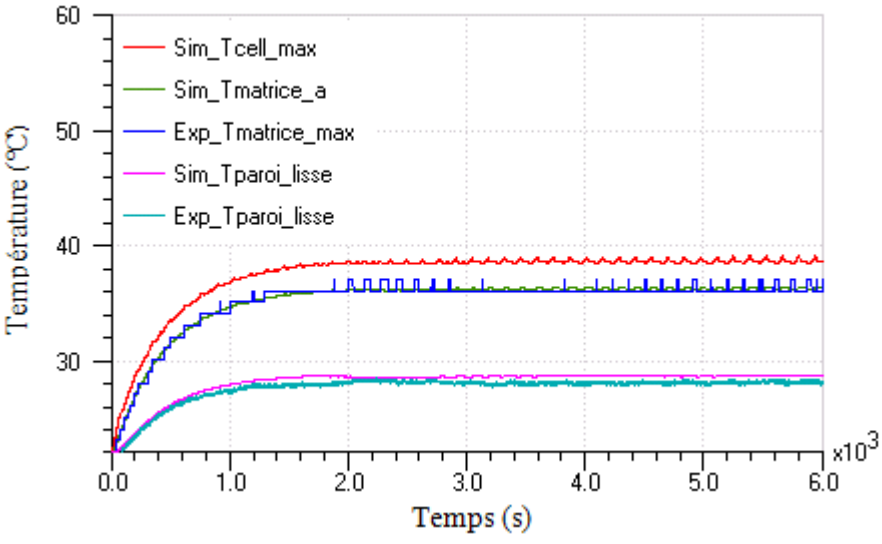



*Figure 4.22 : Validation pour le cas d'une convection forcée à 95% PWM et sous le 2$^{ème}$ niveau de puissance*

## 4.3. Conclusion

Ce travail a eu pour but d'évaluer la performance thermique d'une solution de refroidissement de référence : un stockeur refroidi par des dissipateurs en aluminium associés à un système de ventilation.

La performance thermique de cette solution a été évaluée sous plusieurs niveaux de puissance et plusieurs conditions thermiques : en condition adiabatique, en convection naturelle et en convection forcée sous plusieurs vitesses de ventilation. Les résultats expérimentaux ont montré qu'un tel système de refroidissement à dissipateur peut être suffisant pour les applications où la puissance générée par les cellules est faible et modérée. Pour les puissances plus importantes, les dissipateurs associés à une forte ventilation peuvent maintenir la température des cellules en dessous de la limite maximale de 50 °C mais ne suffissent pas pour garder les cellules dans la plage de température optimale.

Un modèle thermique 2D du stockeur a été réalisé dans ce chapitre. Les paramètres du modèle ont été identifiés par optimisation selon l'algorithme génétique et en utilisant des mesures de température expérimentales. La méthodologie utilisée pour le découpage des mailles et l'identification des paramètres du modèle peut être appliquée à d'autres configurations de batterie.

Dans les chapitres suivants, nous présentons les études sur la faisabilité et l'intérêt technique des solutions de refroidissement par matériau de changement de phase (MCP) et par caloducs. Ces solutions seront comparées avec la solution de refroidissement de référence que nous venons d'évaluer. Pour faciliter la comparaison, nous travaillerons avec des concepts de batterie très similaires au prototype testé dans ce chapitre. Le modèle thermique 2D validé dans ce chapitre sera également utilisé, après adaptation, dans les études numériques de la performance thermique des systèmes de refroidissement par MCP et caloducs.

# 5. Solution de refroidissement par matériau à changement de phase

Dans ce chapitre, nous évaluons la possibilité de refroidir la batterie avec du matériau à changement de phase (MCP). Afin de faciliter la comparaison et la validation de l'intérêt technique de cette solution, nous avons travaillé avec un stockeur très similaire au stockeur résiné vu dans le chapitre 4. En effet, le seul point qui distingue le stockeur refroidi par MCP avec le stockeur résiné est la matrice de résine thermo conductrice qui est remplacée par une matrice de MCP.

## 5.1. Evaluation expérimentale de la performance thermique d'une formulation MCP-silicone

Dans la première partie de l'étude, nous évaluons expérimentalement la performance thermique d'un stockeur disposant de 14 cellules cylindriques dont l'espace intercellulaire est comblé par une matrice MCP-silicone. Ce stockeur dispose d'une cuve ailetée et de 6 ventilateurs hélicoïdaux comme le stockeur résiné. La performance thermique de la matrice MCP-silicone peut donc être évaluée sous de nombreuses conditions de refroidissement.

### 5.1.1. Caractéristiques de la matrice MCP-silicone utilisée.

Comme mentionné dans le chapitre 2, pour être intégrée dans une batterie, la matrice MCP doit satisfaire de nombreux critères qui ne portent pas uniquement sur l'aspect thermique :

- Température de fusion du MCP (entre 20 et 40 °C)
- Chaleur latente et capacité thermique importantes
- Bonne conductivité thermique
- Isolant électrique
- Non inflammable
- Résistance mécanique
- Bonne durée de vie

La matrice utilisée dans cette partie est faite d'un mélange entre un MCP et le silicone. Grace à l'utilisation du silicone, le mélange obtenu est un bon isolant électrique avec une très bonne tenue mécanique. Des particules de cuivre ont été ajoutées au mélange MCP-silicone afin d'obtenir une conductivité thermique équivalente à celle de la matrice de résine (soit 1 W/(m .K). Enfin, une faible quantité de carbone expansé a également été additionnée pour ignifuger la formule. La plage de température de fusion de cette formulation est entre 35 et 40 °C. Concernant le vieillissement de la formulation, le fournisseur annonce un changement de la propriété inférieur à 1% au bout de 6000 cycles.

### 5.1.2. Mise en place des moyens d'essais

Nous avons travaillé avec les mêmes moyens d'essais que ceux utilisés pour l'évaluation de la performance thermique du stockeur résiné dans le chapitre 4 (figure 4.2). Toutefois, pour des raisons techniques, lors de la mise en forme de la matrice MCP, nous n'avons pas pu respecter la même disposition des capteurs de température que dans le cas de la matrice de résine. Six goulottes ont donc été creusées au sein de la matrice MCP afin d'y installer les capteurs de températures. La figure 5.1 ci-dessous présente la distribution des capteurs de température au sein de la matrice MCP.

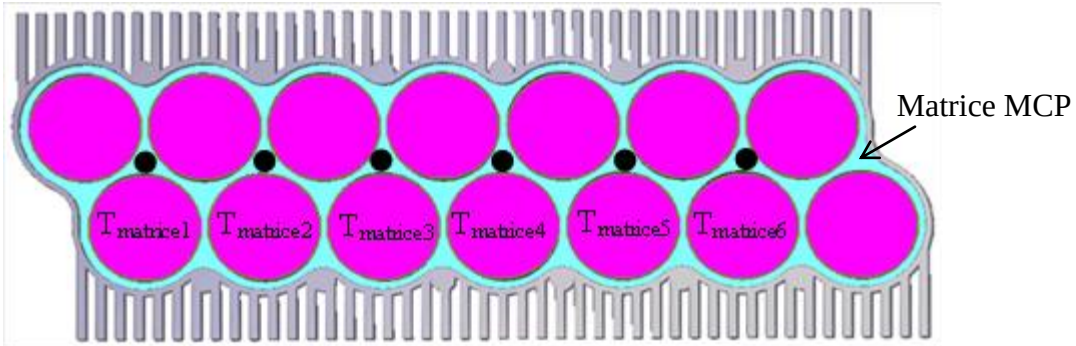



*Figure 5.1 : Distribution des capteurs de température au sein de la matrice MCP*

Nous n'avons pas réalisé de test sous condition adiabatique. Les tests en convection naturelle et en convection forcée ont été réalisés sous les mêmes cycles BBN que dans le cas du stockeur refroidi à air.

### 5.1.3. Résultats

#### *a) Test en convection naturelle*

Nous avons testé le stockeur en convection naturelle, sous 3 cycles BBN avec des courants de I=+/-69A, +/-82A et +/-102A. La figure 5.2 ci-dessous présente le profil de puissance généré par chaque cellule en fonction du courant utilisé. On constate que sous le même profil de sollicitation, la perte générée par les cellules du stockeur siliconé est inférieure de l'ordre de 10% à celle générée par le stockeur résiné. Lorsque nous comparons l'évolution de la tension entre deux stockeurs sous le même profil de courant, nous constatons bien que la tension du stockeur résiné est plus élevée (figure 5.3). Nous pensons que cela est dû au vieillissement des cellules du stockeur résiné. En effet, ce dernier a été cyclé de nombreuse fois avant nos essais thermiques.

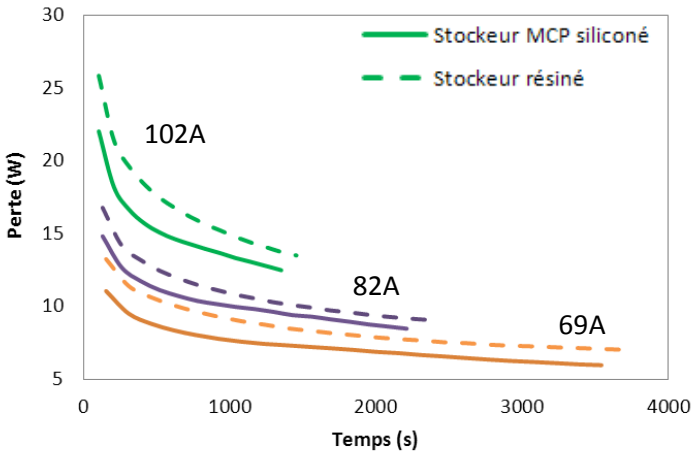



*Figure 5.2: Puissance générée par chaque cellule lors des tests en convection naturelle*

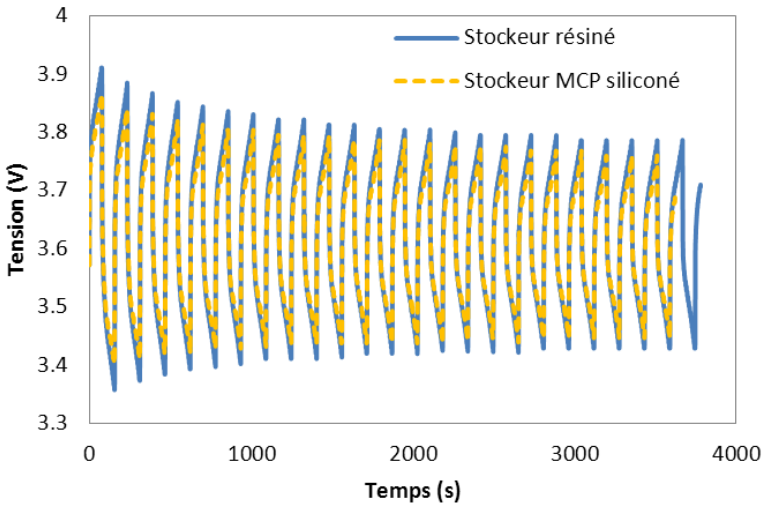
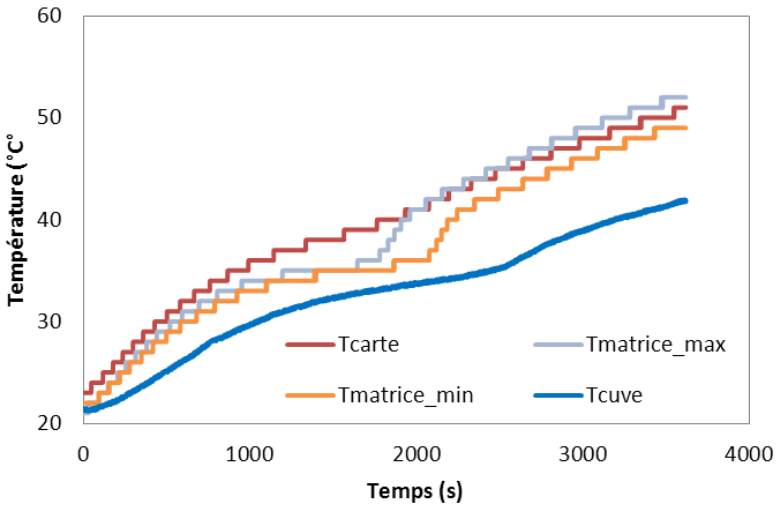



*Figure 5.3: Comparaison de l'évolution de la tension entre le stockeur résiné et le stockeur siliconé sous le même cycle BBN +/-69A*

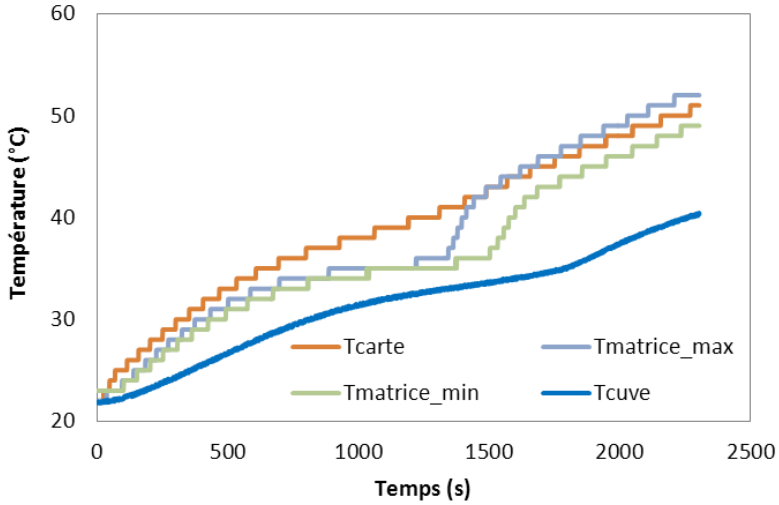
Concernant les mesures de température, on remarque que les températures mesurées par les 6 capteurs $T_{matrice}$ situés entre deux rangées de cellules sont très proches les unes des autres, à l'exception du capteur $T_{matrice3}$. Nous ne pensons pas que la déviation de la température relevée par le capteur $T_{matrice3}$ reflète un gradient de concentration au sein du stockeur. En effet, le capteur $T_{matrice3}$ est installé symétriquement avec le capteur $T_{matrice4}$. S'il existait un gradient de température, il aurait dû être remarqué par ces deux capteurs. De plus, le capteur $T_{matrice3}$ alors qu'il se situe au centre du stockeur, indique une température légèrement plus faible que les autres capteurs $T_{matrice}$. La déviation de la température mesurée par $T_{matrice3}$ est donc plutôt une erreur systématique qui est dûe au mauvais contact thermique entre ce dernier et la matrice MCP-silicone.

La figure 5.4 présente le profil de température à différents endroits du stockeur MCP siliconé pour chacun des niveaux de courant testé.

69A




82A




102A

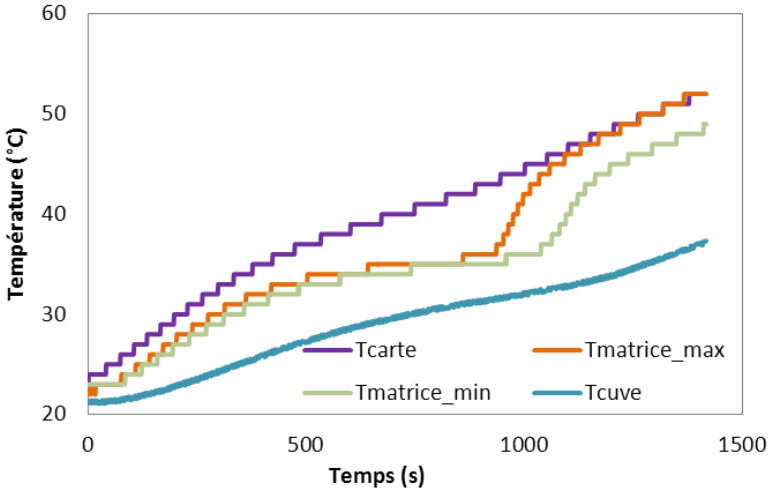



*Figure 5.4 : Les profils de température sous convection naturelle*

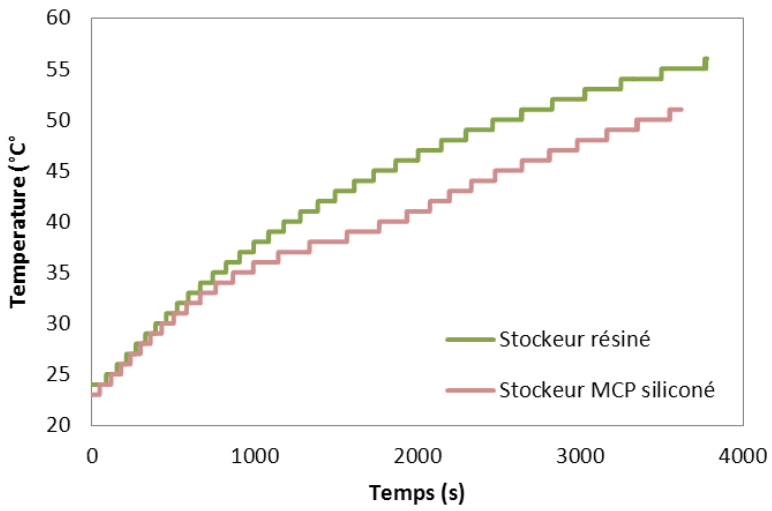
On remarque bien sur les courbes ci-dessus l'existence d'un plateau correspondant à la fusion du MCP aux alentours de 35 °C. Toutefois, la convection naturelle ne suffit pas pour refroidir le stockeur. Après la fusion complète du MCP, la température des cellules augmente de manière continue et atteint rapidement la limite de 52 °C.

On voit également que la température mesurée par les capteurs $T_{carte}$ suit de très près la température $T_{matrice}$ de la matrice MCP, sauf pendant la fusion du MCP où la température $T_{matrice}$ reste à peu près constante alors que la température $T_{carte}$ continue à augmenter.

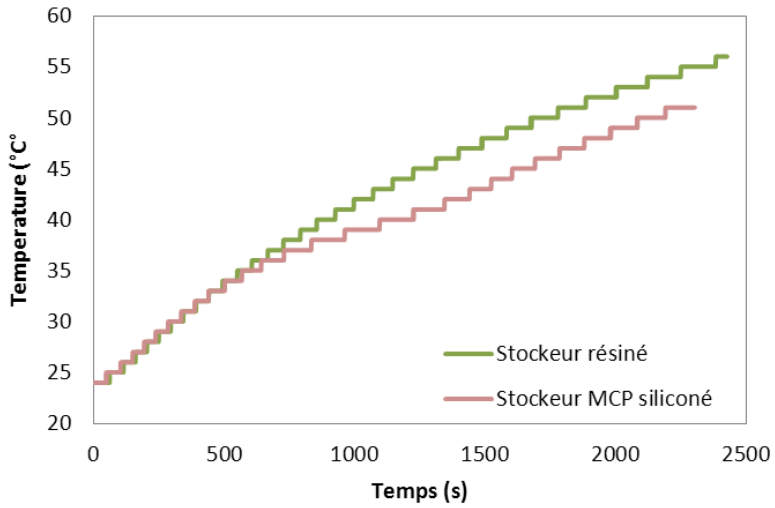
Enfin, on constate que le gradient entre la température de la paroi $T_{cuve}$ et la température $T_{matrice}$ de la matrice MCP devient beaucoup plus importante après la fusion complète du MCP.

La figure 5.5 compare le profil de température $T_{carte}$ pour le stockeur MCP siliconé avec celui du stockeur résiné sous les 3 cycles BBN en convection naturelle. On constate que la température $T_{carte}$ du stockeur MCP siliconé augmente avec une pente plus faible pendant la fusion du MCP qu'avant et après la fusion. Par conséquent, la température $T_{carte}$ du stockeur MCP siliconé est maintenue à environ 5 °C en dessous de celle du stockeur résiné.

69A




82A




102A

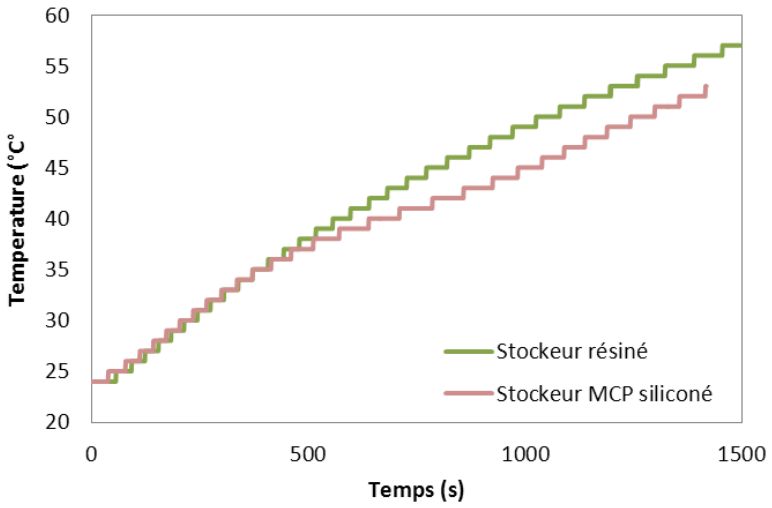



*Figure 5.5 : Comparaison de la température carte entre les deux solutions en convection naturelle*

### b) *Test en convection forcée*

En convection forcée, le stockeur MCP siliconé est testé sous les mêmes cycles BBN et les mêmes puissances de ventilation que le stockeur résiné.

La figure 5.6 présente le profil de température de la matrice MCP sous la ventilation maximale (95% PWM) et sous 3 niveaux de puissance. Comme avec les résultats sous convection naturelle, on constate bien l'effet de la fusion du MCP à 35 °C. La durée de la phase de fusion est plus longue lorsque la puissance générée par les cellules est plus faible. On remarque également que sous le 1$^{er}$ niveau de puissance, l'équilibre thermique est atteint très peu de temps après la fusion complète du MCP alors que sous le 3$^{ème}$ niveau de puissance, même avec la ventilation maximale, le stockeur ne peut être maintenu en dessous 52 °C.

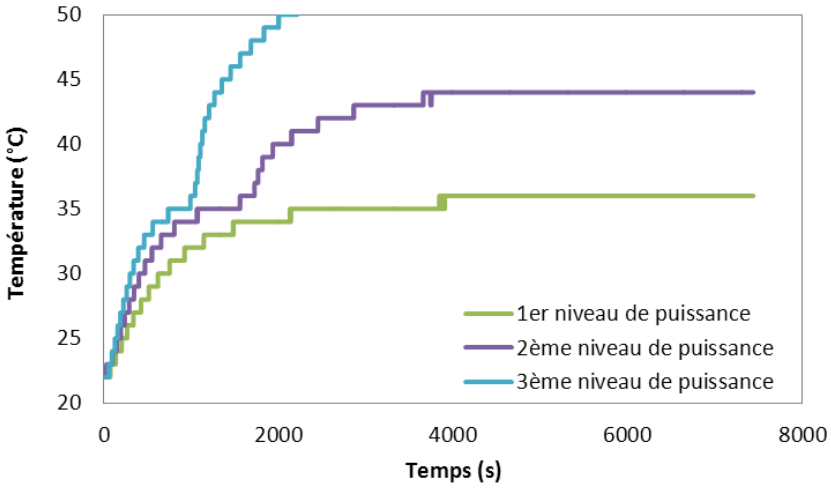



*Figure 5.6 : Profils de température de la matrice MCP sous une ventilation de 95% du PWM*

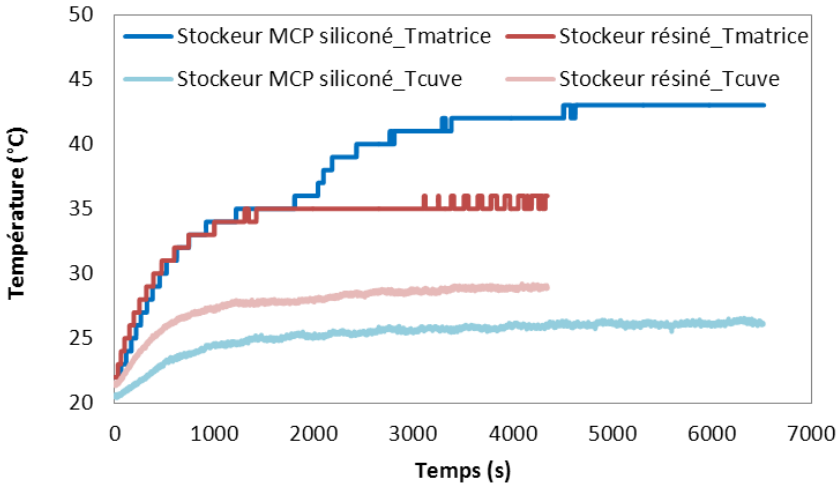



*Figure 5.7: Comparaison de la température entre la matrice MCP et la matrice résinée (2ème niveau de puissance, 50% PWM)*

La figure 5.7 compare le profil de température de la matrice MCP siliconé avec celui de la matrice de résine sous le deuxième niveau de puissance et une ventilation de 50% PWM. On voit que même si l'effet de la fusion du MCP permet de retarder l'augmentation de la température du stockeur, la température à l'équilibre de la matrice MCP reste plus élevée que celle de la matrice résinée. On constate que le gradient de température entre la cuve et la matrice est beaucoup plus important dans le cas du stockeur MCP siliconé que celui du stockeur résiné. Le stockeur MCP siliconé semble évacuer moins bien la chaleur vers l'ambiant que le stockeur résiné. Cela peut être dû à une conductivité thermique de la matrice MCP plus faible que la valeur annoncée par le fournisseur et/ou une mauvaise interface thermique au sein du stockeur siliconé.

Le tableau 5.1 présente la température à l'équilibre thermique des deux stockeurs sous différentes conditions de test.

| Puissance | Consigne PWM (%) | Consigne de courant (A) | Tcarte* (°C) | |
|---|---|---|---|---|
| | | | MCP | Résine |
| 1er niveaux de puissance | 15 | +/-67 | >52 | 40 |
| | 25 | +/-66 | >52 | 35 |
| | 50 | +/-64 | 38 | 32 |
| | 95 | +/-64 | 37 | 31 |
| 2ème niveaux de puissance | 15 | +/-82 | >52 | 44 |
| | 25 | +/-82 | >52 | 41 |
| | 50 | +/-78 | 43 | 37 |
| | 95 | +/-78 | 44 | 36 |
| 3ème niveaux de puissance | 25 | +/-102 | >52 | >52 |
| | 50 | +/-102 | >52 | 43 |
| | 95 | +/-102 | >52 | 42 |

*(*) : à l'équilibre thermique*

*Tableau 5.1 : Comparaison entre la performance thermique des deux solutions en convection forcée*

On voit clairement que le système de refroidissement utilisant le MCP siliconé est moins efficace que le système utilisant une matrice de résine, quelle que soit les conditions d'essais. La valeur de la conductivité thermique de la matrice MCP a donc été contrôlée à plusieurs températures afin d'identifier l'origine de la mauvaise performance thermique du stockeur MCP siliconé. La figure 5.8 présente l'évolution de la conductivité thermique de la matrice MCP en fonction de la température. On remarque qu'avant la fusion du MCP, la valeur de la conductivité de la matrice est très proche de 1 W/(m.K). Toutefois, sa valeur diminue de 50% environ lorsque le MCP est en phase liquide. La mauvaise conductivité thermique de la formulation MCP-silicone lors de la fusion du MCP explique donc la mauvaise performance

thermique constatée. Nous allons voir par simulation dans la partie 5.1.4 que le problème de l'interface thermique y joue également un rôle indéniable.

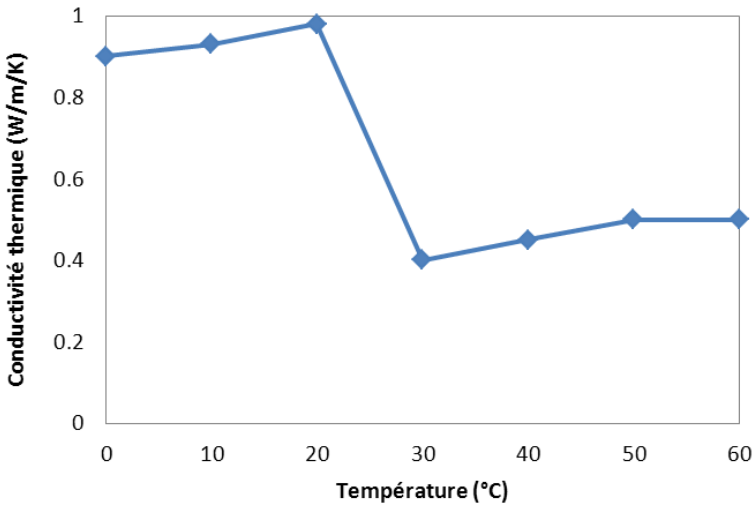



*Figure 5.8: Evolution de la conductivité thermique de la matrice MCP siliconée en fonction de la température*

### c) Restitution de la chaleur du MCP

Nous étudions enfin le comportement thermique de la matrice MCP siliconée lors de la restitution de la chaleur. La figure 5.9 présente la température à différents endroits du stockeur lors de la restitution de chaleur sous 95% de puissance de ventilation. Sous ventilation maximale, le stockeur MCP a besoin d'environ 1 h pour libérer toute la chaleur absorbée.

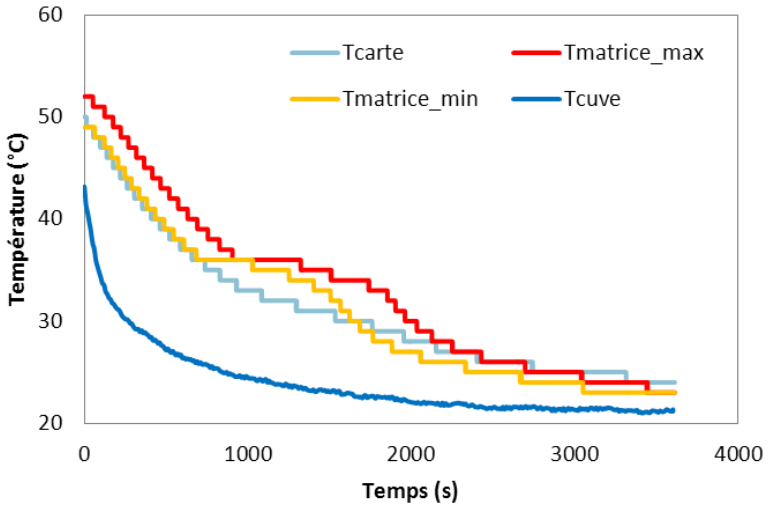



*Figure 5.9: Profils de température de la matrice MCP lors de la restitution de la chaleur sous 95% de puissance de ventilation*

La figure 5.10 compare l'évolution de la température du stockeur MCP siliconé à celle du stockeur résiné étudié dans le chapitre 4. On remarque qu'avec la même condition de refroidissement (ventilation maximale), le stockeur résiné a besoin de deux fois moins de temps pour la restitution de la chaleur. L'écart constaté est expliqué d'une part par la solidification du MCP et d'autre part par la faible conductivité thermique de la matrice MCP siliconé lorsque le MCP se trouve en phase liquide.

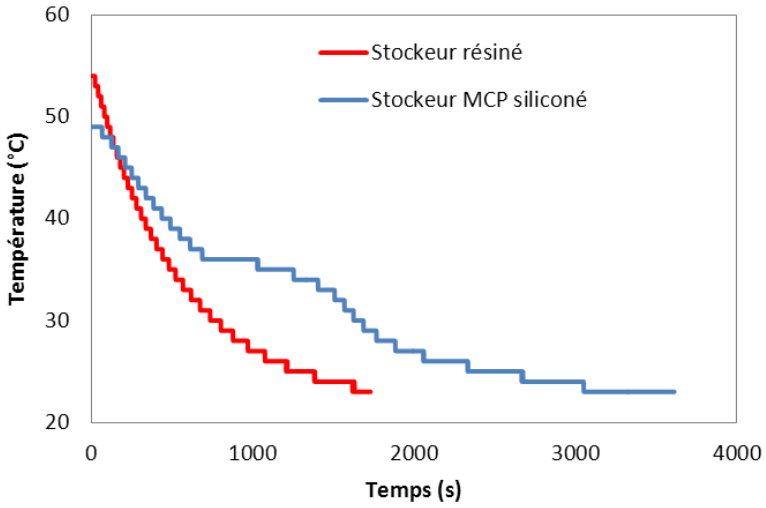



*Figure 5.10 : Profil de température des deux stockeurs lors de la restitution de la chaleur sous 95% PWM*

Enfin, l'évolution de la température de la matrice MCP siliconée a également été enregistrée lors de la restitution de la chaleur sous convection naturelle (figure 5.11). Lorsque les ventilateurs ne sont pas déclenchés, il faut jusqu'à 4 h au stockeur MCP siliconé pour restituer toute l'énergie absorbée.

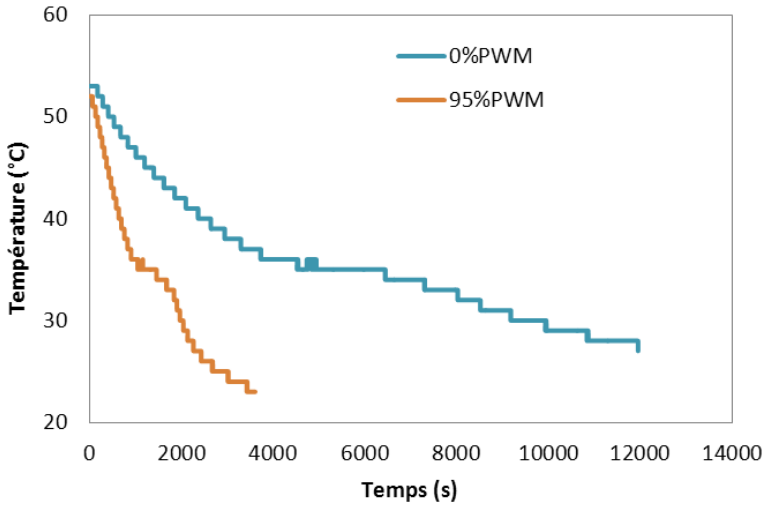



*Figure 5.11: Comparaison de la température de la matrice MCP entre la restitution à 95% PWM et la restitution à 0% PWM*

### 5.1.4. Modélisation du stockeur MCP dans AMESim

Le modèle AMESim du stockeur résiné vu dans le chapitre 4 a été adapté au stockeur refroidi par MCP. Pour ce faire, nous avons gardé dans un premier temps le jeu de paramètre trouvé pour le pack résiné et nous avons remplacé les caractéristiques de la matrice de résine par celles de la matrice MCP-silicone.

- La densité de la matrice MCP-silicone annoncée par le fournisseur est de 1.2 kg/m$^3$.

- La conductivité thermique de la matrice MCP-silicone a été mesurée à plusieurs niveaux de température et est présentée dans la figure 5.8.

- Enfin, nous utilisons une capacité thermique équivalente de la matrice MCP siliconée, qui permet de prendre en compte la chaleur latente lors de la fusion du MCP. Cette capacité thermique équivalente a été mesurée par Calorimétrie Différentielle à Balayage (Differential Scanning Calorimetry - DSC). Le principe de cette méthode de mesure est présenté dans l'Annexe 5. La figure 5.12 présente la capacité thermique équivalente mesurée pour la formulation MCP-silicone utilisée.

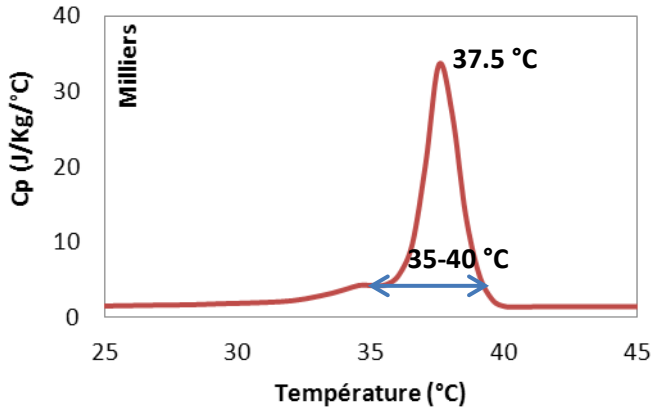



*Figure 5.12: Capacité thermique équivalente de la formulation MCP siliconée*

La figure 5.13 présente les profils de température obtenus par simulation pour la cellule la plus chaude, la matrice MCP (mailles a au centre du stockeur) et la cuve du stockeur. Sur les profils de température obtenus par simulation, le plateau de température correspondant à la fusion du MCP se trouve aux alentours de 37 °C. Cela correspond bien au pic constaté à 37.5 °C sur la courbe de la capacité thermique équivalente de la formulation MCP utilisée (figure 5.12).

Toutefois, si l'on compare la simulation aux résultats expérimentaux, on constate un décalage de 2.5 °C entre le plateau de fusion obtenu par la simulation et celui remarqué lors des essais expérimentaux. Ce décalage de la température de fusion de 2,5 °C peut être expliqué par une erreur de la mesure par DSC de la capacité thermique équivalente de la formulation MCP

siliconée. En effet, la baisse de la conductivité thermique de la formulation siliconée à partir de 30 °C (figure 5.8) peut entrainer un décalage entre la température mesurée par le thermocouple de la capsule porte-échantillon et la température réelle de l'échantillon.

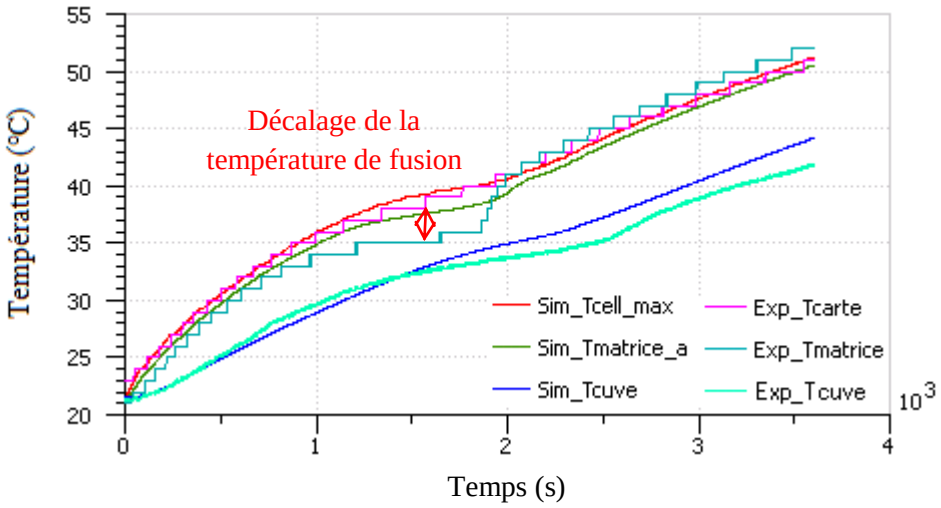



*Figure 5.13 : Comparaison entre la simulation et les résultats expérimentaux en convection naturelle et sous le 1$^{er}$ niveau de puissance*

Pour corriger cette erreur, nous avons décalé la plage de la température de fusion de 2,5 °C sur la courbe de la capacité équivalente (figure 5.14).

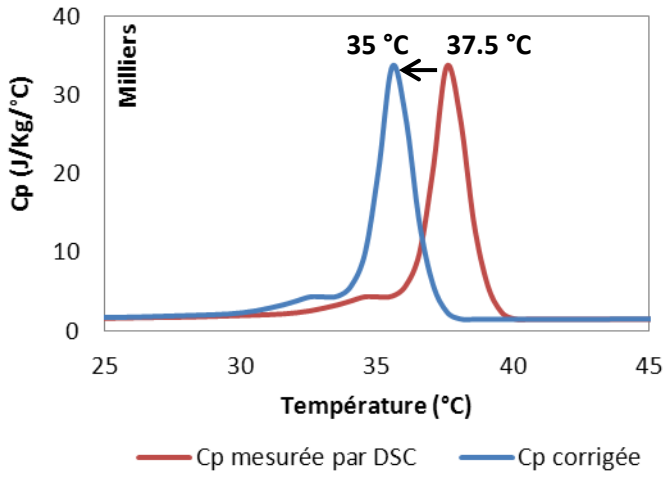



*Figure 5.14 : Capacité thermique de la formulation MCP utilisée suite à la correction*

Nous avons procédé à de nouvelles simulations avec la valeur corrigée de la capacité thermique. La figure 5.15 montre les profils de température obtenus par simulation suite à la correction de la valeur de la capacité thermique.

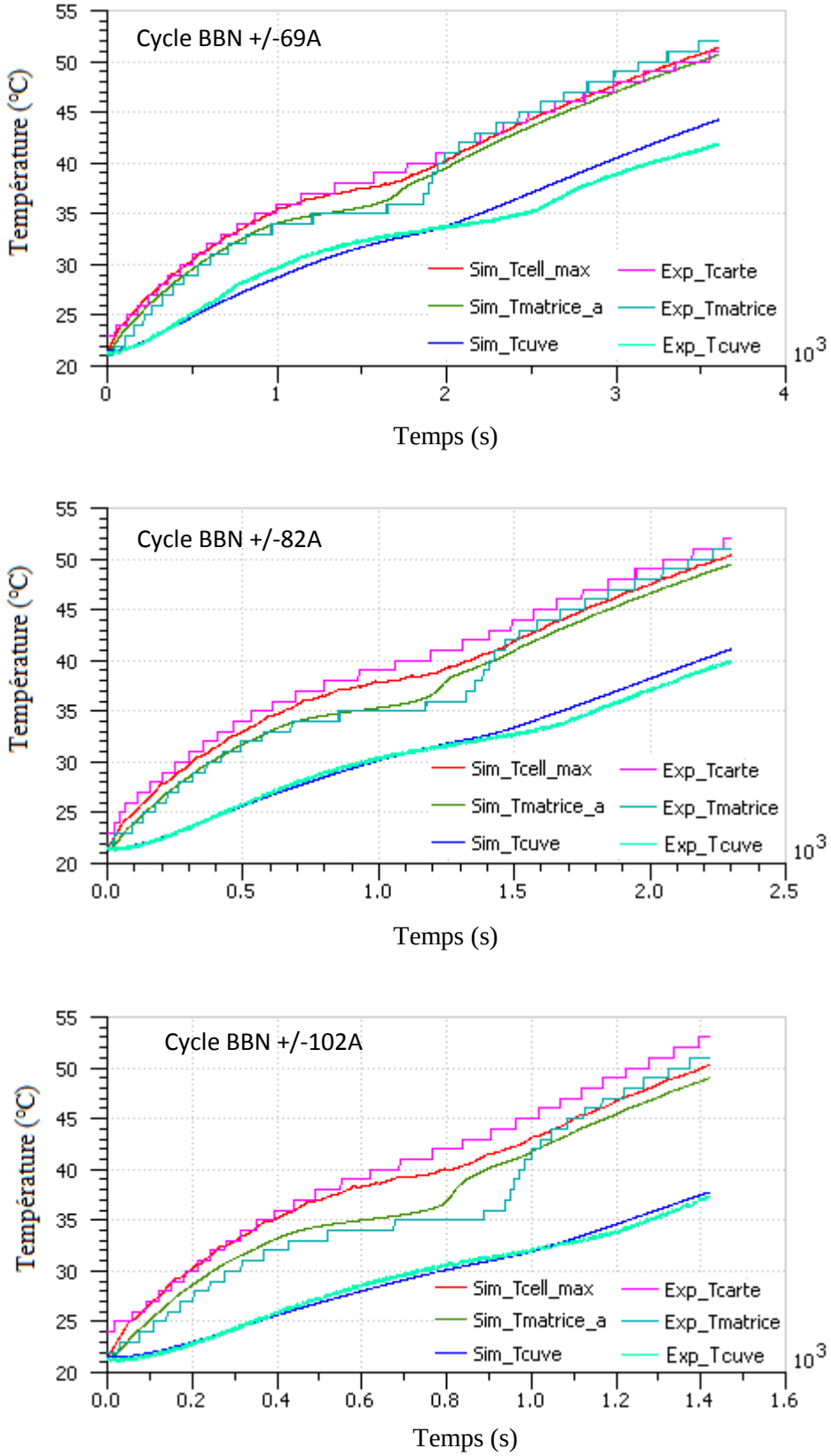



*Figure 5.15 : Profils de températures obtenus suite à la correction de la capacité thermique (convection naturelle- 3 niveaux de puissance)*

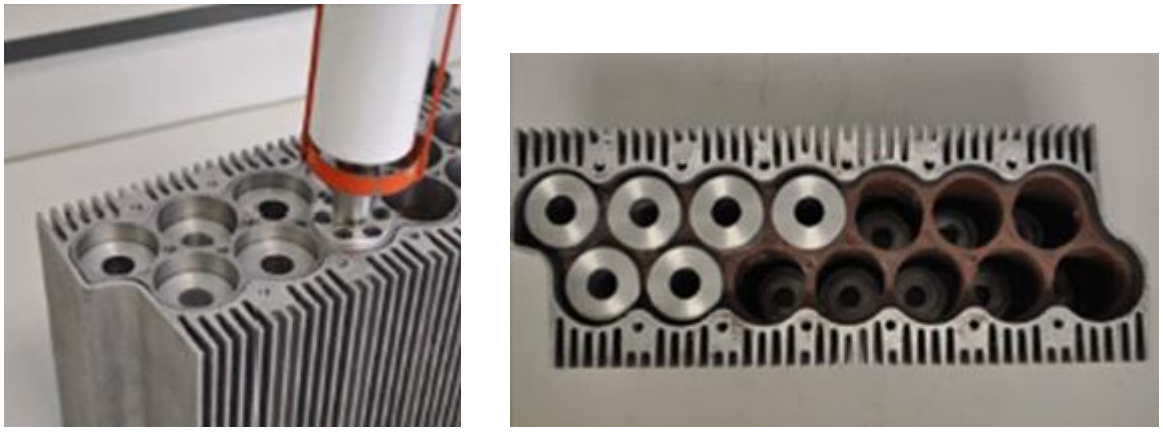
On constate que les profils de température obtenus par simulation ne correspondent pas exactement à ceux obtenus expérimentalement, notamment durant la phase de fusion du MCP où l'écart entre la température de la cellule et la température de la matrice est en réalité plus important que ce que l'on constate par simulation. Un grand écart entre la température de la cellule et celle de la matrice pourrait être expliqué par un mauvais contact thermique entre ces deux composants.

Cela est probable car la matrice MCP-silicone n'a pas été mise en forme de la même façon que la matrice de résine vue dans le chapitre 4. En effet, lors de l'assemblage de la batterie résinée, les cellules ont été prédisposées à l'intérieur de la cuve et la résine à l'état liquide (à 50 °C) a été injectée directement dans l'espace intercellulaire (figure 5.16). Cela assure donc une bonne interface thermique entre la matrice de résine et la cuve ainsi qu'entre la matrice de résine et les cellules.



*Figure 5.16 : Illustration de l'injection directe de la résine*

Quant à la batterie avec la matrice MCP-silicone, du fait que le mélange MCP-silicone est peu visqueux, afin d'injecter le mélange MCP-silicone dans la cuve, il a fallu exercer une pression relativement importante. Dans le but de protéger les cellules de cette forte pression, nous avons travaillé avec des tubes cylindriques ayant les mêmes dimensions que les cellules lors de la mise en forme. Une fois que la matrice MCP-silicone a été figée, ces tubes ont été ensuite retirés et les cellules ont été insérées dans la matrice (figure 5.17). Par conséquent, il pourrait y avoir un mauvais contact thermique entre les cellules et la matrice MCP-silicone.



(a) (b)

*Figure 5.17 : Injection du mélange MCP-silicone dans la cuve utilisant un pistolet (a) et la matrice MCP lorsque les tubes cylindriques sont retirés (b)*

Les simulations pour la batterie MCP présentées précédemment ont été réalisées en utilisant le jeu de paramètres identifiés pour la batterie résinée. Le contact thermique entre la cellule et la matrice étant modélisé par le paramètre $SF_{cell\text{-}a}$, afin de prendre en compte le mauvais contact thermique entre les cellules est la matrice MCP-silicone, il nous convient de ré-identifier la valeur du paramètre $SF_{cell\text{-}a}$. La figure 5.18 montre les profils de températures obtenus par simulation avec le nouveau facteur de forme identifié ($SF_{cell\text{-}a} = 2.5$). On remarque que la température obtenue par simulation correspond bien à la valeur expérimentale. L'insertion de la cellule après la mise en forme de la matrice MCP a donc bien un effet négatif sur le contact thermique entre ces deux composants.

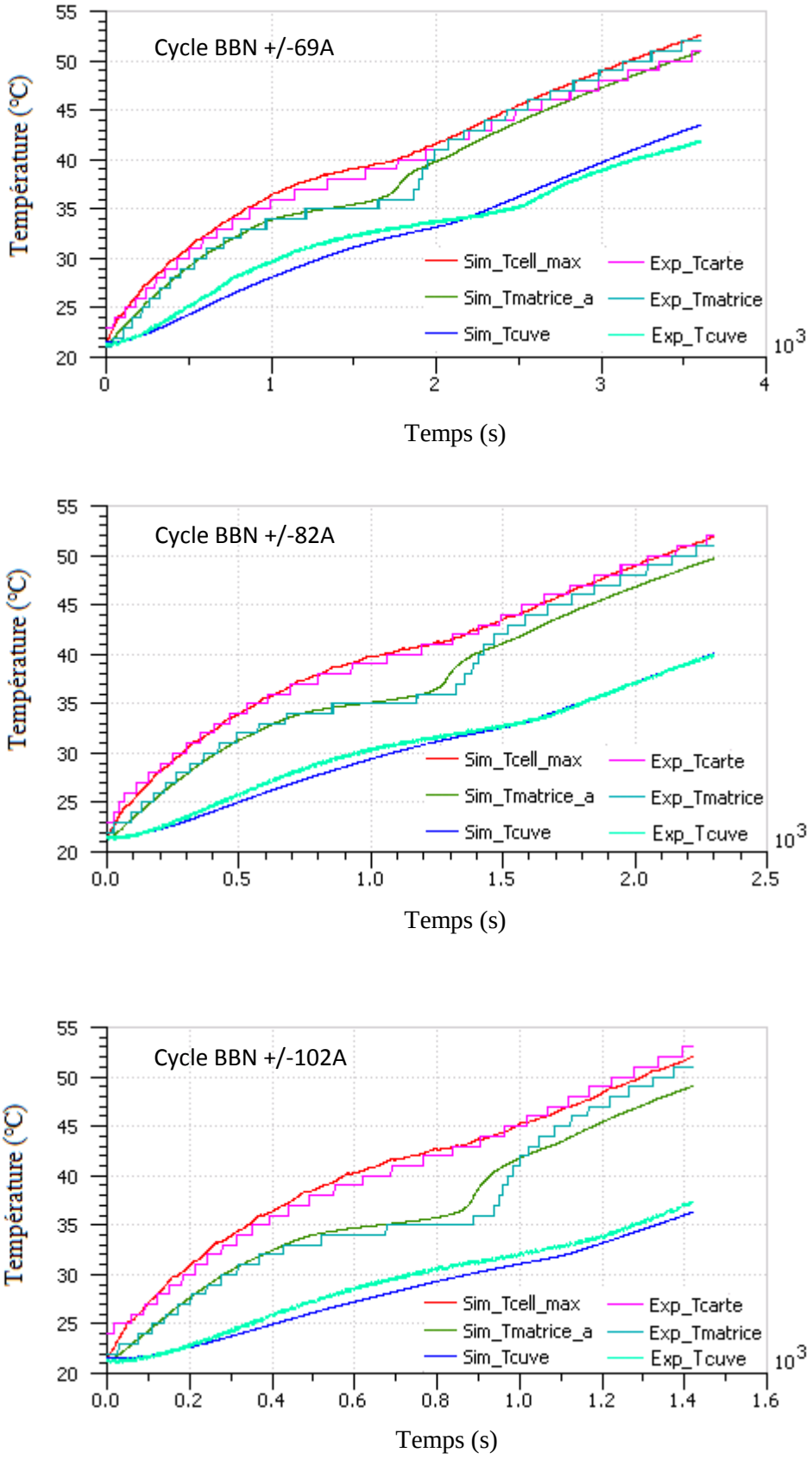



*Figure 5.18 : Profils de température obtenus suite à la correction de la valeur du paramètre $SF_{cell_a}$*

### 5.1.5. Perspectives

Les résultats ci-dessus ont montré deux difficultés rencontrées avec l'utilisation de la formulation MCP-silicone.

En premier lieu, nous avons une forte réduction de la conductivité thermique de la formulation suite à la fusion du MCP. Les résultats expérimentaux ont montré qu'une faible conductivité est pénalisante pour la solution de refroidissement par MCP. En d'autres termes, l'utilisation du MCP ne peut être bénéfique par rapport à une solution conventionnelle que si la formulation du MCP possède une bonne conductivité thermique. Afin de remédier à cela, le fournisseur s'est engagé à étudier les possibilités d'amélioration de la formulation MCP-silicone, de sorte que sa conductivité soit plus intéressante et surtout qu'elle soit stable par rapport au changement de phase du MCP.

De plus, il est important de pouvoir utiliser directement les cellules lors de la mise en forme de la matrice MCP. Cela assure un bon contact thermique entre les cellules et la matrice. Ce point peut être amélioré facilement par l'utilisation d'un support additionnel sur lequel vient s'appuyer le pistolet et qui évitera par conséquent, aux cellules de subir la pression exercée sur le pistolet lors de la mise en forme.

## 5.2. Possibilité d'utiliser une formulation alternative : MCP-graphite

### 5.2.1. Présentation de la formulation MCP-graphite

Nous avons vu précédemment qu'une bonne conductivité thermique de la matrice MCP est importante. A cet égard, une autre formulation de MCP à base de graphite a été proposée par le fournisseur, en parallèle avec des travaux sur l'amélioration de la formulation siliconée.

Le graphite étant un bon conducteur thermique, il peut offrir à la formulation finale une très bonne conductivité thermique. De plus, la conductivité thermique de cette formulation a été vérifiée sous plusieurs niveaux de température et on ne constate pas de dégradation de celle-ci lors de la fusion du MCP (figure 5.19).

La capacité thermique de cette formulation est également plus intéressante que celle de la formulation siliconée précédente, avec un plateau de température de fusion plus large. La figure 5.20 compare la capacité thermique équivalente de la formulation MCP-graphite à celle de la formulation MCP siliconée. Le profil de la capacité thermique équivalente est obtenu suite aux mesures par DSC. Comme la conductivité thermique de cette formulation est stable par rapport au changement de phase du MCP, il ne devrait pas y avoir de décalage entre la température de l'échantillon et celle de la capsule porte-échantillon.

Enfin, la densité de la formulation MCP-graphite est de 0.9 kg/m$^3$, soit un matériau 25% plus léger que la formulation MCP-silicone.

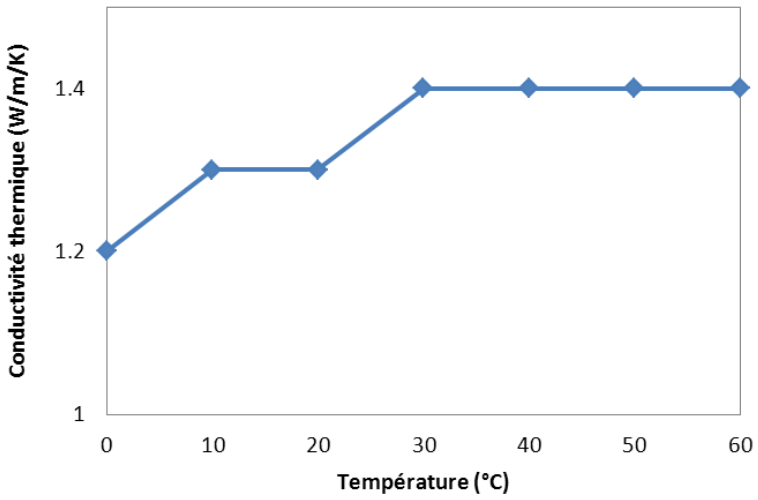



*Figure 5.19 : Evolution de la conductivité thermique de la formulation MCP-graphite en fonction de la température*

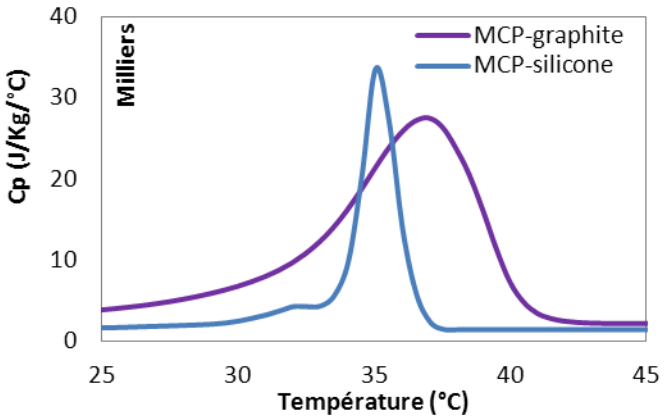



*Figure 5.20 : Comparaison entre la capacité thermique de la formulation MCP graphite et celle de la formulation MCP siliconée*

Les difficultés principales lorsque l'on travaille avec une formulation à base de graphite sont :

- L'isolation électrique (et non thermique) des cellules. En effet, le graphite étant un bon conducteur électrique, il faut isoler le corps des cellules de la matrice avec un isolant électrique qui ne soit pas isolant thermique. Pour ce faire, on peut emballer la paroi latérale des cellules avec des feuilles isolantes électriques de très faible épaisseur (quelques dizaines de µm). On peut également couvrir la paroi des cellules avec une couche très fine de peinture isolante électrique.

- La deuxième difficulté avec l'utilisation de cette formulation consiste en la mise en forme de la matrice. En effet, afin de bien lier le MCP avec le graphite, la matrice MCP-graphite a besoin d'être amenée à haute température (160 °C). Or à cette température, les cellules peuvent présenter un comportement dysfonctionnel (tel que l'ouverture de la cellule avec la libération des gaz). Il est donc nécessaire d'étudier la possibilité de baisser la température requise pour la mise en forme de la matrice. Dans un premier temps, l'objectif sera de pouvoir travailler à une température maximale de 80 °C. Les cellules pourront ainsi être utilisées directement lors de la mise en forme et un bon contact thermique entre les cellules et la matrice pourra être assuré.

- Enfin, le graphite étant cassant, du liant polymère a été ajouté pour améliorer la souplesse de la formulation MCP-graphite. Toutefois, la tenue mécanique de cette formulation reste moins bonne que la formulation MCP siliconée.

La mise en œuvre de ces solutions n'a pas pu être réalisée avant la fin de la thèse. Toutefois, PSA envisage de continuer l'étude en collaboration avec le fournisseur. Dans la partie suivante du chapitre, nous travaillons sur la prédiction par simulation de la performance thermique de la matrice MCP-graphite susmentionnée

### 5.2.2. Prédiction de la performance thermique d'une formulation MCP-graphite

Dans cette partie, nous présentons des résultats de simulation pour un stockeur similaire au prototype testé dans la section 5.1 mais dont la matrice MCP est faite avec la formulation MCP-graphite. Les caractéristiques de la formulation MCP-graphite présentées précédemment ont été utilisées.

La figure 5.21 présente les profils de température de la cellule, de la matrice et de la cuve en convection naturelle et sous 3 niveaux de puissance. En comparant ces profils de température avec les données expérimentales obtenues dans la partie 5.1 avec la matrice MCP siliconée, on constate que sous le même niveau de puissance, la matrice MCP-graphite permet de maintenir la température des cellules en dessous de 50 °C pendant plus longtemps que la matrice MCP siliconée. Cette meilleure performance de la matrice MCP-graphite en convection naturelle peut être expliquée par la meilleure conductivité thermique et surtout par la meilleure capacité thermique équivalente de cette formulation.

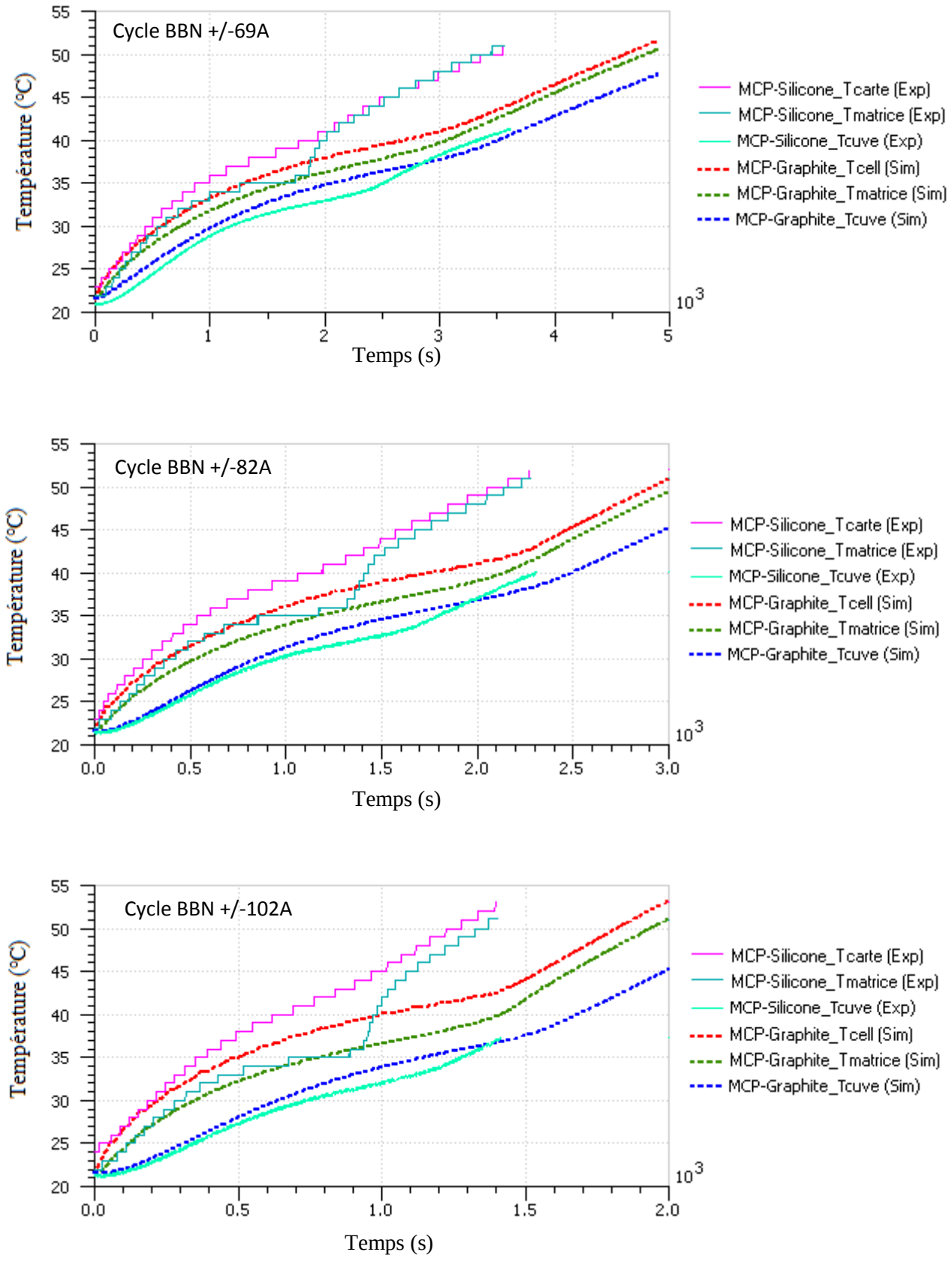



*Figure 5.21 : Simulation avec la matrice MCP-graphite en convection naturelle*

Dans le chapitre 4, la performance du stockeur résiné a été évaluée sous 3 niveaux de puissance :

- $P_1$ = 119 W (soit 8.5 W/cellule)
- $P_2$ = 154 W (soit 11 W/cellule)
- $P_3$ = 224 W (soit 16 W/cellule)

Pour chaque niveau de puissance, plusieurs vitesses de ventilation ont été testées et les coefficients de convection sur les parois ailettées ont été calculés pour chaque condition de test.

Nous avons réalisé des simulations avec le stockeur refroidi avec la matrice MCP-graphite sous les mêmes conditions (3 niveaux de puissance et plusieurs vitesses de ventilation pour chaque puissance). Nous avons considéré deux valeurs du facteur de forme caractérisant la conduction entre la cellule et la matrice :

- $SF_{cell_a}$ =4.96 correspondant au cas d'un bon contact thermique
- $SF_{cell_a}$ =2.5 pour le cas d'un mauvais contact thermique.

Le tableau 5.2 présente la température de la cellule la plus chaude ainsi que le gradient de température entre la cellule et la matrice pour chacune des deux valeurs du facteur de forme $SF_{cell_a}$.

| Puissance (W) | $h_{equi}^{*}$ ($W/m^2/K$) | $SF_{cell_a}$ = 4.96 | | $SF_{cell_a}$ = 2.5 | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $T_{cell\text{-}max}$ (°C) | $\Delta T_{cuve\text{-}matrice}$ (°C) | $T_{cell\text{-}max}$ (°C) | $\Delta T_{cuve\text{-}matrice}$ (°C) |
| 8.5 | 25.3 | 38.1 | 1.3 | 41.5 | 4.3 |
| 8.65 | 48.9 | 34.4 | 1.8 | 37.8 | 4.4 |
| 8.56 | 109.4 | 31.9 | 1.8 | 35.2 | 4.3 |
| 8.65 | 147 | 31.5 | 1.8 | 34.9 | 4.4 |
| 10.5 | 22.1 | 43.7 | 2.2 | 47.8 | 5.3 |
| 10.75 | 32.1 | 40.4 | 2.2 | 44.7 | 5.4 |
| 11.15 | 81.3 | 35.9 | 2.3 | 40.3 | 5.6 |
| 11.25 | 95.8 | 35.5 | 2.3 | 40.0 | 5.7 |
| 15.5 | 56.4 | 43.8 | 3.2 | 49.9 | 7.8 |
| 16 | 81.7 | 42.3 | 3.3 | 48.6 | 8.1 |

*($^{*}$) : Coefficient de convection équivalent sur les parois ailettées*

*Tableau 5.2 : Températures de la cellule obtenues par simulation pour plusieurs valeurs du facteur de forme $SF_{cell_a}$*

Les résultats de simulation montrent que la formulation MCP-graphite, avec une conductivité thermique élevée et une bonne capacité thermique équivalente, peut être une solution intéressante à condition d'avoir un bon contact thermique entre la matrice et les cellules.

Lorsque le contact thermique entre la matrice et les cellules n'est pas correctement assuré, on a un gradient de température important entre ces composants (jusqu'à 8 °C sous la puissance la plus élevée). Par conséquent, en fonction de la qualité de l'interface thermique matrice-cellules, la température de la cellule peut varier jusqu'à 6 °C.

La figure 5.22 compare la température $T_{cell_max}$ à l'équilibre thermique obtenue par simulation avec 3 types de matrice :

- Matrice résinée (évalué expérimentalement dans le chapitre 4)
- Matrice MCP-graphite 1 ayant un bon contact thermique cellule-matrice caractérisé par un facteur de forme $SF_{cell_a}$ =4.96
- Matrice MCP-graphite 2 ayant un mauvais contact thermique cellule-matrice caractérisé par un facteur de forme $SF_{cell_a}$ =2.5

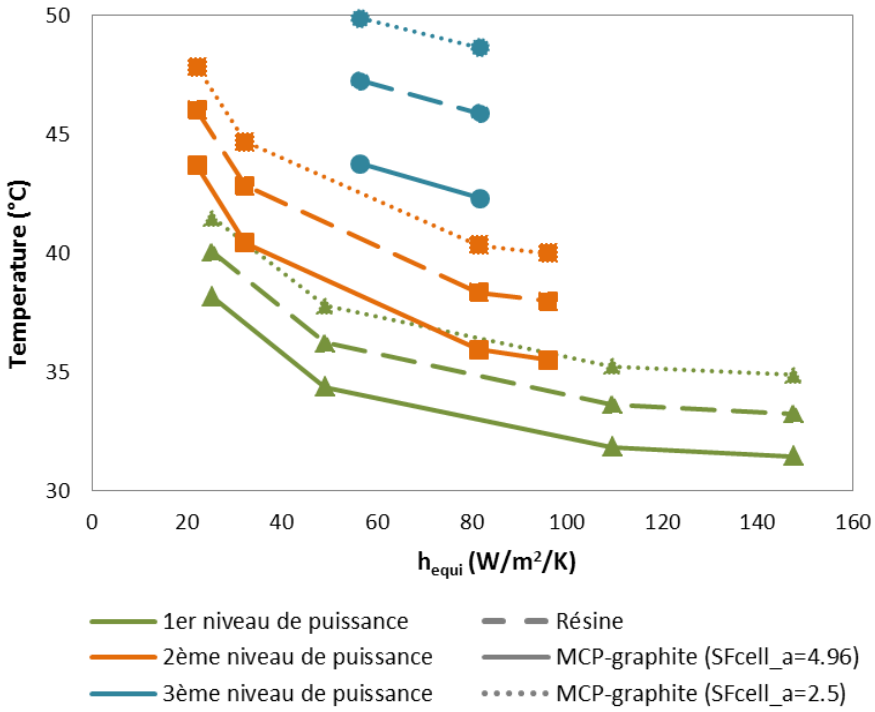



*Figure 5.22 : Comparaison de la performance thermique entre la solution MCP-graphite et la solution dissipateur*

Bien que la performance thermique de la matrice MCP-graphite 1 soit meilleure que celle de la matrice résinée, la performance thermique de la matrice MCP-graphite 2 reste la moins intéressante parmi les 3 cas. Ce résultat met en évidence l'importance des travaux sur le process de mise en forme de la matrice MCP-graphite.

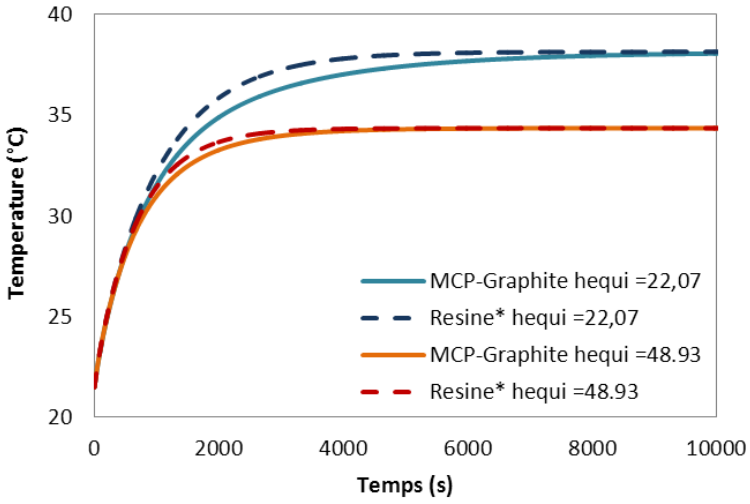
La meilleure performance thermique de la matrice MCP-graphite 1 par rapport à la matrice résinée constaté à l'équilibre thermique (figure 5.22) est due à la meilleure conductivité thermique de la matrice MCP-graphite (environ 40% plus élevée que celle de la matrice

résinée). Afin de quantifier la contribution de la chaleur latente du MCP dans la matrice, nous réalisons des simulations avec une résine fictive nommé « résine*». La résine* a la même capacité thermique et la même densité que la résine expérimentée dans le chapitre 4 mais possède une conductivité thermique équivalente à celle de la formulation MCP-graphite 1.

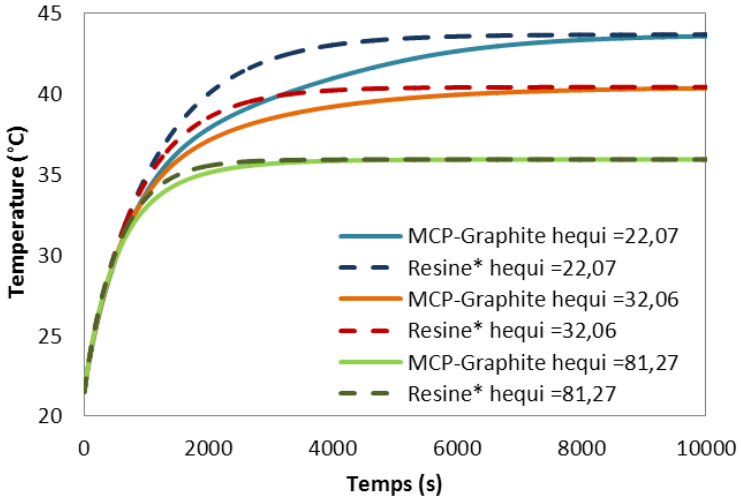
Dans la figure 5.23 ci-dessus, le profil de température $T_{cell_max}$ obtenu avec la formulation MCP-graphite 1 est comparé à celui estimé en utilisant la résine* sous 3 niveaux de puissance et plusieurs conditions de ventilations.

On constate que lorsque la température de la batterie est maintenue en dessous de la température de fusion du MCP (c'est-à-dire 37 °C), il n'y a pas vraiment d'écart entre les deux matrices étudiés. Ce résultat est prévisible car la chaleur latente du MCP dans la matrice MCP-graphite 1 n'est pas exploitée. Durant la fusion du MCP, la matrice MCP-graphite 1 permet de maintenir la température des cellules jusqu'à 3 °C de moins que la matrice faite avec la résine*. Lorsque l'équilibre thermique est établi, la température des cellules insérées dans la matrice MCP-graphite 1 est égale à celle des cellules installées au sein de la matrice de résine*. L'utilisation du MCP pourra donc repousser le déclenchement des ventilateurs en vue de réduire la consommation du système de ventilation et de limiter les pics de température des cellules. Par conséquent, l'autonomie du véhicule peut être préservée. L'intérêt de la solution MCP reste toutefois dépendant de l'application (les caractéristiques intrinsèques des cellules et la sollicitation liée à la demande du véhicule).

$P_1$ = 119 W




$P_2$ = 154 W




$P_3$ = 224 W

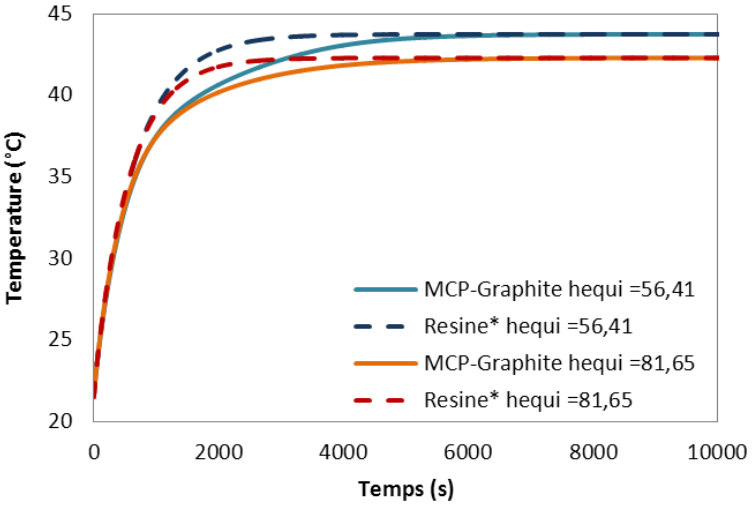



*Figure 5.23 : Gain en température de la cellule grâce à la chaleur latente du MCP dans la matrice*

## 5.3. Conclusion

Initialement, ce travail a eu pour but de valider expérimentalement les bénéfices de la solution de refroidissement par MCP. Du fait de sa bonne tenue mécanique et de sa propriété d'isolant électrique, une formulation MCP-silicone a été implémentée au sein d'un stockeur prototype en vue d'une étude expérimentale.

Les résultats expérimentaux montrent bien l'existence d'un plateau de température dû à la fusion du MCP. Toutefois, la performance thermique du stockeur MCP siliconé est mauvaise par rapport à celle du stockeur résiné présenté dans le chapitre 4. Des investigations expérimentales et numériques ont révélé des problèmes liés à l'instabilité de la conductivité thermique de la formulation MCP-silicone ainsi qu'au mauvais contact thermique entre la matrice MCP siliconé et les cellules.

Malgré la mauvaise performance thermique du prototype expérimenté, ce travail nous a permis de nous rendre compte de la complexité de la mise en œuvre d'une solution de refroidissement par MCP pour la batterie :

- Du fait des nombreuses contraintes imposées par l'application batterie, la formulation du MCP est complexe et il pourrait y avoir des variations des propriétés physiques de la formulation lors du changement de phase du MCP.

- Pour avoir un bon contact thermique entre les différents composants du stockeur, il est important de réaliser la mise en forme de la matrice MCP en présence de la cuve et des cellules.

Dans la deuxième partie du chapitre, nous avons réalisé des simulations avec une autre formulation de MCP à base de graphite dont la conductivité thermique est plus intéressante et surtout plus stable par rapport au changement de phase du MCP. Les résultats des simulations montrent que cette formulation est une alternative intéressante. La chaleur latente du MCP permet de repousser le déclenchement du système de ventilation et sa bonne conductivité thermique facilite l'évacuation de la chaleur vers l'ambiant. Toutefois, la simulation montre encore une fois que malgré les propriétés intéressantes de la formulation MCP-graphite, un mauvais contact thermique matrice-cellule reste très pénalisant.

En termes de perspectives, en parallèle avec les améliorations sur la formulation MCP-silicone, il est nécessaire de travailler sur la mise en forme de la formulation MCP-graphite. Les deux volets importants seront l'isolation électrique et non thermique des cellules et la mise en forme de la matrice en présence des cellules.

# 6. Solution de refroidissement à caloduc

Ce chapitre étudie la possibilité de refroidir la batterie Li-ion automobile en utilisant les caloducs. Afin de garder une continuité avec les chapitres précédents et de faciliter la comparaison, nous souhaitons travailler avec le stockeur Li-ion présenté dans le chapitre 4. Dans ce stockeur, les cellules sont maintenues en place par une matrice de résine dont la paroi extérieure est ondulée. Cette ondulation permet d'augmenter la hauteur moyenne des ailettes de la cuve extérieure et donc de favoriser l'évacuation de la chaleur vers l'extérieur sans augmenter le volume global du système. Toutefois, afin de simplifier le design du système de refroidissement par caloduc, nous avons assimilé la géométrie complexe de la matrice de résine avec un parallélépipède tel qu'illustré dans la figure 6.1.

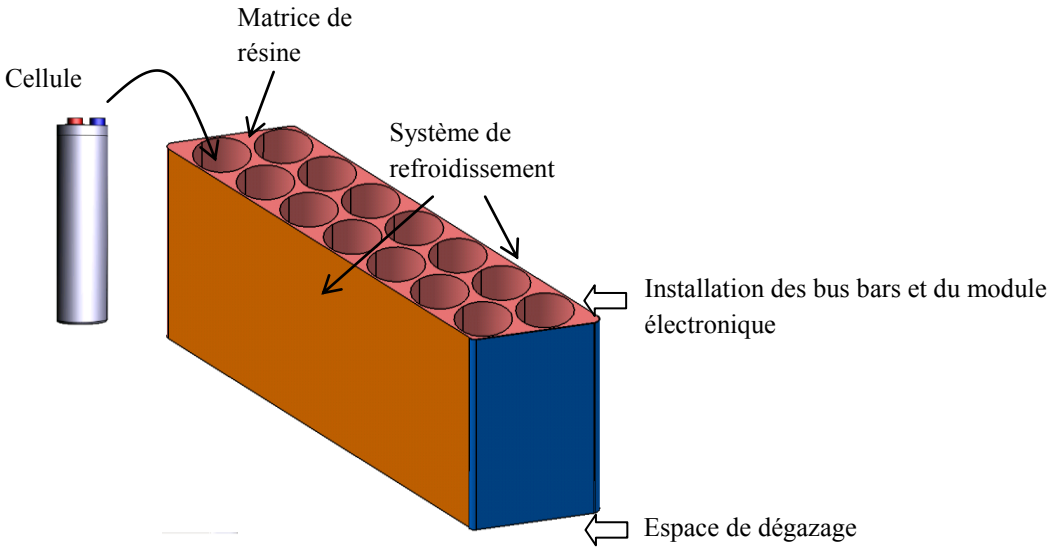



*Figure 6.1: Illustration du stockeur avec la matrice de résine modifiée*

Les parois du stockeur sont donc assimilées à des surfaces rectangulaires lisses. Les systèmes de refroidissement à caloduc sont appliqués sur les 2 parois les plus larges (surface en orange dans la figure 6.1). Nous avons supposé que la convection naturelle via les parois qui ne sont pas en contact avec les systèmes de refroidissement (surface en bleu dans la figure 6.1) est négligeable. En d'autres termes, la puissance générée par le stockeur est dissipée uniquement via les systèmes de refroidissement par caloduc.

Deux solutions de refroidissement par caloduc ont été étudiées. Nous avons considéré dans un premier temps l'utilisation d'un caloduc plat. La deuxième solution consiste en l'utilisation de modules de refroidissement à base de caloducs tubes.

## 6.1. Caloduc plat

### 6.1.1. Description du système

Dans cette partie, nous évaluons la possibilité de refroidir la batterie en utilisant des caloducs plats. Pour une batterie telle que présentée dans la figure 6.1, deux caloducs plats peuvent être encastrés dans la cuve qui entoure la matrice de résine (figure 6.2). La surface du caloduc en contact direct avec la résine est donc l'évaporateur. Des ailettes peuvent etre utilisées sur la surface condenseur du caloduc afin de faciliter l'évacuation de la chaleur vers l'environement.

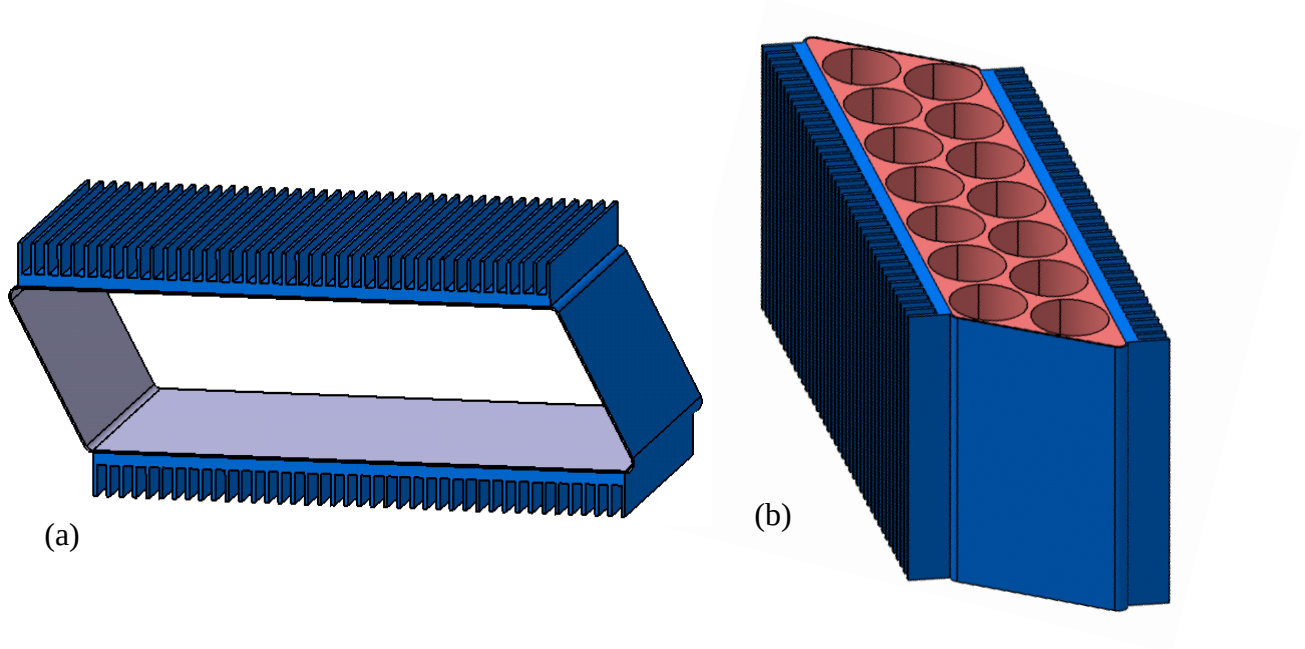



*Figure 6.2: a- Illustration du système de refroidissement par caloduc plat*
*b- Illustration de la cuve avec des caloducs encastrés*

Dans l'étude présentée dans la partie suivante, nous évaluons la performance thermique d'un système de refroidissement par caloduc plat à taille laboratoire. Le système est composé d'un caloduc plat dont la surface évaporateur est en contact avec un générateur de puissance qui reproduit le flux de chaleur de la batterie. Les ailettes n'ont pas été usinées directement sur la surface condenseur du caloduc. Un dissipateur est donc associé avec le caloduc plat en utilisant de la graisse thermique pour obtenir un contact thermique optimal.

L'enveloppe du caloduc plat utilisé est en cuivre avec une hauteur de 6 mm. La structure interne du caloduc plat est présentée dans le schéma 6.3 ci-dessous. Le réseau capillaire est constitué de poudre fritée de cuivre ayant une perméabilité effective de $7.10^{-9}$ $m^2$ et un diamètre hydraulique de 40 µm. Le fluide de travail est de l'eau déminéralisé. La figure 6.3 montre la structure interne du caloduc plat utilisé. Le dissipateur à coller sur la surface

condenseur est également en cuivre avec une base mesurant 39 mm de longueur, 16 mm de largeur. Il dispose de 14 ailettes dont la hauteur est de 10 mm et l'épaisseur est de 1 mm.

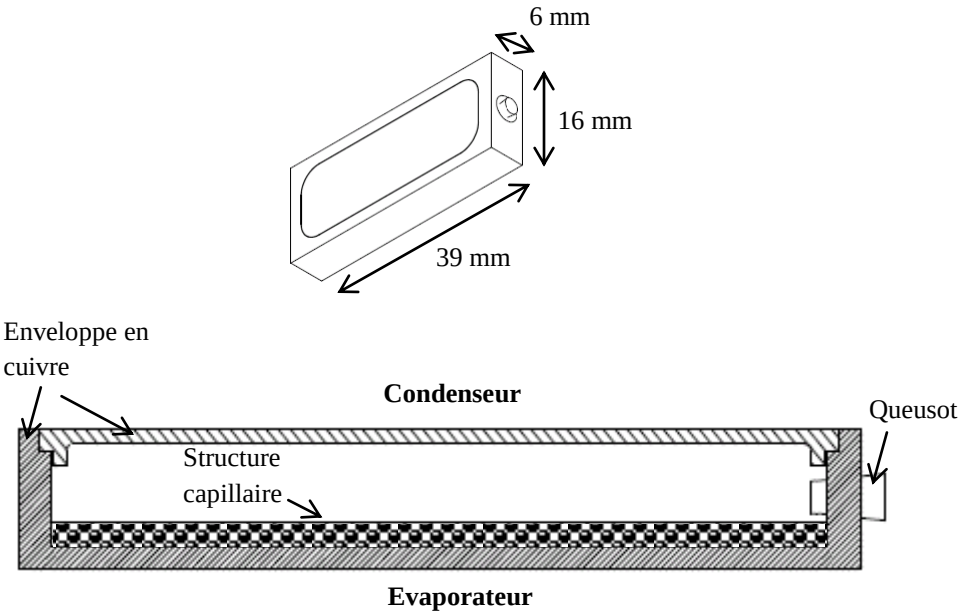



*Figure 6.3 : Schéma de la structure interne du caloduc plat*

Dans le but de pouvoir comparer la performance thermique du système de refroidissement par caloduc plat avec une solution de référence, nous avons également expérimenté le dissipateur tout seul sous les mêmes conditions de test.

### 6.1.2. Mise en place des moyens d'essais

Dans cette étude, nous souhaitons analyser le comportement du caloduc sous régime constant et sous régime transitoire. Pour ce faire, nous nous somme basés sur un profil de perte dynamique calculé pour le stockeur sous un cycle de roulage de 1460 s (figure 6.4). La valeur nominale de la perte générée par les cellules durant ce cycle est de 110 W, soit une perte moyenne d'environ 8 W/cellule.

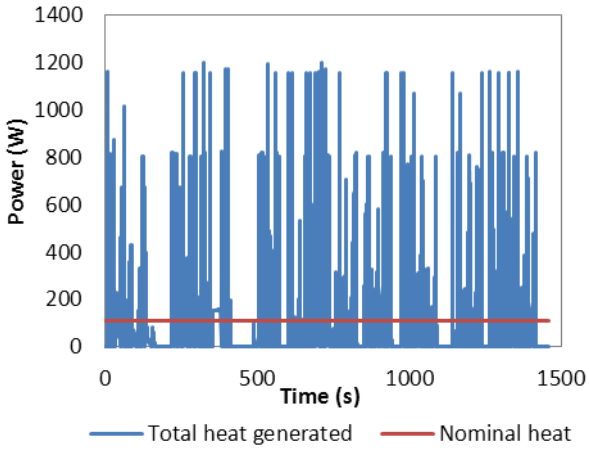



*Figure 6.4 : Profil de puissance généré par le stockeur durant un cycle de roulage*

### *a) Régime constant*

A l'équilibre thermique, si l'on suppose que la puissance est évacuée uniquement via les systèmes à caloduc, la densité du flux de chaleur nominal transféré aux deux parois à refroidir est d'environ 0.118 W/cm$^2$. Pour les tests en régime constant, nous avons employé un film chauffant pour reproduire cette densité de flux de chaleur.

Durant les essais, afin d'assurer que la chaleur est évacuée exclusivement via les ailettes, nous avons isolé les parois latérales de chaque système (figure 6.5). La température sur l'interface entre le système de refroidissement et le film chauffant est mesurée en utilisant 3 thermocouples de type K (incertitude +/-1.5 °C).

Nous avons réalisé des essais en convection naturelle et en convection forcée. En convection naturelle, les systèmes de refroidissement sont testés sous plusieurs positions : verticale, horizontale et inclinée. En effet, l'évaluation de la performance du caloduc en inclinaison permet d'évaluer le comportement du système de refroidissement lorsque le véhicule monte/descend une pente. En général, l'inclinaison des routes ne dépasse pas 10% (5.71°). Les inclinaisons au-delà de 20% (11.31°) sont rares et la maximum d'inclinaison connue pour les routes publiques est de 37% (20.31°). En nous basant sur ces données, nous avons testé les modules de refroidissement sous des inclinaisons de +/- 10° et +/- 20°.

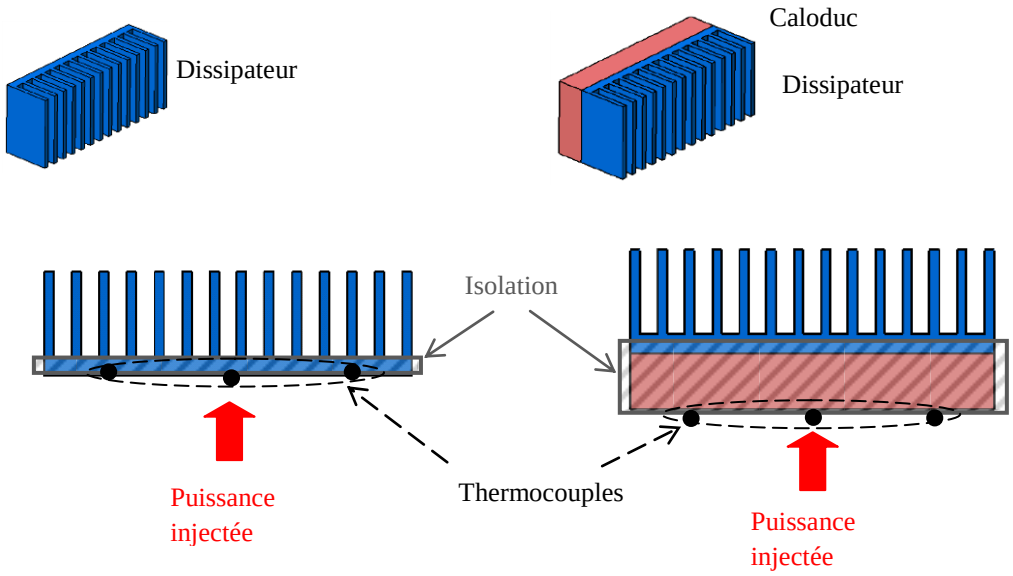



*Figure 6.5: Installation expérimentale*

Pour les tests en convection forcée, une veine d'air est utilisée pour souffler de l'air vers les ailettes. En fonction de l'orientation du système de refroidissement (verticale ou horizontale), l'air peut être soufflé de manière frontale (figure 6.6-a) ou le long des ailettes (figure 6.6-b). La vitesse de l'air arrivant aux ailettes est mesurée en utilisant un anémomètre à fil chaud (pour les vitesses entre 0.15 et 3 m/s, la précision est de +/-3% de la valeur lue +0.05 m/s et pour les vitesses entre 3.1 et 30 m/s, la précision est de +/-3% de la valeur lue +0.2 m/s). Trois niveaux de vitesse ont été expérimentés (0.2 m/s, 0.5 m/s et 1.5 m/s).

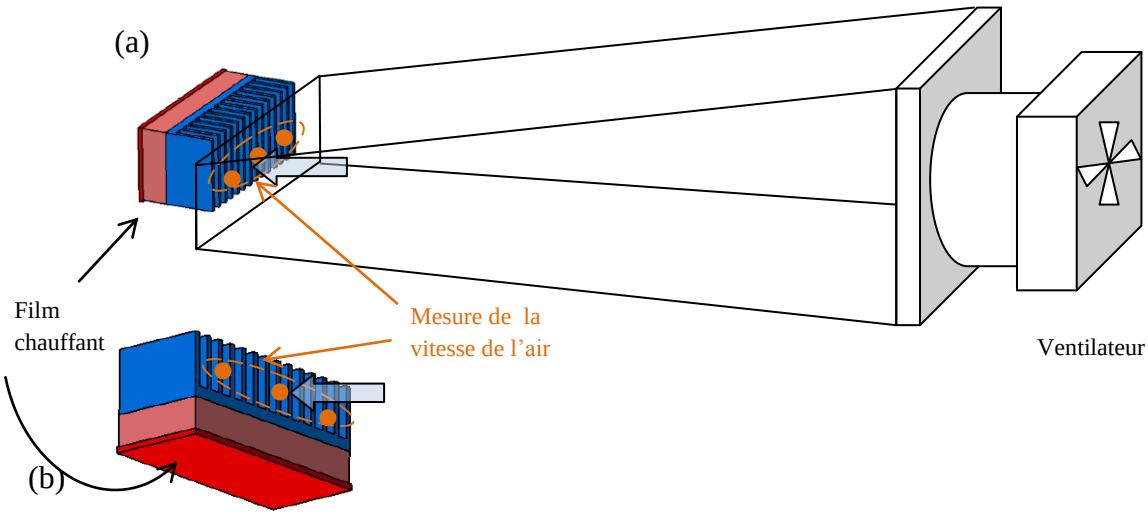



*Figure 6.6 : Schéma de la veine d'air avec le système de refroidissement en position verticale (a) et arrivée de l'air pour système de refroidissement en position horizontale (b). (L'isolation des parois latérales et les thermocouples ne sont pas présentés)*

### *b) Régime transitoire*

Pour reproduire le profil de puissance transitoire, un système de chauffage par induction est utilisé. L'avantage de ce type de générateur est sa robustesse et sa fiabilité qui permettent de reproduire des variations de puissance à fréquence importante avec une bonne précision. Le système par induction offre également une bonne reproductivité.

La puissance émise par l'inducteur peut être pilotée entre 10% et 100% de la capacité maximale de ce dernier par le biais d'un signal 0-10 V. Une bobine a été conçue spécialement pour mieux s'adapter à la géométrie de la surface de travail du système de refroidissement. Le ratio entre la puissance émise par le générateur et celle absorbée est dépendant de la distance entre la surface de travail et la bobine. Pour notre plage de puissance, la bobine est placée à une distance de 10 mm par rapport à la surface de travail (figure 6.7).

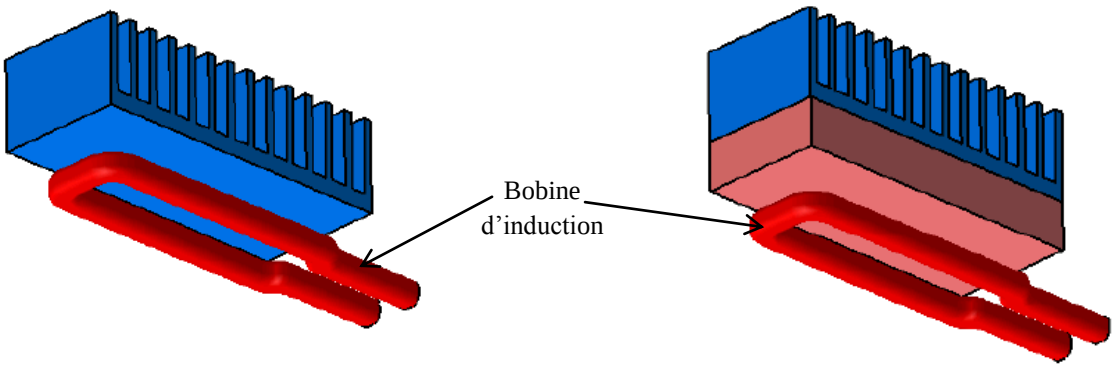



*Figure 6.7 : Illustration de la bobine du générateur par induction*

Une caméra thermique a été utilisée afin de vérifier que le champ magnétique généré par la bobine ne perturbe pas le bon fonctionnement des thermocouples. L'incertitude de la caméra utilisée est de +/-2% avec un minimum de +/-2 °C sur la plage de température entre -20 °C et 900 °C. Les thermocouples sont collés sur la surface de travail avec du scotch aluminium. Cette surface est peinte ensuite avec une peinture noire ayant une émissivité identifiée de 0.95. Lors du test, la température mesurée par les thermocouples correspond bien à celle indiquée par la caméra thermique, que l'inducteur soit allumé ou éteint. Le champ magnétique créé par la bobine n'influence donc pas le bon fonctionnement des thermocouples.

Chaque condition de test a été expérimentée 3 fois et la reproductivité était bonne. Les températures mesurées par les différents thermocouples installés sur la surface de travail sont très proches les unes des autres; l'écart maximal constaté est inférieur à 1 °C. Par la suite, nous présentons donc uniquement la valeur moyennée.

### 6.1.3. Résultats

#### *a) Régime constant*

- Test en position horizontale

En position horizontale et sous convection naturelle, le refroidissement par caloduc montre des performances plus intéressantes que le dissipateur simple. Suite à la stabilisation, la température à l'interface entre le système de refroidissement et la résistance chauffante est autour de 46 °C pour le dissipateur simple alors qu'elle est maintenue à 38 °C pour le système caloduc.

En convection forcée, nous avons testé les deux systèmes sous 3 vitesses de ventilation, allant de 1.5 m/s à 0.2 m/s en passant par 0.5 m/s. On constate que le caloduc montre toujours une meilleure performance que le dissipateur simple sous faible ventilation (0.2 m/s). Toutefois, lorsque la vitesse de l'air devient plus importante, la performance thermique du caloduc est équivalente à celle du dissipateur.

La figure 6.8 présente l'évolution de la température à l'interface entre le générateur de puissance et le système de refroidissement (caloduc/dissipateur) sous plusieurs conditions de refroidissement.

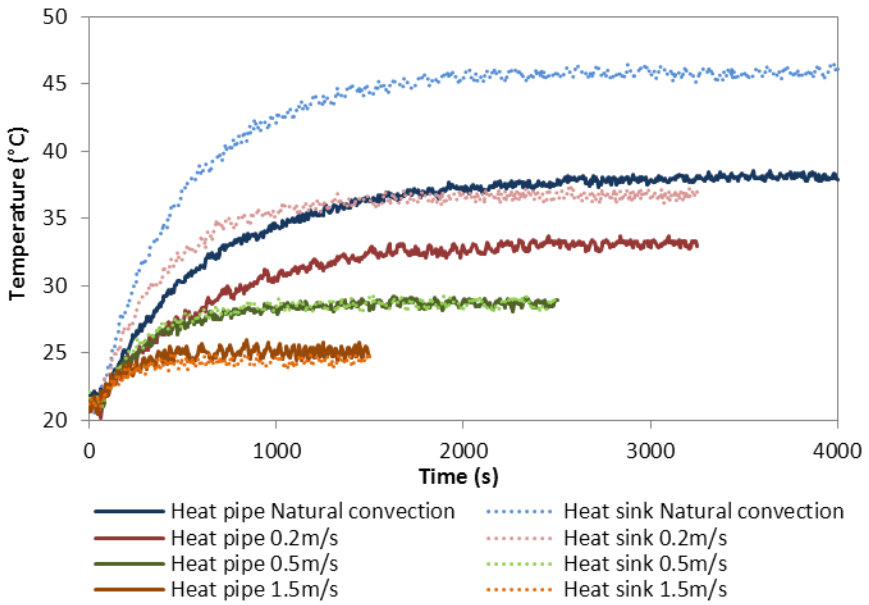



*Figure 6.8 : Profil de température sous différentes de conditions de refroidissement*

A partir des résultats expérimentaux, nous avons calculé la résistance thermique du système caloduc-dissipateur et du dissipateur simple sous différentes conditions d'essais.

$$R_1 = \frac{T_{interface} - T_{amb}}{P}$$

Où P est la puissance injectée et $T_{interface}$ est la température mesurée à l'interface entre le système de refroidissement et le générateur de puissance.

La température mesurée dans nos expériences correspond à la température à l'interface entre la matrice de résine et le système de refroidissement. Afin de connaitre la température des cellules au sein du stockeur, nous avons réalisé des simulations dans AMESim. Le modèle AMESim du stockeur présenté dans le chapitre 4 a été légèrement modifié pour ce faire. En effet, les éléments représentant la cuve ailetée du stockeur ont été supprimés. Nous modélisons la cuve et le système de refroidissement (que ce soit le système caloduc-dissipateur ou le système dissipateur simple) par un coefficient de transfert équivalent. En supposant que la performance thermique des systèmes miniatures testés est équivalente à celle du système de refroidissement en taille réelle, le coefficient de transfert équivalent peut être calculé selon la formule suivante :

$$h_{trans_equi} = \frac{1}{A_1 R_1} = \frac{1}{A_2 R_2}$$

Où $A_1$ et $R_1$ sont la surface et la résistance thermique du système miniature et $A_2$, $R_2$ sont la surface et la résistance thermique du système en taille réelle.

Le tableau 6.1 ci-dessous présente la température calculée pour le système de refroidissement par caloduc plat et par dissipateur simple sous plusieurs conditions de test. La performance thermique du dissipateur étant similaire à celle du système caloduc-dissipateur sous les vitesses de ventilation de 0.5 m/s et 1.5 m/s ; nous ne présentons pas les simulations pour le dissipateur sous ces deux conditions. On remarque que les cellules les plus chaudes ($T_{cell_max}$) sont celles au centre du stockeur et les cellules les plus froides ($T_{cell_min}$) sont les 4 cellules dans le 4 coins extérieurs du stockeur. Le gradient de température entre les différentes cellules au sein du stockeur est inférieur à 2 °C.

Les résultats montrent que l'utilisation du caloduc permet de maintenir la température des cellules en dessous de 50 °C, même sous les conditions de refroidissement critiques telles que la convection naturelle. De plus, la température des cellules peut être maintenue dans la plage de température optimale grâce à une convection forcée à faible débit d'air.

| | Caloduc | | | | Dissipateur | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Convection naturelle | 0.2 m/s | 0.5 m/s | 1.5 m/s | Convection naturelle | 0.2 m/s |
| $T_{interface}$ (°C) | 38 | 33.5 | 29 | 25 | 46 | 37 |
| $h_{trans_equi}$ ($W/m^2/K$) | 69.2 | 94.2 | 147 | 294 | 47.1 | 73.6 |
| $T_{cell_max}$ (°C) | 43.1 | 38.6 | 34.1 | 30.2 | 51.0 | 42.1 |
| $T_{cell_min}$ (°C) | 42.3 | 37.7 | 33.1 | 28.9 | 50.4 | 41.3 |
| Temps de stabilisation (s) | 9000 | 6000 | 4000 | 2500 | 9000 | 6000 |
| $R_2$ (°C/W) | 0.153 | 0.113 | 0.0721 | 0.036 | 0.225 | 0.144 |

*Tableau 6.1 : Températures des cellules au sein du stockeur obtenues avec le modèle AMESim*

- Test en position verticale et inclinée

Afin d'étudier l'influence de l'orientation, nous avons testé le caloduc plat en position verticale et sous plusieurs condition de refroidissement. La figure 6.9 compare la performance thermique du caloduc plat entre deux positions : horizontale et verticale.

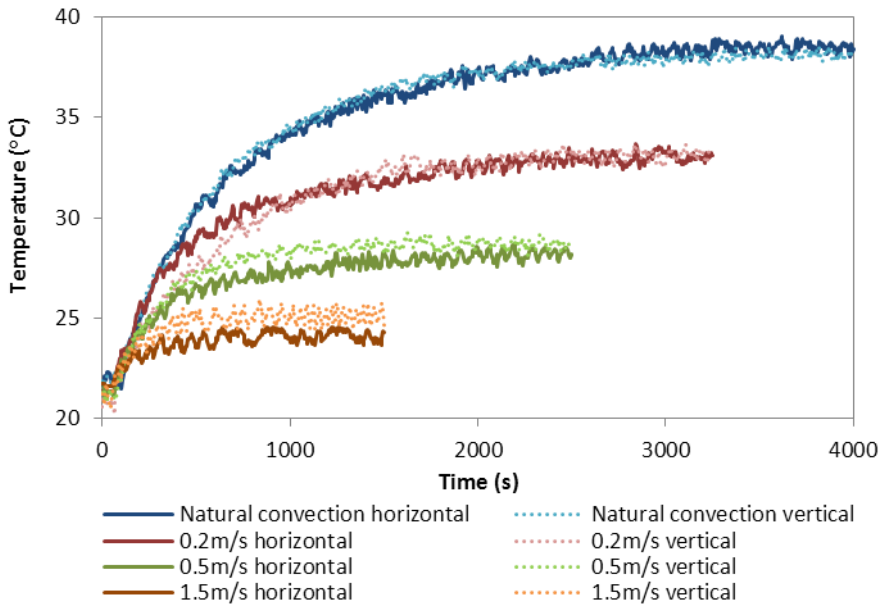



*Figure 6.9 : Comparaison des profils de température entre la position verticale et la position horizontale*

On remarque qu'il y a très peu de variation entre les deux positions. Cela veut dire qu'en fonction de l'application et des contraintes géométriques imposées, le caloduc plat peut être utilisé aussi bien en position verticale qu'horizontale. Dans notre application, le système de refroidissement à caloduc plat est utilisé en position verticale.

La figure 6.10 compare les profils de température du caloduc sous différentes inclinaisons. On constate encore une fois que la performance thermique du caloduc est très peu influencée par l'inclinaison. Le système de refroidissement par caloduc plat fonctionne donc parfaitement bien lorsque le véhicule monte/descend une pente.

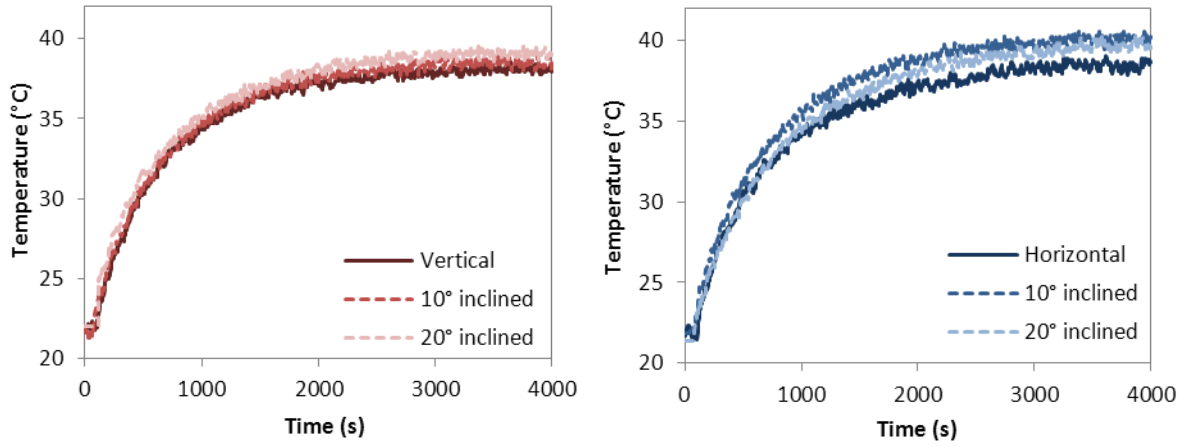



*Figure 6.10 : Convection naturelle: Températures sous différentes conditions d'inclinaison*

Des résultats similaires ont été également trouvés par Xuan et al. lors de l'étude sur l'influence de l'orientation sur le fonctionnement du caloduc plat [XUA04]. En effet, lorsque le caloduc est suffisamment chargé en fluide de travail, le réseau capillaire joue un rôle majeur dans la distribution du liquide sur la surface d'évaporateur du caloduc. L'influence de la force gravitaire dû à l'inclinaison du caloduc est donc minime. Au contraire, si le caloduc est surchargé en fluide de travail, en fonction de l'orientation, la performance thermique du caloduc peut être dégradée de manière différente, entrainant un écart de la performance thermique entre les différentes positions. Concrètement, en position horizontale, le surplus du flux de travail forme un film de liquide au-dessus du réseau capillaire qui augmente la résistance thermique de la phase liquide et défavorise la formation des bulles de vapeur. La performance thermique du caloduc en position horizontale est ainsi dégradée. Quant au caloduc en position verticale, sous l'effet de la force gravitaire, le surplus du liquide de travail forme un réservoir sur la paroi en bas du caloduc (entre l'évaporateur et le condenseur). En fonction de la hauteur du réservoir formé, la surface entre l'évaporateur et le condenseur peut être plus ou moins réduite entrainant une dégradation plus ou moins importante de la performance thermique du caloduc.

### *b) Régime transitoire*

En utilisant le modèle AMESim du stockeur, nous avons estimé la puissance transmise à la paroi de la matrice de résine sous le profil de perte dynamique présenté précédemment dans la figure 6.4. On constate que malgré un profil de perte dynamique avec de larges amplitudes et de hautes fréquences, la puissance transmise à la paroi de la résine ne varie pas très rapidement en fonction du temps (figure 6.11). Cela est expliqué par l'inertie thermique des cellules et de la matrice de résine. Dans de telles situations, l'influence du régime transitoire sur le fonctionnement du caloduc est minime.

Toutefois, lorsque l'inertie thermique du stockeur est moins importante ou dans les configurations où le caloduc est en contact direct avec les cellules électrochimiques, le profil de puissance transmise au système de refroidissement peut être plus dynamique et peut avoir une influence sur le comportement du caloduc. C'est pourquoi nous étudions dans cette section la performance du caloduc en régime transitoire. Dans l'optique de nous positionner dans le cas de figure le plus critique, on considère que le système de refroidissement est en contact direct avec les cellules, le profil de puissance transmise à la paroi des cellules est donc celui à dissiper par le système de refroidissement. Ce profil de puissance transitoire est présenté par la courbe verte dans la figure 6.11.

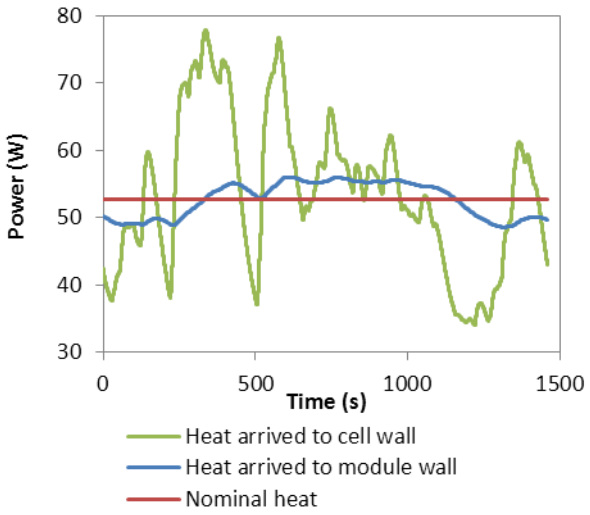



*Figure 6.11 : Profils de chaleur au niveau de la paroi du module et de la paroi de la cellule*

Le profil de puissance transitoire susmentionné est reproduit en utilisant un générateur à induction. Afin d'atteindre l'équilibre thermique, le profil est répété 6 fois de manière consécutive.

La figure 6.12 présente l'évolution de la température durant l'expérience en régime transitoire et sous convection naturelle pour les deux systèmes de refroidissement. Après l'équilibre thermique, on constate que la température du système de refroidissement à caloduc plat

fluctue au tour d'une valeur moyenne de 38.4 °C, ce qui correspond à la température mesurée lors du test avec la puissance nominale constante. Cela veut dire que le caloduc peut fonctionner de manière efficace en régime transitoire. Les pics de puissances sont traités de manière instantanée, par conséquent, la performance thermique du caloduc en régime transitoire est très proche de sa performance en régime constant.

Quant au dissipateur, la température moyenne à l'équilibre thermique est de 50.4 °C, soit 4 °C plus élevée que la température mesurée lors du test sous puissance nominale constante. Nous remarquons également que la variation de la température durant un cycle est plus importante dans le cas du refroidissement par dissipateur que celle constatée dans le cas du refroidissement par caloduc (tableau 6.2). Le dissipateur gère donc, moins bien les augmentations instantanées de la puissance que le caloduc.

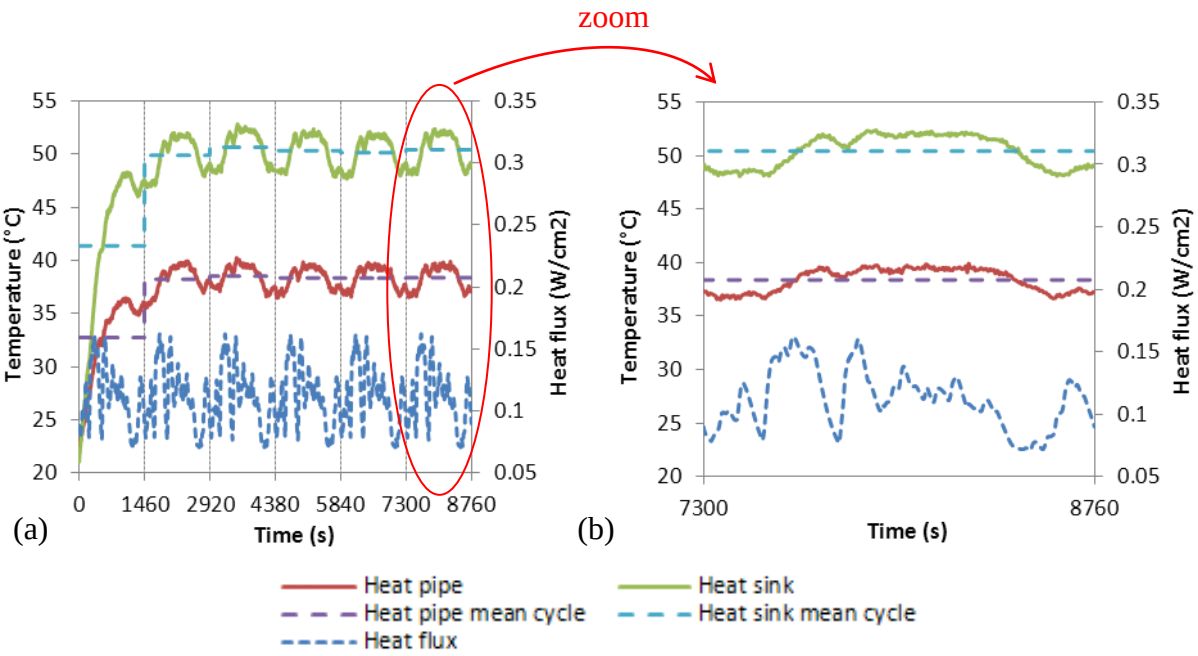



*Figure 6.12: Profils de température en régime transitoire*
*a- 6 cycles en position horizontale sous convection naturelle*
*b- Zoom sur le dernier cycle de la figure a*

| Température à l'interface | Dissipateur | Caloduc |
|---|---|---|
| Valeur moyenne du cycle | 50.4 °C | 38.4 °C |
| Valeur maximale durant 1 cycle | 52.4 °C | 39.9 °C |
| Valeur minimale durant 1 cycle | 48.0 °C | 36.5 °C |
| Variation de la température durant 1 cycle | 4.3 °C | 3.4 °C |

*Tableau 6.2 : Température après l'équilibre thermique en régime transitoire*

## 6.2. Caloduc tube

### 6.2.1. Description du système

Le système de refroidissement par caloduc tube consiste en 4 modules de refroidissement à base de caloduc tube. Chaque module susmentionné est composé de 7 caloducs tubes fabriqués en cuivre. La partie évaporateur des caloducs est intégrée dans un bloc d'aluminium afin d'augmenter la surface de contact thermique avec le stockeur. Les blocs d'aluminium sont à monter 2 par 2 sur les parois du stockeur tel qu'illustré dans la figure 6.13 ci-dessous. Les tubes sont coudés avec un angle de 121°, ce qui permet de séparer la partie évaporateur de la partie condenseur. Afin de faciliter l'évacuation de la chaleur, plusieurs ailettes ont été montées sur la partie condenseur des caloducs.

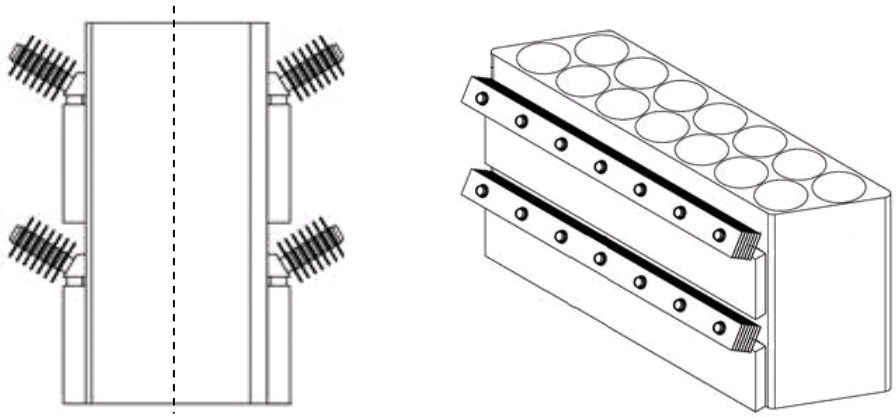
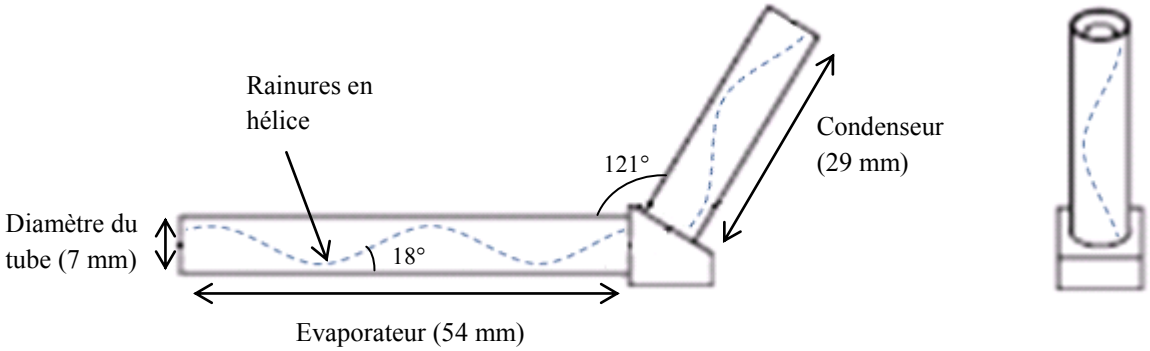
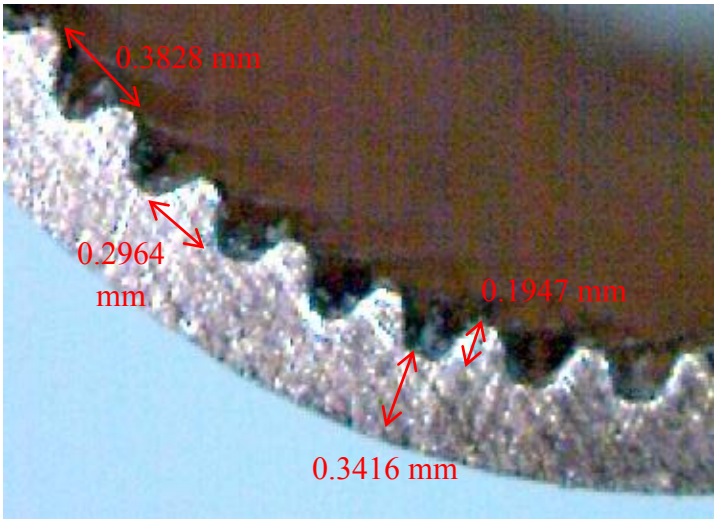


*Figure 6.13 : Assemblage des modules de refroidissement par caloduc sur la batterie*

La structure interne des caloducs tubes est présentée dans la figure 6.14. Le réseau capillaire à l'intérieur du tube est composé des rainures hélicoïdales longitudinales et le fluide de travail est l'eau déminéralisé.




(a)




(b)

*Figure 6.14 : Schéma du caloduc tube (a) et son réseau capillaire (b)*

### 6.2.2. Mise en place des moyens d'essais

#### *a) Puissance injectée*

Du fait de la paroi ondulée de la matrice de résine, les modules de refroidissement ne peuvent pas être montés directement sur le stockeur. Nous avons évalué la performance de ces modules en utilisant un film chauffant qui reproduit la puissance générée par les cellules du stockeur. En supposant que la puissance est uniquement évacuée grâce aux modules de refroidissement et en exploitant la symétrie du stockeur, la puissance à produire par le film chauffant est égale à 50% de celle générée par les cellules du stockeur. Nous avons expérimenté trois niveaux de puissance : 38 W, 54 W et 84 W, ce qui correspondent à une perte globale du stockeur de respectivement 76 W, 108 W et 168 W.

Deux modules de refroidissement sont donc fixés sur une plaque en cuivre ayant les mêmes dimensions que la paroi du stockeur. Le film chauffant est collé sur la surface opposée de la plaque. Les contacts thermiques sont optimisés grâce à l'utilisation de la pâte thermique. Afin

d'assurer que la puissance est uniquement dissipée via les modules de refroidissement, la face arrière du film chauffante est isolée. La figure 6.15 présente le schéma de l'installation.

### b) *Mesure de température*

La température à l'interface entre la plaque en cuivre et le film chauffant ainsi que la température des deux blocs condenseurs sont mesurées en utilisant 6 thermocouples de type K (incertitude +/-1.5 °C).

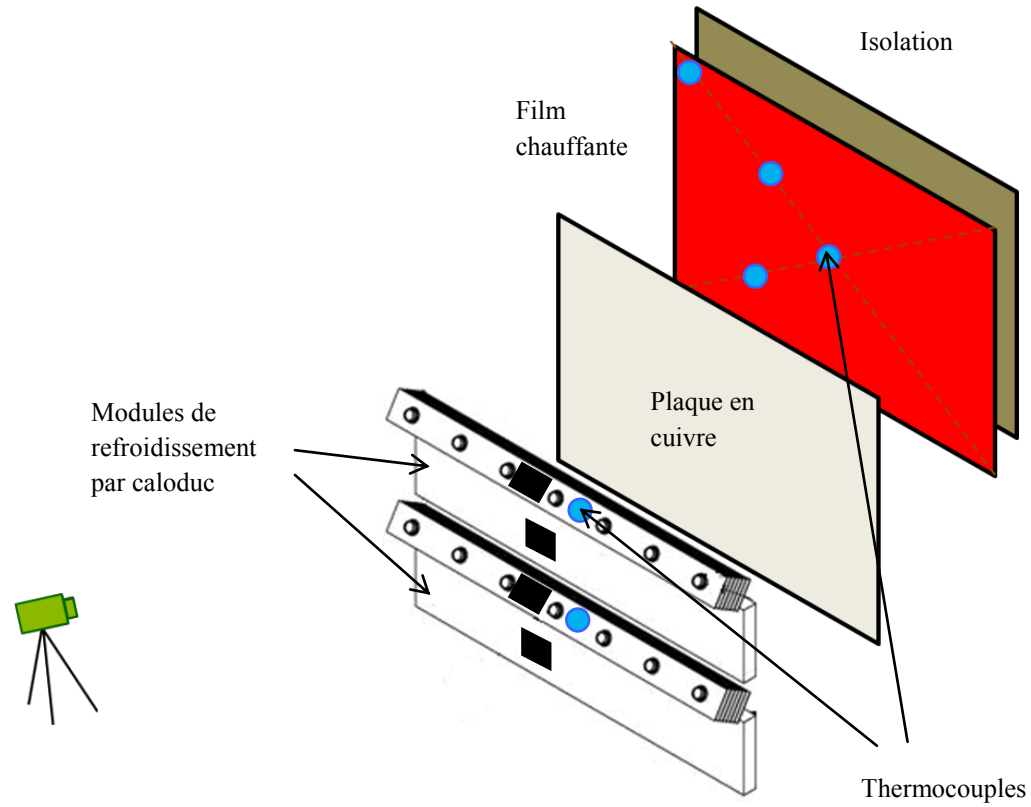



*Figure 6.15 : Schéma de l'installation expérimentale*

La précision des mesures de température par thermocouple est vérifiée avec une caméra thermique. L'incertitude de la caméra utilisée est de +/-2% avec un minimum de +/-2 °C sur la plage de température entre -20 °C et 900 °C. 2 spots noirs ont été peints (avec une peinture ayant une émissivité identifiée de 0.95) sur le bloc aluminium et le bloc condenseur de chaque module de refroidissement. Le film chauffant est activé pendant un certain temps et les températures enregistrées par les thermocouples sont comparées avec celles indiquées par la caméra thermique.

Pour les blocs condenseur, la caméra et les thermocouples indiquent des profils de température identiques. Cela montre que les thermocouples ont une bonne précision. On

appelle par la suite la température du condenseur ($T_{condenser}$) la moyenne des températures mesurées par les deux thermocouples sur les deux blocs condenseur.

Les températures mesurées par les 4 thermocouples installés sur l'interface entre la plaque en cuivre et le film chauffant sont très proches les unes des autres, avec un écart inférieur à 1 °C. On appelle la température de l'évaporateur ($T_{evaporator}$) la moyenne de ces 4 mesures de température. On remarque que la température de l'évaporateur est légèrement supérieure à celle mesurée sur les blocs d'aluminium par la caméra thermique. L'écart constaté est inférieur à 2°C et peut être expliqué par l'effet de la convection naturelle à la surface des blocs d'aluminium.

### c) *Test sous différentes positions*

Dans notre application, les modules de refroidissement seront utilisés en position verticale. Toutefois, le fonctionnement des modules de refroidissement a été testé en position horizontale à titre comparatif.

Nous avons également testé les modules de refroidissement sous des inclinaisons de +/- 20° par rapport à la position verticale afin d'évaluer la performance thermique de ces modules lors de la montée/descente d'une pente (figure 6.16).

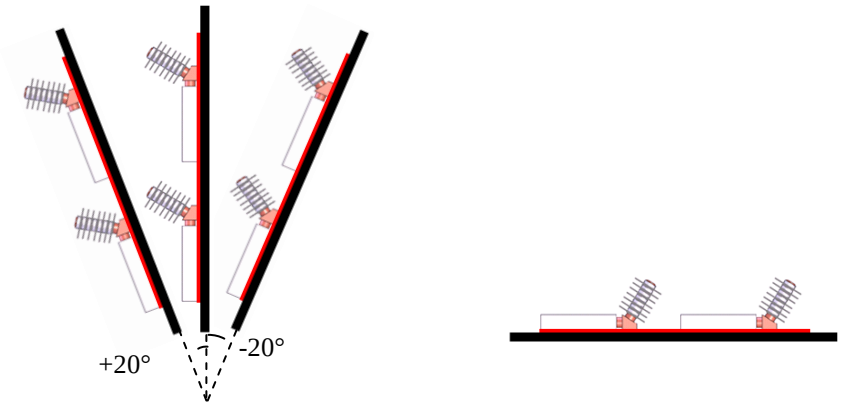



*Figure 6.16 : Les différentes positions testées*

### d) *Les différentes conditions de refroidissement*

La performance thermique des modules caloduc a été évaluée sous plusieurs conditions de refroidissement.

Dans l'optique de minimiser la consommation énergétique du système de refroidissement, nous avons tout d'abord étudié la possibilité d'évacuer la chaleur via les ailettes sous l'effet

cheminée. L'installation expérimentale présentée dans la figure 2 est tout d'abord confinée avec du plexiglass. Une cheminée est ensuite apposée au-dessus de l'espace confiné. Il est connu que l'effet cheminée est proportionnel à la hauteur de la cheminée. Cependant, dans l'application automobile, si l'on tient compte de l'intégration du pack de batterie dans le véhicule, en général, l'espace disponible pour la batterie ne permet pas d'utiliser une cheminée très haute. Par conséquent, nous avons travaillé avec une cheminée ayant une hauteur égale à la moitié de la hauteur de l'installation présentée dans la figure 2. Un schéma du système de refroidissement par effet cheminée est présenté dans la figure 6.17. Avec cette cheminée, la hauteur globale de la batterie entre toujours dans le cahier de charge et le système peut être installé sous le coffre du véhicule.

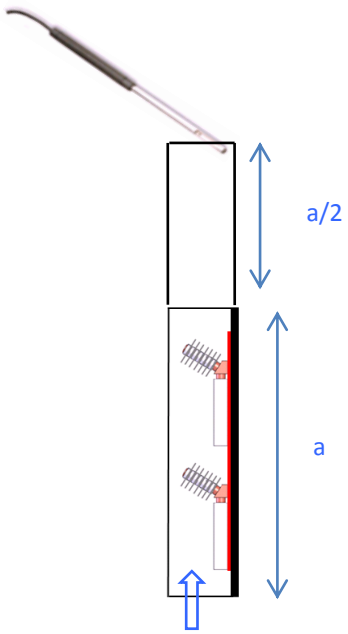



*Figure 6.17 : Schéma du système de ventilation par effet cheminée*

De plus, deux configurations de refroidissement en convection forcée ont également été testées. Dans la première configuration, nous utilisons deux rangées de ventilateurs qui soufflent de l'air parallèlement vers les deux blocs de condenseurs. Dans la deuxième configuration, une seule rangée de ventilateurs est utilisée. L'air est soufflé depuis le dessous et traverse en série les deux blocs de condenseur. La figure 6.18 présente les deux configurations de refroidissement utilisées.

Chaque rangée de ventilateurs est composée de 3 ventilateurs hélicoïdaux identiques à ceux utilisés pour refroidir le stockeur dans le chapitre 4. A puissance minimale de 15%, la vitesse d'air mesurée à la sortie du bloc condenseur supérieur est de 1.2 m/s pour la première configuration et de 1.5 m/s pour la deuxième. Afin d'évaluer la performance des modules de refroidissement sous des conditions de refroidissement plus critiques, la surface frontale des ventilateurs peut être obstruée de 50% (tableau 6.3).

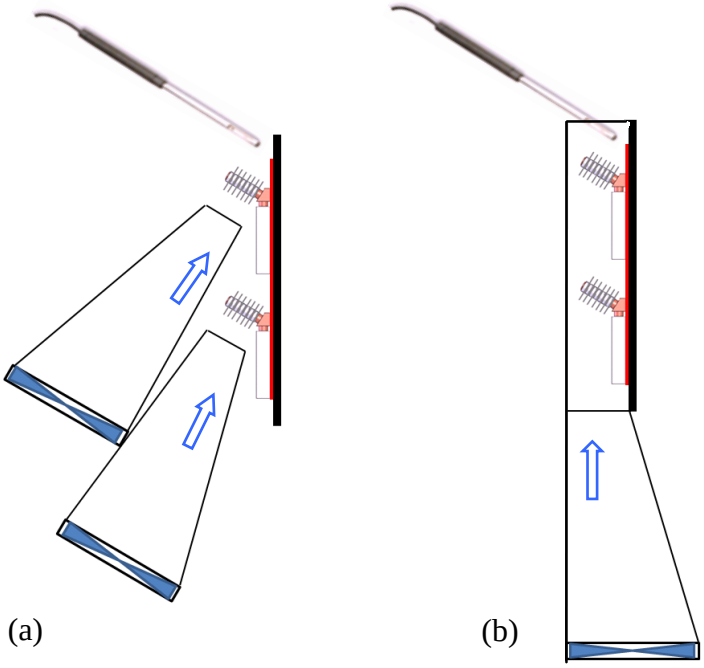



*Figure 6.18 : Schéma de la première configuration (a) et de la deuxième configuration de refroidissement (b)*

| Taux d'obstruction | Illustration |
|---|---|
| 0% |  |
| 50% |  |

*Tableau 6.3 : Illustration de l'obstruction des ventilateurs*

### 6.2.3. Résultats et discussion

#### *a) Test en convection naturelle à plusieurs positions d'inclinaison*

Nous avons tout d'abord évalué la performance du module de refroidissement en convection naturelle et sous une puissance injectée de 38 W. En position verticale et après équilibre thermique (au bout de 6000s), la température à l'interface entre la plaque en cuivre et le film chauffant ($T_{evaporator}$) s'élève à 51 °C et la température des blocs de condenseur ($T_{condenser}$) est à 46.5 °C (figure 6.19). Il est clair que la convection naturelle ne peut pas être suffisante pour maintenir la température des cellules de batterie en dessous de 50 °C.

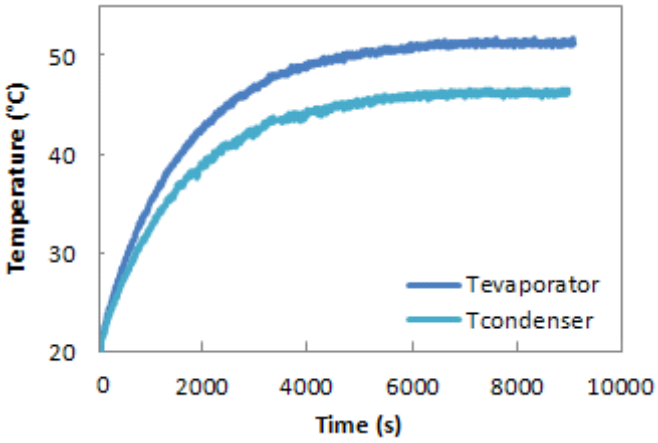



*Figure 6.19 : Profils de températures en position verticale et en convection naturelle*

Le système est ensuite incliné d'un angle de +/- 20° par rapport à la position verticale afin d'évaluer l'influence de l'inclinaison. Le retour du liquide vers l'évaporateur, bien qu'il soit principalement dû à la capillarité, pourrait être assisté ou défavorisé par la force gravitaire. Toutefois, le résultat dans la figure 6.20 montre que la performance thermique en positions inclinées de notre système est très proche de celle en position verticale. La capillarité est donc beaucoup plus importante que la gravité et joue un rôle majeur dans le retour du liquide.

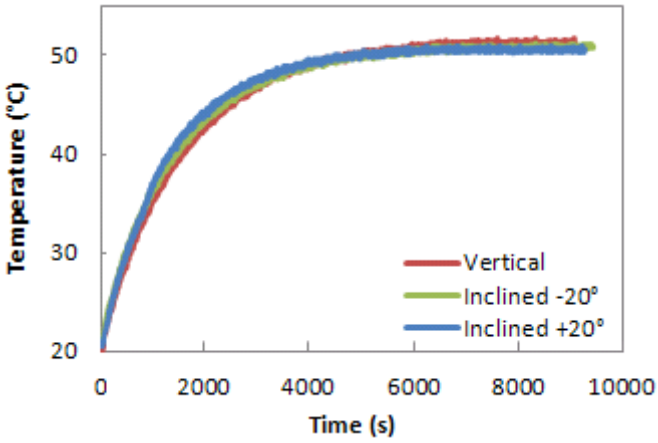



*Figure 6.20 : Température de l'évaporateur sous différentes inclinaisons*

Enfin, nous avons procédé au test en position horizontale. Le tableau 6.4 compare la température mesurée à l'évaporateur et au condenseur du système entre les positions verticale et horizontale.

| Puissance injectée | 38W | |
|---|---|---|
| Positions | Verticale | Horizontale |
| $T_{evaporator}$ (°C) | 51 | 61 |
| $T_{condenser}$ (°C) | 46.5 | 56 |

*Tableau 6.4 : Comparaison de la performance thermique en positions verticale et horizontale*

Nous constatons qu'en position horizontale, la performance thermique du système se dégrade d'avantage et que l'écart de la température entre les deux positions est de l'ordre de 10 °C. Puisque la gravité n'a pas d'incidence sur le retour du liquide et donc la performance thermique du caloduc, la baisse de performance constatée en position horizontale ne peut être due qu'au mouvement naturel de l'air. En effet, en position verticale, l'air monte par effet cheminé du bas vers le haut en traversant l'espace entre les ailettes. En position horizontale, l'air monte toujours vers le haut mais cette fois ci, le mouvement naturel de l'air ne traverse plus le bloc condenseur (figure 6.21). Par conséquent, l'évacuation de la chaleur au niveau du condenseur n'est pas favorisée, ce qui explique la différence de performance thermique entre les deux positions.

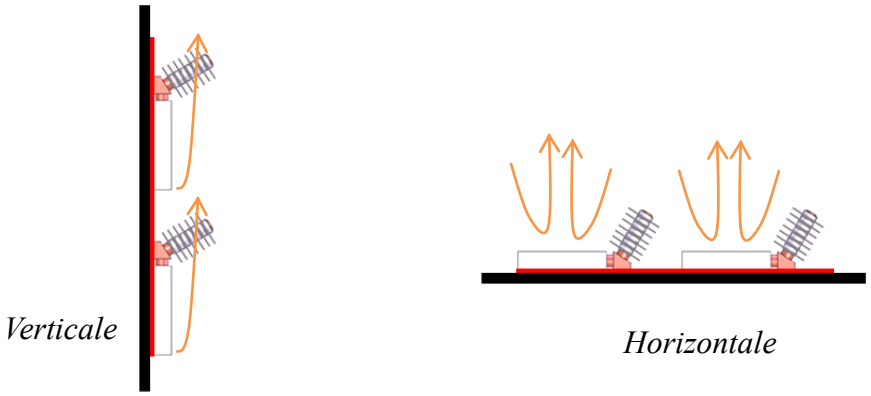



*Figure 6.21 : Mouvements naturels de l'air pour le système en positions verticale et horizontale*

### b) Test sous effet cheminée

Nous avons vu précédemment qu'en convection naturelle, la température de l'évaporateur reste trop élevée et la température des cellules ne peut être maintenue en dessous de 50 °C. Afin d'améliorer l'évacuation de la chaleur au niveau du condenseur et dans l'optique de limiter la consommation énergétique du système de refroidissement, nous avons envisagé un refroidissement par effet cheminée. Trois puissances ont été testées et la température mesurée pour l'évaporateur est reportée dans le tableau 6.5 ci-dessous.

| | Puissance injectée | | |
|---|---|---|---|
| | 38 W | 54 W | 84 W |
| Convection naturelle | 51 °C | 58 °C | 71 °C |
| Effet cheminée | 46 °C | 53 °C | 66 °C |

*Tableau 6.5 : Température de l'évaporateur sous l'effet cheminée.*

Comparée à la convection naturelle, l'installation de la cheminée permet d'améliorer de manière considérable la performance thermique du système. Toutefois, nous remarquons que cette amélioration reste insuffisante pour les puissances importantes de 54 W et de 84 W. En effet, la température de l'évaporateur mesurée sous ces deux puissances dépasse les 50 °C.

Sous la puissance de 38 W, la température mesurée sur l'évaporateur à l'équilibre thermique est de 46 °C. Cette température correspond à la température à l'interface entre la matrice de résine et la cuve du stockeur. Afin de connaitre la température des cellules au sein du stockeur, des simulations dans AMESim ont été réalisées de la même manière que dans la section 6.1.3. Nous utilisons le modèle AMESim modifié dont la cuve et le système de refroidissement sont modélisés par un coefficient de transfert équivalent. Le coefficient de transfert équivalent requis par le modèle AMESim a été calculé selon les formules suivantes :

$$R = \frac{T_{evaporator} - T_{amb}}{P}$$

$$h_{trans_equi} = \frac{1}{AR}$$

Où P est la puissance injectée et $T_{evaporator}$ est la température mesurée à l'interface entre la plaque en cuivre et le film chauffant et A est la surface de la plaque en cuivre.

La température obtenue par simulation pour la cellule la plus chaude du stockeur est de 49.70 °C, ce qui est très proche de la limite maximale de 50 °C. L'utilisation d'une cheminée est donc insuffisante pour assister les caloducs dans la gestion thermique de la batterie, même lorsque la perte générée est faible.

Nous avons tenté de mesurer la vitesse d'air à la sortie de la cheminée. Toutefois, l'anémomètre n'a détecté aucun mouvement d'air ayant une vitesse comprise entre 0.15 et 30m/s. La vitesse de l'air traversant les ailettes est donc effectivement très faible (en dessous de 0.15m/s), ce qui explique pourquoi la température de l'évaporateur reste toujours élevée.

### c) *Influence de la configuration en ventilation forcée*

Nous avons testé les deux configurations de refroidissement sous une puissance de 54 W et sous deux conditions de ventilation afin de pouvoir comparer leurs performances thermiques et trouver la configuration la plus adaptée.

- 1ère condition de ventilation : 15% PWM

Pour la première condition de ventilation, les ventilateurs sont utilisés à leur puissance minimale (15% PWM) et leur section d'aspiration n'a pas été obstruée. La vitesse d'air mesurée à la sortie de la rangée d'ailettes supérieure est de l'ordre de 1.5 m/s pour la première configuration et de 1.2 m/s pour la deuxième. La précision de l'anémomètre utilisé (pour les vitesses entre 0.15 et 3 m/s, la précision est de +/-3% de la valeur lue +0.05 m/s et pour les vitesses entre 3.1 et 30 m/s, la précision est de +/-3% de la valeur lue +0.2 m/s) pourrait expliquer en partie l'écart de vitesse constaté. Toutefois, cette différence de vitesse à iso PWM est principalement due à la perte de charge le long de la veine d'air de la deuxième configuration ce qui entraine une vitesse plus faible à l'aval de la veine d'air.

Suite à une vitesse d'air plus faible sur la rangée d'ailettes supérieure pour la deuxième configuration, nous nous attendons à ce que cette dernière ait une performance thermique moins intéressante que la première configuration. Cependant, les mesures de température au niveau de l'évaporateur pour ces deux configurations sont très proches l'une de l'autre (tableau 6.6). Cela est dû à la surface d'échange thermique plus importante pour la deuxième configuration, ce qui permet de compenser la baisse de performance thermique due à la perte de charge. En effet, dans la première configuration, du fait de l'orientation des veines d'air, l'échange thermique se produit principalement au niveau des deux blocs d'ailettes. Dans la deuxième configuration, l'échange thermique se produit également à travers les parois des 2 blocs d'aluminium.

La température mesurée au niveau de l'évaporateur correspond à la température de l'interface entre la matrice de résine et la cuve du stockeur. La température des cellules au sein du stockeur est obtenue grâce à la simulation. On remarque dans le tableau 6.6 que sous la 1ère condition de ventilation, la température de la cellule la plus chaude est de l'ordre de 34 °C pour les deux configurations. Cette température n'étant pas très élevée, nous avons évalué la performance thermique des deux configurations de refroidissement sous une condition de ventilation plus sévère en obstruant la surface d'aspiration des ventilateurs de 50%

- 2ème condition de ventilation : 15% PWM, obstruction de 50% de la surface d'aspiration des ventilateurs

Lorsque la surface d'aspiration des ventilateurs est réduite de 50%, la vitesse de l'air a diminué à 0.5 m/s pour les deux configurations. La réduction du débit d'air a probablement limité les pertes de charge pour la deuxième configuration, ce qui explique une vitesse de l'air similaire entre les deux configurations. Comparé à l'expérience où les ventilateurs ne sont pas obstrués, on constate que malgré une baisse importante de la vitesse de l'air, la performance thermique est très légèrement dégradée. Le tableau 6.6 présente la température de la cellule la plus chaude obtenue suite à la simulation AMESim, soit 37 °C pour la 1ère configuration et 36 °C pour la 2ème configuration.

Pour conclure, nous constatons que sous des conditions d'opération similaires (même consigne PWM, même taux d'obstruction des ventilateurs), la performance thermique des deux configurations de refroidissement est similaire. Toutefois, la deuxième configuration sollicite l'utilisation de 3 ventilateurs au lieu de 6 pour la première. La consommation énergétique et le débit d'air global sont par conséquent deux fois moins importants pour la deuxième configuration. De plus, la réduction du nombre de ventilateurs permet également de réduire le niveau sonore au sein du véhicule. Enfin, on constate que dans la deuxième configuration, le système de refroidissement fonctionne déjà dans un environnement confiné. Cette configuration pourra donc être intégrée facilement dans le véhicule. Pour toutes ces raisons, la deuxième configuration semble être la plus adéquate.

| | | Surface d'aspiration des ventilateurs | |
|---|---|---|---|
| | | 100% | 50% |
| 1ère configuration | $v_{air}$ | 1.5 m/s | 0.5 m/s |
| | $T_{evaporator}$ | 29 °C | 32 °C |
| | $T_{cell_max}$ | 34.2 °C | 37.2 °C |
| 2ème configuration | $v_{air}$ | 1.2 m/s | 0.5 m/s |
| | $T_{evaporator}$ | 28.5 °C | 31 °C |
| | $T_{cell_max}$ | 33.6 °C | 36.2 °C |

*Tableau 6.6 : Comparaison de la performance thermique des deux configurations de refroidissement*

### d) *Influence de la puissance de ventilation*

Suite à l'étude comparative des deux configurations de refroidissement, nous avons évalué la performance thermique de la deuxième configuration sur les 3 puissances 38 W, 54 W et 84 W. Pour chaque puissance, les ventilateurs sont utilisés à plusieurs niveaux de PWM : 15% (valeur minimale), 25%, 50% et 95% (valeur maximale). Les vitesses de l'air correspondant à ces niveaux de ventilations sont respectivement 1.2 m/s, 1.8 m/s, 2.8 m/s et 4.3 m/s. A 15% de PWM, la surface d'aspiration des ventilateurs peut être obstruée de 50%, ce qui conduit à une vitesse d'air de 0.5 m/s. La température de l'évaporateur correspondant à la température à l'interface entre la matrice et la cuve du stockeur est présentée sur la figure 6.22.

A titre comparatif, nous avons également réalisé des tests avec les caloducs en mode défaillant (les tubes sont percés et la totalité du liquide de travail est évacuée). Théoriquement, à défaut de fluide de travail, le transfert thermique entre l'évaporateur et le condenseur se fait uniquement via l'enveloppe des tubes et la performance du système est fortement dégradée. Dans la figure 6.22, la performance des caloducs en mode défaillant sous les 3 niveaux de puissances est présentée par les courbes en pointillé. On voit clairement que

les modules de refroidissement par caloducs fonctionnent de manière moins efficace en mode défaillant.

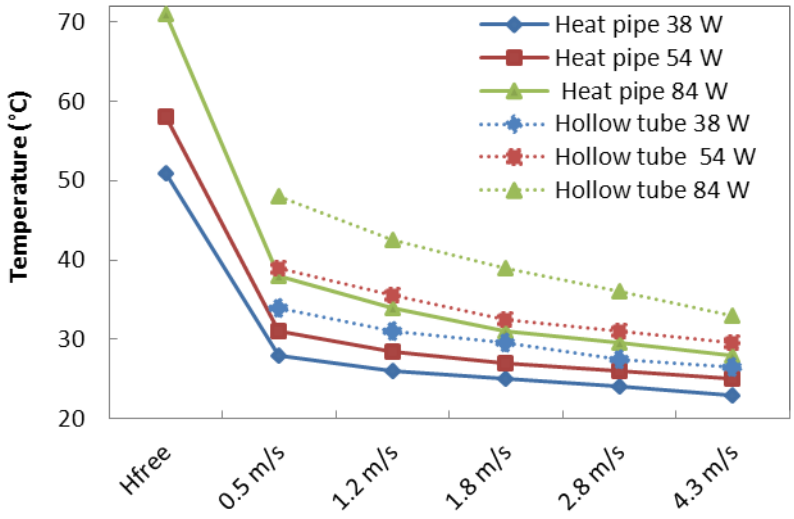



*Figure 6.22 : Température mesurée au niveau de l'évaporateur avec la deuxième configuration de ventilation*

Le tableau 6.7 présente la température des cellules au sein du stockeur obtenue suite à la simulation dans AMESim. On constate que le système de refroidissement par caloduc peut maintenir la température des cellules au sein du stockeur en dessous de 50 °C avec un faible gradient de température entre les différentes cellules ($\Delta T_{cell} < 2$ °C).

On remarque également qu'un très faible débit d'air au niveau du condenseur peut suffire pour évacuer la chaleur vers l'ambiant. Pour le 1$^{er}$ et le 2$^{ème}$ niveaux de puissance, on constate que les cellules sont sur-refroidies même sous la puissance de ventilation minimale. Pour maintenir la température des cellules entre 35 °C et 40 °C, nous pourrons alors réduire encore le débit d'air ou éventuellement passer à une utilisation à temps partiel des ventilateurs (alternance des phases de ventilation avec des phases où la ventilation est coupée et le système se trouve en convection naturelle). Dans les deux cas, la consommation énergétique du système de ventilation peut être réduite au profit de l'autonomie du véhicule.

Pour le 3$^{ème}$ niveau de puissance, un niveau de ventilation plus élevé est requis pour maintenir la température des cellules dans la zone optimale. Il est par contre déconseillé de travailler sous des puissances de ventilations importantes (50% PWM, 100% PWM) car cela implique une augmentation de la consommation énergétique et du niveau sonore tout en sur-refroidissant les cellules.

| | Puissance générée par le stockeur | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 76 W | | | 108 W | | | 168 W | | |
| Ventilation | R (°C/W) | $T_{cell_max}$ (°C) | $T_{cell_min}$ (°C) | R (°C/W) | $T_{cell_max}$ (°C) | $T_{cell_min}$ (°C) | R (°C/W) | $T_{cell_max}$ (°C) | $T_{cell_min}$ (°C) |
| 15% PWM* | 0.184 | 31.6 | 31.0 | 0.185 | 36.2 | 35.3 | 0.202 | 46.1 | 44.7 |
| 15% PWM | 0.132 | 29.6 | 28.9 | 0.139 | 33.6 | 32.6 | 0.155 | 41.9 | 40.4 |
| 25% PWM | 0.105 | 28.6 | 27.8 | 0.111 | 32.1 | 31.1 | 0.119 | 39.0 | 37.3 |
| 50% PWM | 0.079 | 27.6 | 26.8 | 0.093 | 31.1 | 30.0 | 0.101 | 37.5 | 35.8 |
| 95% PWM | 0.053 | 26.6 | 25.7 | 0.074 | 30.1 | 28.9 | 0.083 | 36.0 | 34.2 |

*(*) : Surface d'aspiration des ventilateurs obstruée de 50%*

*Tableau 6.7 : Performance thermique des modules de caloduc sous la deuxième configuration de refroidissement*

### e) Comparaison de la performance thermique entre la solution « caloduc » et la solution « dissipateur »

Dans le chapitre 4, le stockeur est refroidi par sa cuve ailettée (qui peut être assimilée à 2 dissipateurs) ainsi qu'un ensemble de 6 ventilateurs hélicoïdaux. Les 3 niveaux de puissance générée par les cellules lors de ces expériences sont :

- $P_1$ = 119 W (soit 8.5 W/cellule)
- $P_2$ = 154 W (soit 11 W/cellule)
- $P_3$ = 224 W (soit 16 W/cellule)

Dans ce chapitre, le système de refroidissement du stockeur est composé de 4 modules à base de caloduc tube et 6 ventilateurs hélicoïdaux (identiques à ceux utilisés lors des expériences du chapitre 4). Les 3 niveaux puissance avec lesquelles nous avons testé les modules de refroidissement à caloducs sont :

- $P_1$' = 76 W
- $P_2$' = 108 W
- $P_3$' = 168 W

Afin de comparer la performance thermique entre la solution « caloduc » déployée dans ce chapitre et la solution « dissipateur » évaluée dans le chapitre 4, nous avons calculé par interpolation et extrapolation la température des cellules du stockeur refroidi par caloduc sous les 3 puissances $P_1$, $P_2$, $P_3$. Dans la figure 6.23, la température de la cellule la plus chaude du stockeur sous les puissances $P_1$, $P_2$, $P_3$ et sous plusieurs modes de ventilation est présentée par des marqueurs jaunes.

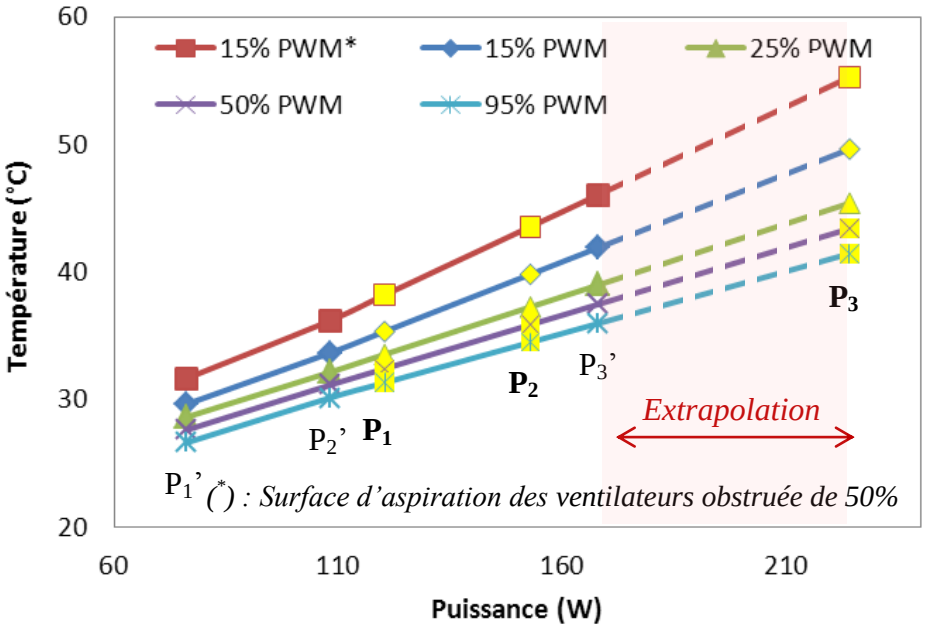



*Figure 6.23 : Température de la cellule la plus chaude du stockeur en fonction de la perte générée et du mode de ventilation*

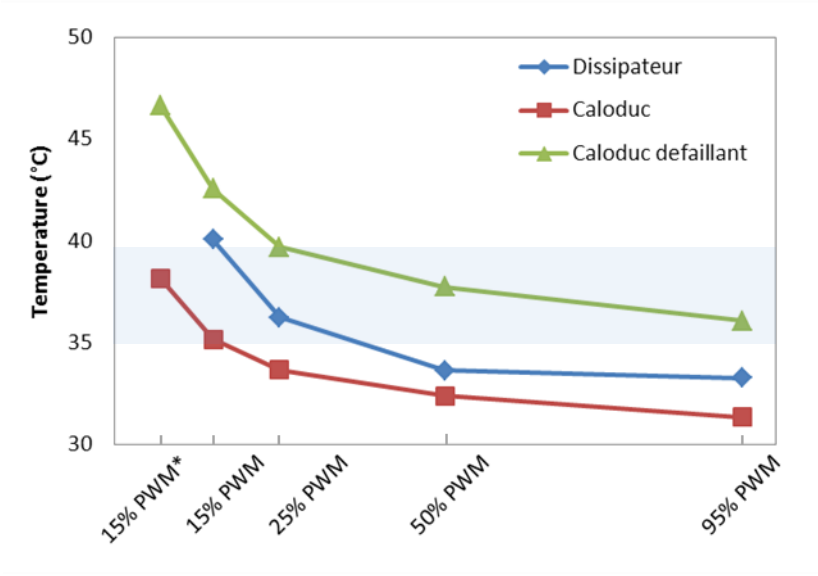
De manière similaire, la température des cellules du stockeur refroidi avec les modules à caloducs en mode défaillant peut également être calculée pour les 3 puissances $P_1$, $P_2$, $P_3$ et sous différents modes de ventilation.

La figure 6.24 compare la performance thermique du système « caloduc », du système « dissipateur » et du système « caloduc  en mode défaillant ». On constate que pour les 3 puissances présentées, la performance thermique du système dissipateur est moins bonne que celle du système « caloduc » mais reste toutefois meilleure que celle du système « caloduc en mode défaillant ».

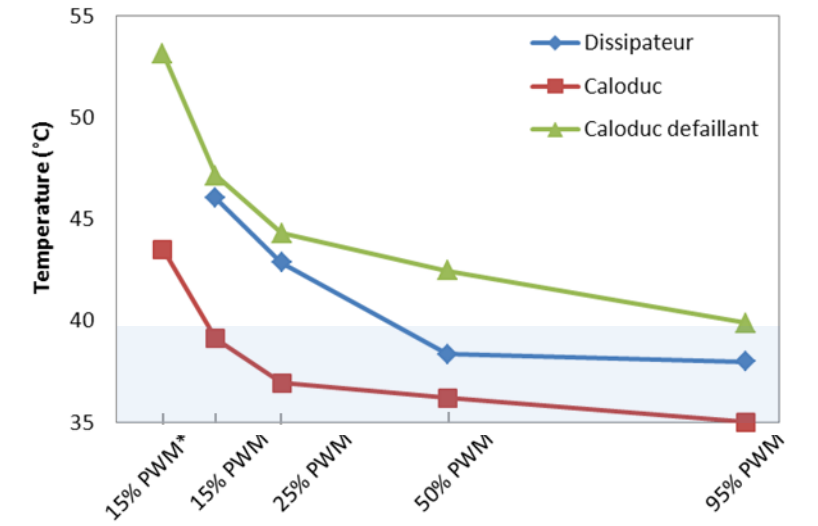
On remarque également que sous la même puissance de perte, l'écart entre la performance thermique du système « caloduc » et celle du système dissipateur est plus grand lorsque le débit d'air utilisé est faible.

Enfin, lorsque la puissance générée par les cellules augmente, la performance du système « dissipateur » tend à se rapprocher de celle du système « caloduc en mode défaillant », ce qui souligne l'intérêt de travailler avec le système « caloduc ».

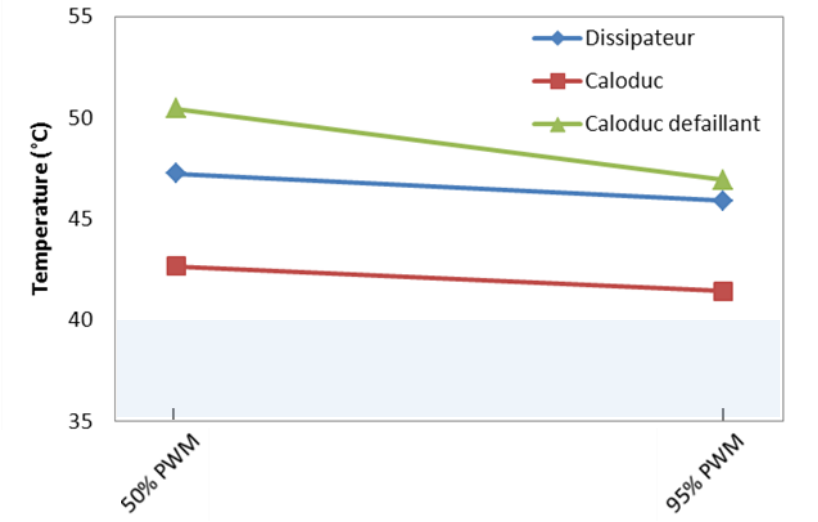
$P_1$ = 119 W




$P_2$ = 154 W




$P_3$ = 224 W




*(*) : Surface d'aspiration des ventilateurs obstruée de 50%*

*: Zone de température optimale*

*Figure 6.24 : Comparaison de la performance thermique entre le système de refroidissement à caloduc et le système de refroidissement par dissipateur sous 3 niveaux de puissance*

## 6.3. Conclusion

A travers les 2 études menées dans ce chapitre, la solution « caloduc » s'est montrée être une alternative prometteuse pour la gestion thermique du stockeur électrique automobile pour les raisons suivantes :

- La solution « caloduc » est dotée d'une grande flexibilité géométrique. En fonction du volume disponible pour la batterie, plusieurs géométries de caloduc sont envisageables. Dans cette étude, nous avons testé un système à caloduc plat et un système à caloduc tube coudé.

- Le caloduc a de bonnes performances thermiques. Comparé à un dissipateur classique, l'utilisation du caloduc permet d'assurer une gestion thermique de la batterie sous des conditions de ventilation plus sévères ce qui permet de réduire la taille du pulseur. Par conséquent, nous pourrons bénéficier d'un gain en masse, en volume, en consommation énergétique du système de refroidissement ainsi qu'une réduction de la nuisance sonore.

- Les résultats expérimentaux en régime transitoire ont montré que le caloduc dissipe de manière plus efficace les pics de puissances instantanées que le dissipateur. Par conséquent, la fluctuation de la température est minimisée avec le caloduc et la température moyenne durant le cycle transitoire est très proche de celle qu'on peut obtenir sous un régime nominal constant.

- La performance thermique du caloduc, s'il est bien conçu, ne se dégrade pas en fonction de l'orientation. Par conséquent, un système de refroidissement par caloduc peut fonctionner de manière efficace lorsque le véhicule monte ou descend une pente.

Les résultats expérimentaux obtenus dans ce chapitre sont très encourageants. Cependant, il nous reste une étape importante à réaliser par la suite: le montage du système de refroidissement sur une batterie prototype ainsi que la validation expérimentale de sa performance.

Une fois implémenté dans le véhicule, le caloduc sera amené à fonctionner en permanence dans un environnement vibratoire. Dans le cadre de la thèse, nous n'avons pas étudié expérimentalement le comportement du caloduc sous de telle condition de fonctionnement. Une étude bibliographique a toutefois été menée sur ce sujet. Selon les résultats rapportés, le caloduc peut fonctionner efficacement dans les environnements vibratoires. En effet, Guo et al. [GUO13] ont étudié l'influence de la vibration sur le fonctionnement des micro-rainures (micro-groove) et ont trouvé que la circulation du fluide au sein des micro-rainures est favorisée sous l'effet de la vibration. Le transfert de chaleur via la phase liquide est donc

amélioré. Connors et al. ont également mentionné dans [CON09] que la performance du caloduc plat ne subit pas de dégradation dans un environnement vibratoire.

Enfin, le plus grand défaut du caloduc qui a limité jusqu'à aujourd'hui sa popularité dans les applications industrielles est son coût important, principalement dû à l'utilisation du cuivre, un matériau couteux ainsi qu'à la fabrication du réseau capillaire. A cet égard, plusieurs auteurs [CHE13], [AME13] ont travaillé récemment sur le développement des caloducs à base d'aluminium qui sont moins couteux, plus légers et plus faciles à mettre en forme. Ces études sont prometteuses et pourraient amener à des réductions considérables du coût de fabrication du caloduc.

# 7. Conclusion générale et perspectives

Le développement des véhicules électrifiés, grâce à leurs perspectives prometteuses dans la réduction de la consommation de carburant et des émissions des gaz polluants, est en plein essor. Mais réussir l'électrification de la chaine de traction automobile nécessite de relever plusieurs défis, notamment sur le stockeur électrique. Que ce soit pour assurer la sécurité à bord du véhicule, pour optimiser le vieillissement des cellules sans dégrader leur performance électrique ou pour préserver l'autonomie du véhicule, l'amélioration de la gestion thermique des batteries est un enjeu particulièrement important pour la commercialisation des véhicules électrifiés. C'est sur cette thématique que se sont focalisés les travaux de la thèse.

## 7.1. Bilan des travaux

La première étape de la thèse a consisté à analyser les différentes origines des pertes thermiques au sein de la cellule électrochimique et à en faire une modélisation mathématique en vue d'une évaluation précise de la perte globale générée par la batterie. Au cours de cette démarche, il est apparu que la perte due au changement de phase et la perte due aux gradients de concentration sont des termes négligeables. La perte électrochimique, quant à elle, s'est avérée d'avoir une contribution significative. Des résultats expérimentaux ont montré que la prise en compte de la perte entropique est nécessaire pour une bonne estimation de la température de la cellule, surtout lors de la décharge où l'intensité du courant peut atteindre des valeurs importantes.

Ce travail a permis de mettre en application deux méthodes d'identification du coefficient entropique - l'élément indispensable pour la quantification de la perte électrochimique: la calorimétrie et la potentiométrie.

De plus, un modèle thermique 2D de la cellule électrochimique a également été construit et validé. La distribution de la température au sein de la cellule est ainsi accessible grâce à ce modèle. La validation a été faite pour une cellule cylindrique. Toutefois, le modèle est adaptable pour toute géométrie de cellule.

Dans la deuxième partie de la thèse, nous avons travaillé avec un panel de solutions de refroidissement.

La première solution étudiée est un système de refroidissement par dissipateurs assistés par des ventilateurs. Bien qu'il s'agisse d'une solution classique, la performance thermique d'un tel système peut nous servir de référence pour évaluer les bénéfices des solutions innovantes étudiées postérieurement. Les résultats expérimentaux ont montré que le système de refroidissement à dissipateur peut être suffisant pour les applications où la puissance générée par les cellules est faible ou modérée. Pour les puissances plus importantes, les dissipateurs associés à une forte ventilation peuvent maintenir la température des cellules en dessous de la

limite maximale de 50 °C mais ne suffissent pas pour garder les cellules dans la plage de température optimale (entre 35 °C et 40 °C).

Au cours de l'étude, un modèle thermique 2D du stockeur a été réalisé. Les paramètres du modèle ont été identifiés par optimisation selon l'algorithme génétique et en utilisant des mesures de température expérimentales. La méthodologie utilisée pour le découpage des mailles et l'identification des paramètres du modèle peut être appliquée à d'autres configurations de batterie.

La deuxième solution étudiée consiste en l'utilisation d'une matrice de matériau à changement de phase (MCP) associée à des dissipateurs. Au cours des études expérimentales et numériques réalisées, nous avons trouvé que l'utilisation du MCP peut repousser le déclenchement du système de ventilation. Toutefois, du fait des nombreuses contraintes imposées par l'application batterie, l'intégration de la matrice MCP dans la batterie se heurte à de nombreuses difficultés telles que :

- la stabilité des propriétés thermo-physiques par rapport au changement de phase du MCP
- la possibilité de réaliser la mise en forme de la matrice en présence des cellules afin d'assurer une bonne interface thermique entre ces composants
- l'isolation électrique et non thermique des cellules lors de l'utilisation des formulations à base de graphite.

Ces aspects feront l'objet des prochaines études au sein du groupe PSA afin de concrétiser l'implémentation des matrices MCP dans la batterie automobile.

La dernière solution étudiée consiste en l'utilisation des caloducs. Les études expérimentales menées ont montré que les caloducs sont une alternative prometteuse pour la gestion thermique du stockeur électrique automobile. En effet, les caloducs sont dotés de très bonnes performances thermiques. Comparé à un dissipateur classique, l'utilisation du caloduc permet d'assurer une gestion thermique de la batterie sous des conditions de ventilation plus sévères ce qui permet de réduire la taille du pulseur. Par conséquent, nous pourrons bénéficier d'un gain en masse, en volume, en consommation énergétique du système de refroidissement ainsi qu'une réduction de la nuisance sonore.

Les travaux réalisés ont également montré que la solution caloduc peut convenir aux applications automobiles grâce à sa grande flexibilité géométrique, à son fonctionnement efficace en régime transitoire et à sa constance de la qualité de prestation lorsque le véhicule monte ou descend une pente.

En conclusion, la thèse a permis d'établir une méthode de quantification précise de la perte globale de la cellule. Deux solutions de refroidissement innovantes utilisant du matériau à changement de phase et des caloducs ont été déployées et leurs bénéfices techniques par rapport à la solution conventionnelle de référence ont été démontrés. Plusieurs modèles

thermiques de la cellule et de la batterie ont été créés et validés au cours de la thèse. Enfin, les méthodes développées pour la modélisation numérique peuvent être appliquées à plusieurs géométries de cellule et configurations de batterie.

## 7.2. Perspectives

Par la suite de la thèse et dans l'optique d'enrichir et d'aller plus loin dans la concrétisation et l'application des résultats de la thèse, plusieurs perspectives sont envisageables.

Concernant la détermination du coefficient d'entropie selon la calorimétrie, à défaut de calorimètre, nous avons, dans le cadre de la thèse, post-traité des mesures expérimentales trouvées dans la littérature. Il serait très intéressant de réaliser des mesures calorimétriques directement avec la cellule NCA 22Ah afin de déterminer le coefficient d'entropie par la méthode calorimétrique et de comparer le résultat avec celui obtenu avec la méthode potentiométrique.

De même, bien que nous ayons réalisé un modèle thermique 2D pour plusieurs géométries de cellule, ce dernier a uniquement été validé avec des résultats expérimentaux de la cellule cylindrique. Il sera donc nécessaire de réaliser, dans l'avenir, des essais avec une cellule prismatique afin de compléter la validité du modèle.

Concernant les solutions de refroidissement par matériau à changement de phase, il est nécessaire d'apporter des améliorations sur les propriétés thermiques de la formulation MCP-silicone, notamment sur la stabilité de la conductivité thermique par rapport à la température. Quant à la formulation MCP graphite, la simulation a démontré des gains potentiels intéressants. Il reste donc à travailler sur la mise en forme de cette formulation (isolation électrique et interface thermique avec les cellules) afin de pouvoir mettre en place un prototype et valider sa performance.

Enfin, les travaux menés sur les systèmes de refroidissement par caloduc ont mis en évidence les performances thermiques de cette solution. Nous avons également montré via des essais qu'elle est en adéquation avec les applications automobiles. Par la suite, nous pourrons envisager de réaliser un prototype de batterie avec un système de refroidissement par caloduc intégré et valider ses performances dans un environnement représentatif de son utilisation au sein du véhicule.

# Références


[AGY10] F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames, M. Smyth, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **14**, 615 (2010)

[ALK11] C. Alkan, K. KayaK, A. Sari, *Energy Conversion and Management*, **52**, 687 (2011)

[AME] www.lmsintl.com/LMS-Imagine-Lab-AMESim

[AME13] M. Ameli, B. Agnewa, P.S. Leung, B. Ng, C.J. Sutcliffe, J. Singh, R. McGlen, *Applied Thermal Engineering*, **52**, 498 (2013)

[BAR84] A. Bar-Cohen, W. M. Rosenhow, *ASME J. Heat Transfer*, **106**, 116 (1984)

[BER85] D. Bernardi, E. Pawlikowski, J. Newman, *J. Electrochem. Soc.*, **132**, 5 (1985)

[BRO01] M. Broussely, S. Herreyre, P. Biensan, P. Kasztejna, K. Nechev, R.J. Staniewicz, *J. Power Source.*, **97-98**, 130 (2001)

[CAM04] http://www.peakoil.net/

[CHE13] Y. T. Chen, S. W. Kang, Y. H. Hung, C. H. Huang, K. C. Chien, *Applied Thermal Engineering*, **51**, 864 (2013)

[CHE93] Y. Chen, J. Evans, *J. Electrochem. Soc.*, **140**, 1833 (1993)

[CHI76] S.W. Chi, *Heat pipe theory and practice*, (1976)

[CHU75] S. W. Churchill, H. H. S. Chu, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **18 (Issue 11)**, 1323 (1975)

[CON09] M. J. Connors, J. A. Zunner, *Military Communications 28th Conference. IEEE*, 1474 (2009)

[ELE42] W. Elenbaas, *Physica IX.*, **7** (1942)

[ELL10] B.L. Ellis, K. T. Lee, L. F. Nazar, *Chem. Mater.*, **22**, 691 (2010)

[FAN03] J. Fan, *J. Power Sources*, **117**, 170 (2003)

[FLE11] M. Fleckensteina, O. Bohlena, M. A. Roscherb, B. Bäkerc, *J.Power Sources*, **196**, 4769 (2011)

[FUN02] A. Funahashi, Y. Kida, K. Yanagida, T. Nohma, I. Yonezu, *J. Power Sources*, **104**, 248 (2002)

[GUO11] M. Guo, G. Sikha, R. E. White, *J. Electrochem. Soc.*, **158**, 122 (2011)

[GUO13] C. Guo, X. Hu, W. Cao, D. Xu, D. Tang, *Applied Thermal Engineering*, **52**, 385 (2013)

[HAD92] M. Hadjieva, St. Kanev, J. Argirov, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, **27**, 181 (1992)

[HAL00] S. Al Hallaj, J. Prakash, J.R. Selman, *J. Power Sources*, **87**, 186 (2000)

[HAL99] S. Al Hallaj, H. Maleki, J.S. Hong, J.R. Selman, *J.Power Sources*, **83**, 1 (1999)

[HUA06] Q. Huang, M. Yan, Z. Jiang, *J. Power Sources*, **156**, 541 (2006)

[IEA07] International Energy Agency 2007, *CO2 Emissions from Fuel Combustion*, (2005)

[KIM08] G.H. Kim, J. Gonder, J. Lustbader, A. Pesaran, *The World Electric Vehicle Journal*, **2**, 46 (2008)

[KIZ09] R. Kizilel, R. Sabbaha, J. R. Selmana, S. AlHallaj, *J. Power Sources*, **194**, 1105 (2009)

[LU06] W. Lu, H. Yang, J. Prakash, *Electrochimica Acta*, **51**, 1322 (2006)

[MAH71] E.T. Mahefkey, M.M Kreitman, *J. Electrochem. Soc.*, **118**, 1383 (1971)

[MEH99] H. Mehling, S. Hiebler, F. Ziegler, *Proceedings of the 4th Workshop of IEA ECES IA*, **Annex 10**, (1999)

[NEL02] P. Nelson, D. Dees, K. Amine, G. Henriksen, *J. Power Sources*, **110**, 349 (2002)

[OHZ07] T.Ohzukua, R.J.Brodd, *J. Power Sources*, **174**, 449 (2007)

[PAR03] C.W. Park, A.K. Jaura, *SAE Technical Paper*, (2003)

[PAR13] H. Park, *J. Power Sources*, **239**, 30 (2013)

[PES01] A.A. Pesaran., *Advanced automotive battery conference*, (2001)

[PES02] A. A. Pesaran, *J. Power Sources*, **110**, 377 (2002)

[PES99] A.A. Pesaran, *Fourth Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition London*, (1999)

[RAM02] P. Ramadass, B. Haran, R. White, B.N. Popov, *J. Power Sources*, **112**, 614 (2002)

[RAO13] Z. Rao, S. Wang, M. Wu, Z. Lin, F. Li, Energy Conversion and Management, **65**, 92 (2013)

[RAO97] L. Rao, J. Newman, *J. Electrochem. Soc.*, **144**, 2697 (1997)

[RAT13] M.K. Rathod, J. Banerjee, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **18**, 246 (2013)

[SAB08] R. Sabbah, R. Kizilel, J.R. Selman, S. Al-Hallaj, *J. Power Sources*, **182**, 630 (2008)

[SAI97] Y. Saito, K. Kanari, K. Takano, *J. Power Sources*, **68**, 451 (1997)

[SAR04] G. Sarre, P. Blanchard, M. Broussely, *J. Power Sources*, **127**, 65 (2004)

[SHI02] J. Shim, R. Kostecki, T. Richardson, X. Song, K.A. Striebeln, *J. Power Sources*, **112**, 222 (2002)

[SRI08] V. Srinivasan, *AIP Conference Proceedings*, **1044**, 283 (2008)

[THO01] K. E. Thomas, C. Bogatu, J. Newman, *J. Electrochem. Soc.*, **148**, 570 (2001)

[THO03] K. E. Thomas, J. Newman, *J. Power Sources*, **119**, 844 (2003)

[TRO13] Y. Troxler, B. Wu, M. Marinescu, V. Yufit, Y. Patel, A. J. Marquis, N.P. Brandon, G.J. Offer, *J. Power Sources*, (2013)

[VIS10] V. V. Viswanathan, D. Choi, D. Wang, W. Xu, S. Towne, R. E. Williford, J. G. Zhang, J. Liu, Z. Yang, *J. Power Sources*, **195**, 3720 (2010)

[WAN12] Q.Wang, P. Ping, X. Zhao, G. Chu, J. Sun, C. Chen, *J. Power Sources*, **208**, 210 (2012)

[WIL09] R. E. Williford, V. V. Viswanathan, J. G. Zhang, *J. Power Sources*, **189**, 101 (2009)

[WU02] M.S. Wu, K.H. Liu, Y.Y. Wang, C.C. Wan, *J. Power Sources*, **109**, 160 (2002)

[WU07] M.S. WU, P.C.J. Chiang , *Electrochimica Acta*, **52**, 3719 (2007)

[XUA04] Y. Xuan, Y. Hong, Q. Li, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **28**, 249 (2004)

[YAN03] H. Yang, H. Bang, J. Prakash, *J. Electrochem. Soc.*, **204th meeting** (2003)

[ZHA03] S.S. Zhang, K. Xu, T.R. Jow, *J. Power Sources*, **115**, 137 (2003)

[ZHA08] X. Zhang, A. M. Sastry, W. Shyyd, *J. Electrochem. Soc*, **155**, 542 (2008)

[ZHA09] G. Zhang, Z. Wu, Z. Rao, L. Fu, *Chemical Industry and Engineering Progress*, **28**, 1165 (2009) (article en chinois)

# A. Annexes

## Annexe 1 : Les corrélations pour déterminer le nombre de Nusselt d'un cylindre vertical en convection naturelle

- Si le diamètre est grand par rapport à la hauteur, on a: D → ∞, on peut considérer que le cylindre est une plaque verticale de hauteur H et utiliser les corrélations de cette dernière. De nombreuses équations existent:

Selon Churchil et Chu: $$Ra_H \le 10^9 \quad Nu_H = 0.68 + \frac{0.67 Ra_H^{1/4}}{\left(1+\left(\frac{0.492}{\mathrm{Pr}}\right)^{9/16}\right)^{4/9}}$$

Selon Mac Adam: Si $10^4 \le Ra_H \le 10^9 \quad Nu_H = 0.59 Ra_H^{1/3}$

Si $10^9 \le Ra_H \le 10^{12} \quad Nu_H = 0.13 Ra_H^{1/3}$

Selon une relation simplifiée pour de l'air à $P_{atm}$:

Si $10^4 \le Ra_H \le 10^9 \quad h = 1.42\left(\frac{\Delta T}{H}\right)^{1/4}$

Si $10^9 \le Ra_H \quad h = 1.31(\Delta T)^{1/4}$

Le coefficient de convection est estimé selon la relation suivante

$$h = \frac{Nu_H \lambda}{H}$$

- Si le diamètre est faible par rapport à la hauteur, l'influence de la courbure n'est plus négligeable. L'échange thermique est plus important que par rapport à un cylindre à diamètre important. Pour estimer le coefficient de convection, on peut utiliser la corrélation d'Elenbaas:

$$Nu_D e^{-2/Nu_D} = 0.6 Ra_D^{1/4}\left(\frac{D}{H}\right)^{1/4}$$

Le coefficient de convection est estimé selon la relation suivante

$$h = \frac{Nu_D \lambda}{D}$$

## Annexe 2 : Les propriétés physiques de l'air en fonction de la température :

Les propriétés physiques de l'air utilisées sont présentées dans le tableau A1 ci-dessous :

| T | ρ | μ | ν | $C_p$ | λ | a | Pr |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| K | $kg.m^{-3}$ | $kg.m^{-1}.s^{-1}$ | $m^2s^{-1}$ | $J.kg^{-1}.K^{-1}$ | $W.m^{-1}.K^{-1}$ | $m^2s^{-1}$ | - |
| 250 | 1,413 | $1,60\times10^{-5}$ | $0,949\times10^{-5}$ | 1005 | 0,0223 | $1.32\times10^{-5}$ | 0,722 |
| 300 | 1,177 | $1,85\times10^{-5}$ | $1,57\times10^{-5}$ | 1006 | 0,0262 | $2,22\times10^{-5}$ | 0,708 |
| 350 | 0,998 | $2,08\times10^{-5}$ | $2,08\times10^{-5}$ | 1009 | 0,0300 | $2,98\times10^{-5}$ | 0,697 |
| 400 | 0,883 | $2,29\times10^{-5}$ | $2,59\times10^{-5}$ | 1014 | 0,0337 | $3,76\times10^{-5}$ | 0,689 |
| 450 | 0,783 | $2,48\times10^{-5}$ | $2,89\times10^{-5}$ | 1021 | 0,0371 | $4,22\times10^{-5}$ | 0,683 |
| 500 | 0,705 | $2,67\times10^{-5}$ | $3,69\times10^{-5}$ | 1030 | 0,0404 | $5,57\times10^{-5}$ | 0,680 |
| 550 | 0,642 | $2,85\times10^{-5}$ | $4,43\times10^{-5}$ | 1039 | 0,0436 | $6,53\times10^{-5}$ | 0,680 |
| 600 | 0,588 | $3,02\times10^{-5}$ | $5,13\times10^{-5}$ | 1055 | 0,0466 | $7,51\times10^{-5}$ | 0,680 |
| 650 | 0,543 | $3,18\times10^{-5}$ | $5,85\times10^{-5}$ | 1063 | 0,0495 | $8,58\times10^{-5}$ | 0,682 |
| 700 | 0,503 | $3,33\times10^{-5}$ | $6,63\times10^{-5}$ | 1075 | 0,0523 | $9,67\times10^{-5}$ | 0,684 |
| 750 | 0,471 | $3,48\times10^{-5}$ | $7,39\times10^{-5}$ | 1086 | 0,0551 | $10,8\times10^{-5}$ | 0,686 |
| 800 | 0,441 | $3,63\times10^{-5}$ | $8,23\times10^{-5}$ | 1098 | 0,0578 | $12,0\times10^{-5}$ | 0,689 |

*Tableau A.1 : Propriétés physiques de l'air à pression atmosphérique*

Le coefficient de dilatation volumique de l'air à température T β(T) n'est pas précisé dans le tableau ci-dessous. Toutefois, en supposant que l'air est un gaz idéal, son coefficient de dilatation volumique peut être facilement déterminé grâce à la relation suivante:

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

## Annexe 3 : Code de couleur appliqué pour la présentation des résultats sur la température des cellules

| Température de la cellule | Etat de la cellule | Présentation utilisée | |
|---|---|---|---|
| | | Couleur | Exemple |
| $T_{cell}$>50°C | Utilisation de la batterie limitée pour éviter tout risque d'emballement thermique | Noir & fond gris | 52 °C |
| 50°C >$T_{cell}$>40°C | Vieillissement accéléré | Rouge & fond blanc | 45 °C |
| 40°C >$T_{cell}$>35°C | Meilleur compromis entre le vieillissement et la performance | Bleu & fond blanc | 38 °C |
| 35°C >$T_{cell}$ | Faible performance | Vert & fond blanc | 28 °C |

*Tableau A.2 : Code de couleur appliqué pour la présentation des résultats sur la température des cellules*

## Annexe 4 : Estimation de la puissance dissipée par rayonnement thermique via la cuve de la batterie

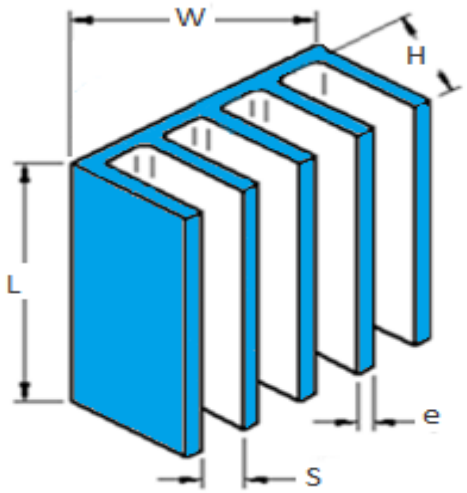



*Figure A.1 : Schéma d'un dissipateur*

La puissance totale dissipée par rayonnement thermique vers l'ambiant est la somme de la puissance dissipée via les tunnels de forme U formés entre 2 ailettes voisines et la puissance dissipée via les surfaces extérieures du dissipateur (en bleu sur la figure A.1).

$$Q_{total,r} = \underbrace{(n_{fin}-1)Q_{ch,r}}_{\text{Puissance dissipée via les tunnels}} + \underbrace{\left[n_{fin}e(L+2H)+2HL+2e_{base}(L+W)\right]\sigma\varepsilon(T_p^4-T_{amb}^4)}_{\text{Puissance dissipée via les surfaces extérieures}}$$

où $n_{fin}$ : nombre d'ailettes

$Q_{ch,r}$ : puissance dissipée par chaque tunnel de forme U entre 2 ailettes

$e_{base}$ : épaisseur de la base

ε : émissivité de la surface

σ : coefficient Stefan Boltzmann (égal à $5.67e^{-8}$)

$T_p$ : température du dissipateur

La puissance dissipée via les tunnels peut être calculée selon la corrélation proposée par Shabany et al [SHA08]:

$$\dot{Q}_{ch} = \frac{\sigma(S+2H)L(T_p^4-T_{amb}^4)}{\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}+\frac{1}{F_{p-amb}}}$$

où

$$F_{p-amb} = 1 - \frac{2\overline{H}\left[\left(1+\overline{L^2}\right)^{1/2} - 1\right]}{2\overline{H}\,\overline{L} + \left(1+\overline{L^2}\right)^{1/2} - 1} \quad \text{avec} \quad \overline{H} = \frac{H}{S} \quad \text{et} \quad \overline{L} = \frac{L}{S}$$

La cuve étant en aluminium poli, on peut utiliser une émissivité de 0.04. La puissance dissipée par rayonnement via la cuve de la batterie est calculée en fonction de la température de la cuve. Les résultats présentés dans la figure A.2 montrent que la puissance dissipée par rayonnement thermique est faible par rapport à la puissance générée par les cellules et par conséquent, elle peut être négligée.

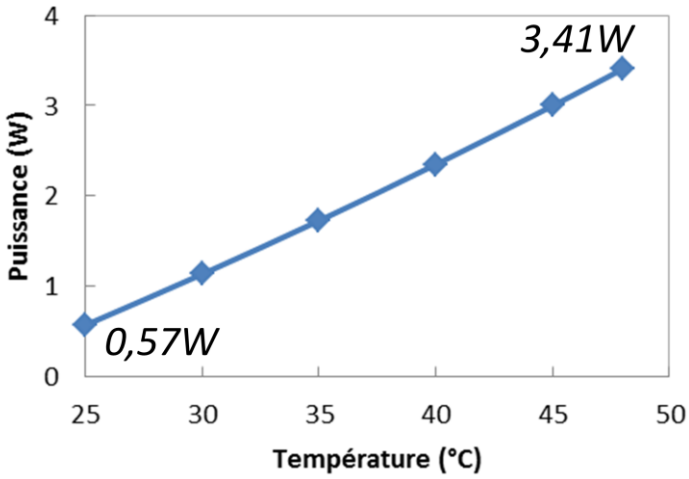



*Figure A.2 : Puissance dissipée par rayonnement thermique en fonction de la température de la cuve*

[SHA08] Y. Shabany, *Proceedings of 24th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, **20**, 133 (2008)

## Annexe 5 : Principe de fonctionnement de la Calorimétrie Différentielle à Balayage (DSC)

La DSC est une méthode dynamique où l'on chauffe simultanément une référence (ex : une capsule porte-échantillon en aluminium vide) dans un four et une capsule en aluminium contenant l'échantillon à étudier dans l'autre four. La référence et l'échantillon sont chauffés sous la même puissance de chauffe et les températures de ceux-ci sont mesurées par des résistances de platine proches des coupelles.

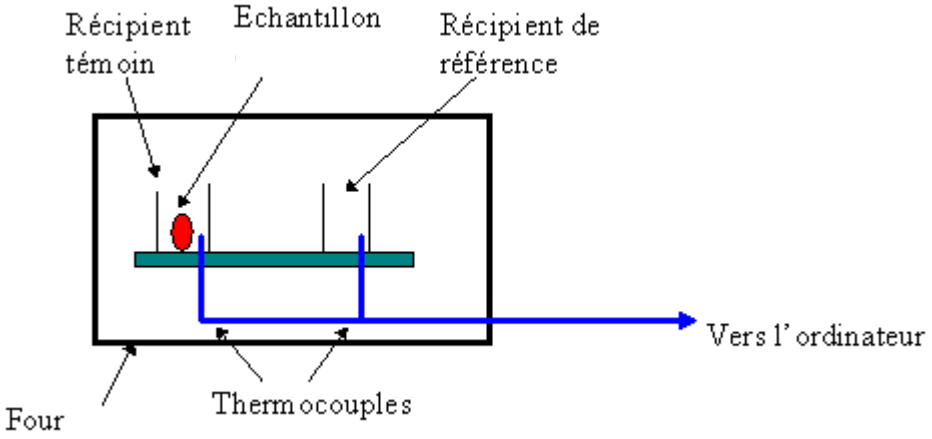



*Figure A.3 : Schéma du DSC*

Les signaux températures sont ensuite convertis en signaux de puissance calorifique. En divisant la différence de flux de chaleur entre l'échantillon et la référence par la vitesse de chauffe, nous obtenons la capacité thermique de l'échantillon.

# Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Récapitulatif des niveaux d'électrification et les gains du véhicule ..... 9
Tableau 2.1 : L'influence de la forme de la cellule ..... 23
Tableau 2.2 : Sélection des MCPs dont la température de fusion est entre 20 et 50 °C ..... 38
Tableau 2.3 : Exemple de l'amélioration des propriétés thermo-physiques d'un MCP en l'associant avec du graphite [MEH99] ..... 39
Tableau 2.4 : Comparaison entre les différents réseaux capillaires du caloduc ..... 44
Tableau 2.5 : Panel de solution de refroidissement pour la batterie ..... 46
Tableau 3.1 : Perte due aux gradients de concentration comparée aux pertes Ohmique et entropique [THO03] ..... 51
Tableau 3.2 : Perte due aux gradients de concentration comparée aux pertes Ohmique et entropique [ZHA08] ..... 51
Tableau 3.3 : Caractéristiques géométriques et thermiques de la cellule ..... 64
Tableau 3.4 : Incertitude du coefficient d'entropie en fonction de l'incertitude de mesure de la tension à vide ..... 83
Tableau 4.1 : Caractéristiques géométriques et thermiques de la cellule 6.5 Ah ..... 86
Tableau 4.2 : Puissance générée sous différents niveaux de courants et de ventilation ..... 96
Tableau 4.3 : Performance thermique du système de refroidissement à air sous différents niveaux de puissances et de ventilation ..... 98
Tableau 4.4 : Propriétés physiques des principaux matériaux du stockeur ..... 101
Tableau 4.5 : Différents éléments utilisés pour la modélisation du stockeur dans AMESim 102
Tableau 4.6 : Coefficient de convection moyenné du stockeur sous convection naturelle .... 106
Tableau 4.7 : Coefficient de convection moyenné du stockeur sous convection forcée ..... 107
Tableau 4.8 : Liste des facteurs de forme du modèle AMESim ..... 110
Tableau 4.9 : Les entrées et sorties de l'étude d'optimisation ..... 112
Tableau 4.10 : Jeux de paramètres obtenus suite à l'étude d'optimisation avec les données expérimentales sous 6 conditions d'essais ..... 113
Tableau 5.1 : Comparaison entre la performance thermique des deux solutions en convection forcée ..... 124
Tableau 5.2 : Températures de la cellule obtenues par simulation pour plusieurs valeurs du facteur de forme $SF_{cell_a}$ ..... 137
Tableau 6.1 : Températures des cellules au sein du stockeur obtenues avec le modèle AMESim ..... 150
Tableau 6.2 : Température après l'équilibre thermique en régime transitoire ..... 153
Tableau 6.3 : Illustration de l'obstruction des ventilateurs ..... 159
Tableau 6.4 : Comparaison de la performance thermique en positions verticale et horizontale ..... 161
Tableau 6.5 : Température de l'évaporateur sous l'effet cheminée. ..... 162
Tableau 6.6 : Comparaison de la performance thermique des deux configurations de refroidissement ..... 164
Tableau 6.7 : Performance thermique des modules de caloduc sous la deuxième configuration de refroidissement ..... 166

Tableau A.1 : Propriétés physiques de l’air à pression atmosphérique ..... 179
Tableau A.2 : Code de couleur appliqué pour la présentation des résultats sur la température des cellules ..... 180

# Liste des figures

Figure 1.1 : Projection de la production pétrolière établie par l'ASPO (2004)..... 5
Figure 1.2 : Émissions mondiales de CO2 dans les transports [IEA07] ..... 6
Figure 1.3: La première voiture full hybrid Toyota prius ..... 8
Figure 1.4: Illustration de la chaine de traction hybride parallèle (a) et hybride série (b)..... 10
Figure 1.5: Comparatif des performances des différentes technologies de batteries [SRI08] . 13
Figure 1.6: Une cellule 18650 suite à l'emballement thermique ..... 15
Figure 1.7: Influence de la température sur le fonctionnement de la cellule Li-ion ..... 16
Figure 2.1 : Illustration des 3 types de structure cristallographique : ..... 18
Figure 2.2 : Mécanisme de fonctionnement de la cellule Li-ion lors de la charge et décharge 20
Figure 2.3 : Différentes géométries des cellules de batterie : cylindrique (a), prismatique (b) et sachet souple (c) ..... 22
Figure 2.4 : Assemblage des cellules en série (a) et en parallèle (b) ..... 26
Figure 2.5 : Un pack de batterie composé des modules de 6 cellules en série..... 27
Figure 2.6: Illustration du système de refroidissement passif avec l'air extérieur (a), ..... 30
Figure 2.7: Illustration des configurations de circulation d'air pour les cellules prismatiques (a) et cylindriques (b, c) ..... 31
Figure 2.8 : Illustration des configurations en nid d'abeille (a) et matricielle (b) ..... 32
Figure 2.9 : Illustration du système de refroidissement par conduction intermédiaire (a) avec des plaques froides disposés sur les côtés (b), en dessous (c) au niveau des électrodes (d) .... 32
Figure 2.10 : Illustration de la boucle d'eau utilisant un échangeur à air (a) et un chiller (b) . 34
Figure 2.11 : Illustration de la circulation d'eau à l'intérieur du pack (a, b) et du système de refroidissement à eau via des plaques froides (c)..... 34
Figure 2.12 Illustration de la boucle de réfrigérant (a) et son principe de fonctionnement (b) 35
Figure 2.13 : Assemblage des cellules de batterie dans une matrice MCP ..... 37
Figure 2.14 : Principe de fonctionnement d'un système de refroidissement par MCP..... 37
Figure 2.15 : Principe de fonctionnement du caloduc..... 41
Figure 2.16 : La géométrie variée du caloduc (tube, plat, coudé)..... 41
Figure 2.17 : Facteur de mérite des fluides de travail les plus courants. ..... 42
Figure 3.1 : Profil de la puissance générée lors de la charge complète d'une cellule $LiCoO_2$ 49
Figure 3.2 : Illustration du gradient de concentration au sein des particules de matériau d'insertion d'une cellule Li-ion..... 50
Figure 3.3 : Mesure de tension à vide à 20% de SOC, 20 °C d'une cellule 22 Ah..... 52
Figure 3.4 : Comparaison entre le coefficient d'entropie obtenu par potentiométrie et par calorimétrie..... 54
Figure 3.5 : Symétrie de la cellule cylindrique ..... 56
Figure 3.6 : Symétrie de la cellule prismatique..... 57
Figure 3.7 : Comparaison entre une simulation utilisant des propriétés thermiques hétérogènes et une simulation utilisant des propriétés thermiques homogènes ..... 57
Figure 3.8 : La cellule 22Ah utilisée lors du test ..... 64
Figure 3.9: Tension à vide de la cellule 22Ah à différente températures..... 65

Figure 3.10: Exemples de calcul du coefficient d'entropie selon la méthode potentiométrique à 40, 60 et 80% de DOD ..... 66
Figure 3.11 : Coefficient d'entropie de la cellule 22Ah suivant la méthode potentiométrique 66
Figure 3.12 : Mesure calorimétrique d'une cellule NCA/graphite lors de la charge et la décharge à faibles régimes (C/10 et C/5) ..... 67
Figure 3.13: Coefficients d'entropie obtenus selon la méthode calorimétrique de la cellule NCA/graphite 0.22mAh ..... 67
Figure 3.14 : Comparaison entre le coefficient d'entropie obtenu pour une cellule 22Ah et celui estimé pour une cellule 2.2mAh de la chimie NCA ..... 68
Figure 3.15 : Mise en place des moyens d'essai ..... 68
Figure 3.16 Profils de température à différents endroits sur la paroi lors d'une décharge à 1C ..... 69
Figure 3.17 : Profil de température lors de la charge et décharge à faible régime ..... 69
Figure 3.18 : 1er profil de courant dynamique ..... 70
Figure 3.19 : 2ème profil de courant dynamique ..... 71
Figure 3.20 : Schéma utilisé pour le couplage entre le modèle de génération de perte et le modèle thermique d'une cellule cylindrique ..... 72
Figure 3.21 : Evolution du temps de calcul en fonction du nombre de mailles pour une décharge à 2C ..... 74
Figure 3.22 : Comparaison des résultats de simulation entre un maillage comportant 1000 mailles (a) et celui avec 2000 mailles (b) ..... 75
Figure 3.23 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour une décharge à 22A ..... 76
Figure 3.24 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b) ..... 76
Figure 3.25 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour une décharge à 44A ..... 77
Figure 3.26 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b) ..... 77
Figure 3.27 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour une charge à 22A ..... 78
Figure 3.28 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b) ..... 78
Figure 3.29 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour une charge à 44A ..... 79
Figure 3.30 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b) ..... 79
Figure 3.31 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour le 1$^{er}$ cycle dynamique ..... 80
Figure 3.32 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b) ..... 80
Figure 3.33 : Comparaison des profils de température obtenus par simulation avec la valeur expérimentale pour le 2$^{ème}$ cycle dynamique ..... 81

Figure 3.34 : Distributions de la température obtenues avec la perte irréversible (a) et la perte globale (b) ..... 81
Figure 3.35 : Estimation graphique de l'incertitude du coefficient d'entropie à DOD donné (a) ..... 82
Figure 3.36 : Incertitude de la température estimée par le modèle en fonction de l'incertitude du coefficient d'entropie lors d'une décharge à 44A ..... 84
Figure 4.1 : Illustration du stockeur refroidi à air ..... 87
Figure 4.2 : Schéma de l'installation des moyens d'essais ..... 88
Figure 4.3: Illustration du profil BBN ..... 89
Figure 4.4 : La position des thermocouples au sein du stockeur ..... 90
Figure 4.5: Disposition des capteurs de températures sur la carte de bus bars (a) et la cuve ailetée (b) ..... 90
Figure 4.6 : Puissance générée par chaque cellule lors du test en adiabatique ..... 92
Figure 4.7 : Les profils de température sous condition adiabatique ..... 93
Figure 4.8: Puissance générée par chaque cellule lors des tests en convection naturelle ..... 93
Figure 4.9 : Profils de température en convection naturelle ..... 94
Figure 4.10: Profiles de température en convection naturelle ..... 95
Figure 4.11 : Profils de températures sous convection forcée, 1$^{er}$ niveau de puissance ..... 97
Figure 4.12 : La section du stockeur à modéliser avec son maillage ..... 99
Figure 4.13 : Illustration du modèle AMESim ..... 103
Figure 4.14 : Modèle AMESim du stockeur calorifugé ..... 104
Figure 4.15 : Illustration du dissipateur plat ..... 105
Figure 4.16 : Coefficient de convection des parois ailettées (I=+/-69A) ..... 106
Figure 4.17 : Optimisation par algorithme génétique ..... 109
Figure 4.18 : Convergence d'un des gradients de température en fonction du facteur de forme $SF_{cell_a}$ (3$^{ème}$ puissance de perte, 95% PWM) ..... 112
Figure 4.19 : Validation sous condition adiabatique ..... 114
Figure 4.20 : Validation pour le cas d'une convection naturelle sous 3$^{ème}$ niveau de puissance ..... 114
Figure 4.21 : Validation pour le cas d'une convection forcée à 25% PWM et sous le 1$^{er}$ niveau de puissance ..... 115
Figure 4.22 : Validation pour le cas d'une convection forcée à 95% PWM et sous le 2$^{ème}$ niveau de puissance ..... 115
Figure 5.1 : Distribution des capteurs de température au sein de la matrice MCP ..... 118
Figure 5.2: Puissance générée par chaque cellule lors des tests en convection naturelle ..... 119
Figure 5.3: Comparaison de l'évolution de la tension entre le stockeur résiné et le stockeur siliconé sous le même cycle BBN +/-69A ..... 119
Figure 5.4 : Les profils de température sous convection naturelle ..... 120
Figure 5.5 : Comparaison de la température carte entre les deux solutions en convection naturelle ..... 122
Figure 5.6 : Profils de température de la matrice MCP sous une ventilation de 95% du PWM ..... 123
Figure 5.7: Comparaison de la température entre la matrice MCP et la matrice résinée (2ème niveau de puissance, 50% PWM) ..... 123

Figure 5.8: Evolution de la conductivité thermique de la matrice MCP siliconée en fonction de la température ..... 125
Figure 5.9: Profils de température de la matrice MCP lors de la restitution de la chaleur sous 95% de puissance de ventilation ..... 125
Figure 5.10 : Profil de température des deux stockeurs lors de la restitution de la chaleur sous 95% PWM ..... 126
Figure 5.11: Comparaison de la température de la matrice MCP entre la restitution à 95% PWM et la restitution à 0% PWM ..... 126
Figure 5.12: Capacité thermique équivalente de la formulation MCP siliconée ..... 127
Figure 5.13 : Comparaison entre la simulation et les résultats expérimentaux en convection naturelle et sous le 1er niveau de puissance ..... 128
Figure 5.14 : Capacité thermique de la formulation MCP utilisée suite à la correction ..... 128
Figure 5.15 : Profils de températures obtenus suite à la correction de la capacité thermique (convection naturelle- 3 niveaux de puissance) ..... 129
Figure 5.16 : Illustration de l'injection directe de la résine ..... 130
Figure 5.17 : Injection du mélange MCP-silicone dans la cuve utilisant un pistolet (a) et la matrice MCP lorsque les tubes cylindriques sont retirés (b) ..... 131
Figure 5.18 : Profils de température obtenus suite à la correction de la valeur du paramètre $SF_{cell_a}$ ..... 132
Figure 5.19 : Evolution de la conductivité thermique de la formulation MCP-graphite en fonction de la température ..... 134
Figure 5.20 : Comparaison entre la capacité thermique de la formulation MCP graphite et celle de la formulation MCP siliconée ..... 134
Figure 5.21 : Simulation avec la matrice MCP-graphite en convection naturelle ..... 136
Figure 5.22 : Comparaison de la performance thermique entre la solution MCP-graphite et la solution dissipateur ..... 138
Figure 5.23 : Gain en température de la cellule grâce à la chaleur latente du MCP dans la matrice ..... 140
Figure 6.1: Illustration du stockeur avec la matrice de résine modifiée ..... 142
Figure 6.2: a- Illustration du système de refroidissement par caloduc plat ..... 143
Figure 6.3 : Schéma de la structure interne du caloduc plat ..... 144
Figure 6.4 : Profil de puissance généré par le stockeur durant un cycle de roulage ..... 145
Figure 6.5: Installation expérimentale ..... 146
Figure 6.6 : Schéma de la veine d'air avec le système de refroidissement en position verticale (a) et arrivée de l'air pour système de refroidissement en position horizontale (b). ..... 146
Figure 6.7 : Illustration de la bobine du générateur par induction ..... 147
Figure 6.8 : Profil de température sous différentes de conditions de refroidissement ..... 148
Figure 6.9 : Comparaison des profils de température entre la position verticale et la position horizontale ..... 150
Figure 6.10 : Convection naturelle: Températures sous différentes conditions d'inclinaison 151
Figure 6.11 : Profils de chaleur au niveau de la paroi du module et de la paroi de la cellule 152
Figure 6.12: Profils de température en régime transitoire ..... 153
Figure 6.13 : Assemblage des modules de refroidissement par caloduc sur la batterie ..... 154
Figure 6.14 : Schéma du caloduc tube (a) et son réseau capillaire (b) ..... 155

Figure 6.15 : Schéma de l'installation expérimentale ..... 156
Figure 6.16 : Les différentes positions testées ..... 157
Figure 6.17 : Schéma du système de ventilation par effet cheminée ..... 158
Figure 6.18 : Schéma de la première configuration (a) et de la deuxième configuration de refroidissement (b) ..... 159
Figure 6.19 : Profils de températures en position verticale et en convection naturelle..... 160
Figure 6.20 : Température de l'évaporateur sous différentes inclinaisons..... 160
Figure 6.21 : Mouvements naturels de l'air pour le système en positions verticale et horizontale ..... 161
Figure 6.22 : Température mesurée au niveau de l'évaporateur avec la deuxième configuration de ventilation ..... 165
Figure 6.23 : Température de la cellule la plus chaude du stockeur en fonction de la perte générée et du mode de ventilation..... 167
Figure 6.24 : Comparaison de la performance thermique entre le système de refroidissement à caloduc et le système de refroidissement par dissipateur sous 3 niveaux de puissance..... 168
Figure A.1 : Schéma d'un dissipateur ..... 181
Figure A.2 : Puissance dissipée par rayonnement thermique en fonction de la température de la cuve ..... 182
Figure A.3 : Schéma du DSC ..... 183

## Résumé :

Le but de la thèse est de développer d'une part, une méthode permettant de quantifier la chaleur générée par la cellule de manière précise. D'autre part, il s'agit d'évaluer la performance thermique d'un panel de solutions de refroidissement pour les batteries destinées à des applications HEV/PHEV/EV. La première partie de ce rapport présente une méthode d'estimation de la chaleur globale de la cellule, permettant de prendre en compte la chaleur ohmique et la chaleur entropique. Ce modèle d'estimation de perte est couplé à un modèle thermique 2D afin d'estimer la température de la cellule. La température obtenue par simulation pour une cellule $LiNi_{0.8}Co_{0.15}Al_{0.05}O_2$/graphite 22 Ah correspond très bien aux mesures expérimentales. Dans la deuxième partie du rapport, la performance thermique de plusieurs solutions de refroidissement (refroidissement à air, refroidissement par matériau à changement de phase (MCP) et refroidissement par caloduc) pour la batterie a été évaluée expérimentalement sous plusieurs puissances de perte et plusieurs conditions de ventilation. Le refroidissement par caloduc s'est révélé d'être une solution efficace, même sous des conditions de ventilation critiques. Quant à la solution de refroidissement par MCP, le prototype qui a été expérimenté a une faible performance thermique. Cela est principalement dû à la faible conductivité thermique de la formulation MCP utilisée. Toutefois, l'utilisation d'autres formulations alternatives de MCP est envisageable. Les résultats de simulation montrent que ces formulations permettraient une amélioration significative de la performance thermique du système de refroidissement par MCP.

## Abstract :

Lithium-ion batteries, characterized by their high energy and power density, are highly recommended as power sources for electrified vehicles (HEV/PHEV/EV). However, lithium-ion batteries are very sensitive to their environment and are prone to thermal runaway at high temperature. The goals of this thesis are to develop an accurate lithium-ion cell heat loss calculation method and to investigate the thermal performance of several cooling solutions for HEV/PHEV/EV batteries. The first part presents a global heat calculation procedure for lithium-ion cell which takes into account both the polarization heat and the entropic heat. This heat generation model was coupled with a cell two-dimensional thermal model in order to predict the cell's temperature. Temperature estimations obtained by simulation for a 22 Ah $LiNi_{0.8}Co_{0.15}Al_{0.05}O_2$/graphite cell showed a very good agreement with experimental results. In the second part, thermal performances of several cooling solutions for HEV/PHEV/EV batteries (air, phase change material (PCM) and heat pipe) were evaluated experimentally under several heat rates and cooling conditions. Heat pipe cooling was found to be a promising cooling solution which works efficiently even under low rate ventilation cooling condition. The experimented PCM cooling system had very poor thermal performance, mainly due to the low thermal conductivity of the used PCM formulation. However, simulations showed that significant improvement could be achieved by using another alternative PCM formulation.

## Mots clés/Keywords :

Batterie, Li-ion, thermique, modélisation, chaleur entropique, caloduc, matériau à changement de phase.
Battery, Li-ion, thermal, modelling, entropic heat, heat-pipe, phase change material.