
Conception d'un Echangeur Stockeur - Déstockeur

I. Introduction

Le condenseur est l'élément clé de la pompe à chaleur intégrant un stockage thermique. Cet échangeur est le siège de l'échange entre les trois « matériaux actifs » du système : le fluide frigorigène, l'air ambiant et le matériau de stockage. Dès lors, la faisabilité et la rentabilité de ce système sont liées directement à la performance de cet échangeur stockeur. Il sera conçu principalement pour être capable de **stocker la quantité d'énergie thermique nécessaire** pour l'effacement, **la délivrer avec la puissance requise** à un niveau de température assurant le confort thermique et un écart de températures acceptable entre stockage et déstockage. Il devra respecter également d'autres critères comme un faible débit de soufflage d'air, la plus grande compacité possible et un fonctionnement sans hystérésis.

Selon les calculs des besoins de la maison « Mozart Passive », un stock de 800 Wh d'énergie thermique est suffisant pour assurer le confort entre 18 h et 20 h durant toute l'année. La stratégie choisie est celle du dimensionnement maximal, sans inconfort et une durée d'effacement d'au moins deux heures. Le système doit être capable de décharger une puissance thermique maximale de 400 W. Le système de chauffage qui va être utilisé est une PAC monosplit à une unité intérieure (Figure III-1).

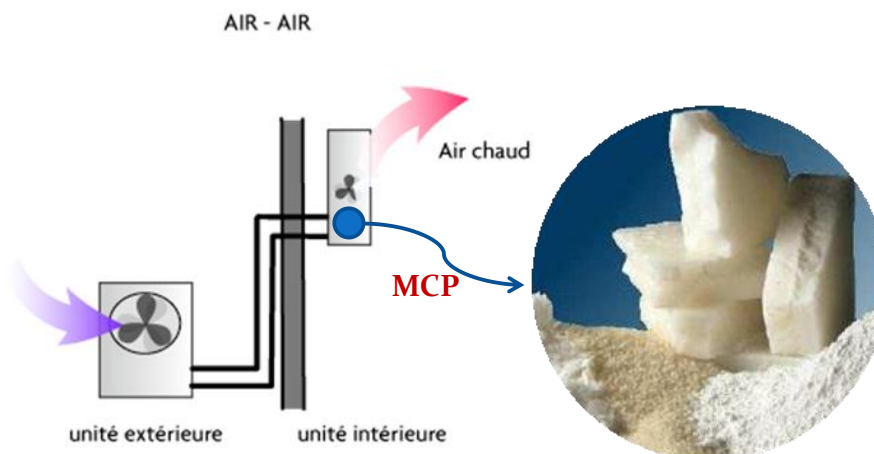


Figure III-1 – Système PAC comportant échangeur stockeur

II. Etat de l'art sur les échangeurs stockeurs

Bien que les études sur les pompes à chaleur avec stockage par chaleur latente soient limitées, de nombreux travaux ont été menés sur l'amélioration du transfert de chaleur et des cycles thermiques dans les systèmes de stockage par chaleur latente. Huang et al. [HUA04] ont étudié la performance de la régulation thermique de modules photovoltaïques intégrés aux bâtiments intégrant des MCP. Les résultats expérimentaux et de simulations ont montré

que les ailettes dans le MCP pourraient améliorer largement le transfert de chaleur du processus de fusion de l'unité de stockage thermique.

Plusieurs brevets présentent des dispositifs d'échangeurs tubes plats ailetés, souvent utilisés pour la climatisation des véhicules, permettant un stockage par chaleur latente. La Figure III-2 montre le schéma du brevet [EP1221389A2] qui propose d'insérer des réservoirs de MCP entre le tube où circule le fluide caloporteur et les ailettes externes qui sont brasées sur les réservoirs. Le brevet [FR2878613A1] décrit une méthode d'intégration plus simple au niveau de l'assemblage de l'échangeur. Les réservoirs sont adjacents aux tubes des caloporteurs, comme le montre la Figure III-3, les ailettes externes sont brasées en partie sur les tubes et en partie sur les réservoirs. Dans le brevet [EP1424531B1], les tubes sont composés de faisceaux de circulation du caloporteur adjacents à d'autres faisceaux comportant du MCP. Le dispositif du brevet [DE1020004035818] présente des petits réservoirs rectangulaires de MCP brasés d'un côté et de l'autre de chaque tube d'un échangeur à tubes plats ailetés.

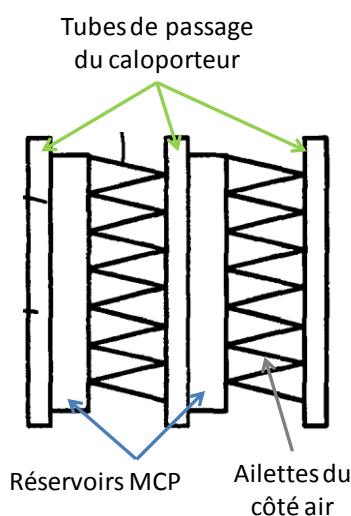


Figure III-2 – Schéma du brevet EP1221389A2

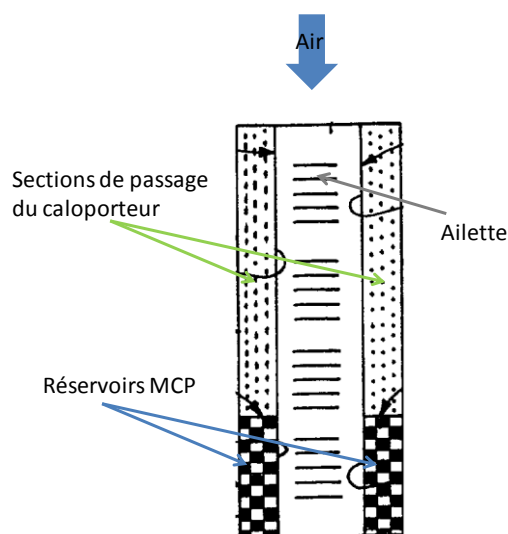


Figure III-3 – Schéma du brevet FR2878613A1

L'inconvénient de ces dispositifs est le ratio volumique associé à chacun des trois fluides : caloporteur, fluide externe et fluide de stockage qui est inadapté. Les caloporteur et l'air sont en écoulement, le volume associé est le volume de passage. Par contre, le volume associé au MCP permet un stockage thermique très limité. En d'autres termes la densité énergétique entre les trois composants de l'échangeur est mal équilibrée.

Le brevet [WO2006059005] propose des réservoirs parallélépipédiques de MCP ayant une petite épaisseur. Ces derniers peuvent être insérés dans des tubes de circulation d'un caloporteur dans un échangeur ou bien entre les plaques d'un échangeur à plaques. De même les brevets [DE102006007543], [DE3910356] et [DE10240246] présentent des réservoirs de stockage par chaleur latente où le MCP occupe le circuit du premier fluide d'un échangeur à plaques et le caloporteur circule dans le deuxième. Le réservoir du brevet [DE19953113] est identique sauf que le caloporteur circule dans des tubes perpendiculaires aux plaques.

Le brevet [DE10256665] porte sur un système de climatisation doté d'un réservoir de stockage par chaleur latente. Le froid est généré par un circuit frigorifique et stocké dans un réservoir de MCP où un échangeur intermédiaire peut absorber ce froid pour le transmettre à un autre échangeur et refroidir de l'air injecté dans l'habitacle d'un véhicule. Les brevets

[DE10233415] et [DE10108152] présentent également des systèmes de climatisation comportant un réservoir de stockage thermique.

Le déstockage par l'intermédiaire d'une boucle supplémentaire de caloporteur entraîne des écarts de températures supplémentaires entre source et « puits » d'où des pertes exergétiques, ce qui affecte le rendement du système.

Une étude menée par M. Medrano et al. [MED09] compare les performances de différents échangeurs commercialisés intégrant des MCP. La meilleure performance est fournie par celui où le dopage du côté MCP est le plus efficace.

III. Modèle échangeur complet

Pour étudier les coefficients entre les surfaces d'échange avec l'air, les échanges entre le fluide frigorigène et l'air d'une part et le MCP d'autre part une modélisation dynamique est indispensable puisqu'il faut rendre compte du stockage et déstockage d'énergie. .

III.1 Langage Modélica

Modelica est un langage de modélisation des systèmes physiques, destiné à faciliter le développement de bibliothèques de modèles et permettre des agrégations de modèles élémentaires dans des modèles de complexité supérieure. C'est un langage conçu pour simuler des modèles reposant sur des équations mathématiques complexes. Il est basé sur le concept orienté-objet pour faciliter la liaison et la réutilisation des modèles [MOD]. Le solveur Dymola, basé sur ce langage, sera utilisé pour modéliser l'échangeur stockeur et la PAC.

III.2 Modèles élémentaires principaux

Le modèle global de l'échangeur est l'assemblage de modèles élémentaires, ou sous-modèles, paramétrables. Les éléments principaux de l'échangeur sont : le fluide frigorigène, l'air, le MCP et la structure métallique. Les phénomènes de transfert entre ces quatre éléments sont la conduction et la convection forcée. La convection naturelle dans le MCP sera négligée à cause des faibles épaisseurs.

III.2.1 Modèle de conduction

Le premier sous-modèle développé est celui de la dynamique des échanges conductifs en coordonnées cylindriques en présence de changement de phase. La géométrie est la surface plane limitée par deux cercles concentriques et par un angle (Figure III-4). L'équation d'énergie régissant la conduction en coordonnées cylindriques 2D est :

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{Eq. III-1})$$

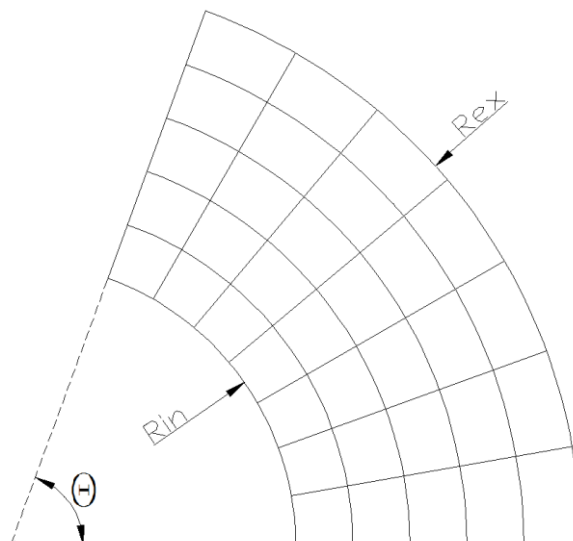


Figure III-4 – Géométrie du sous-modèle conduction en cylindriques

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- ρ_L Masse volumique du matériau en état liquide
- ρ_S Masse volumique du matériau en état solide
- C_{pL} Capacité calorifique du matériau en état liquide
- C_{pS} Capacité calorifique du matériau en état solide
- λ_L Conductivité thermique du matériau en état liquide
- λ_S Conductivité thermique du matériau en état solide
- T_f Température de fusion (considérée égale à celle de solidification)
- ΔT_f Glissement de température lors du changement de phase
- h_{LS} Chaleur latente massique du matériau
- R_{ex} Rayon externe de la partie
- R_{in} Rayon interne de la partie
- θ Angle du secteur
- N_r Nombre de volumes suivant la direction radiale
- N_{tt} Nombre de volumes suivant la direction tangentielle

Le même sous-modèle est développé aussi en coordonnées cartésiennes pour une géométrie rectangulaire (Figure III-5). L'équation d'énergie qui régit la conduction en coordonnées cartésiennes 2D est :

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{Eq. III-2})$$

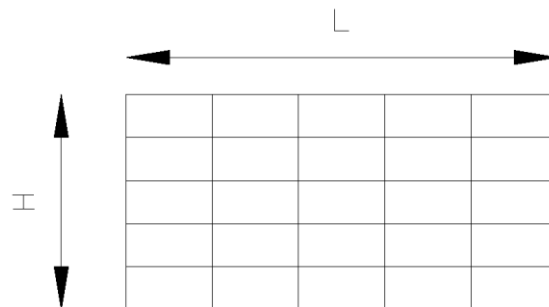


Figure III-5 – Géométrie du sous-modèle conduction en cartésiennes

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- ρ_L Masse volumique du matériau en état liquide
- ρ_S Masse volumique du matériau en état solide
- C_{pL} Capacité calorifique du matériau en état liquide
- C_{pS} Capacité calorifique du matériau en état solide
- λ_L Conductivité thermique du matériau en état liquide
- λ_S Conductivité thermique du matériau en état solide
- T_f Température de fusion (considérée égale à celle de solidification)
- ΔT_f Glissement de température lors du changement de phase
- h_{LS} Chaleur latente massique du matériau
- L Longueur de la partie
- H Hauteur de la partie
- N_x Nombre de volumes suivant la longueur
- N_y Nombre de volumes suivant la hauteur

Pour assembler les modèles de conduction, ces derniers doivent comporter des connecteurs qui communiquent la température et le flux thermique échangé aux extrémités. D'autres géométries peuvent être modélisées aussi selon la structure de l'échangeur. Ces modèles peuvent aussi être utilisés pour les métaux qui sont des MCP avec une très haute température de fusion.

III.2.2 Modèle de la convection forcée

Le deuxième modèle développé est celui représentant la convection externe avec l'air. L'inertie de l'air sera négligée. Le coefficient d'échange prendra en compte la présence des ailettes sur le tube externe.

$$Q = h_{eq} S \Delta T \quad (\text{Eq. III-3})$$

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- T_{in} Température d'entrée de l'air
- M_{air} Débit massique d'air
- $C_{p_{air}}$ Capacité calorifique de l'air
- $h_{tc_{air}}$ Coefficient d'échange convectif entre l'air et le tube

Pour assembler les modèles de convection, ces derniers doivent comporter des connecteurs qui communiquent la température et le flux thermique échangé aux extrémités, et d'autres qui communiquent le débit et la température entre les modèles convection.

III.2.3 Assemblage des modèles

Les deux modèles élémentaires principaux sont utilisés pour composer le modèle principal. D'autres modèles secondaires sont aussi nécessaires, selon la structure, pour compléter le modèle. La Figure III-6 montre un exemple d'assemblage représentant un simple échange entre un volume de MCP contenu dans un tube métallique et de l'air circulant sur la paroi externe de ce tube.

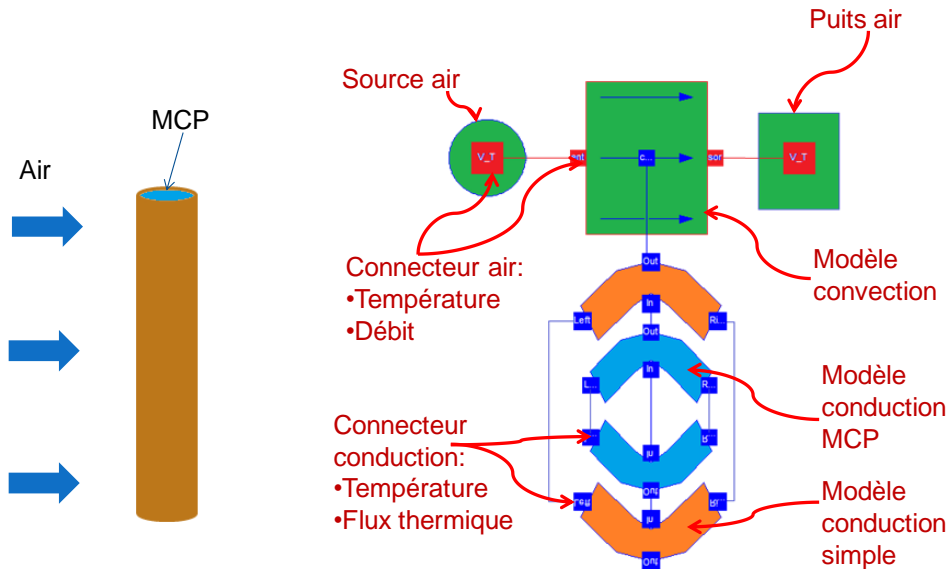


Figure III-6 – Assemblage d'un modèle sur Dymola

IV. Structure de l'échangeur stockeur

IV.1 Géométrie « tube dans tube »

Une première conception étudiée est celle d'un échangeur contenant une masse de MCP introduite dans des tubes qui sont insérés l'un dans l'autre ; la modélisation va permettre de décider où la masse de MCP doit être disposée préférentiellement (Figure III-7). Un tube rond est brasé sur la génératrice intérieure du tube rond principal. Une première option est d'insérer le MCP dans le tube interne, le fluide frigorigène circule entre les deux tubes. Le circuit du fluide frigorigène sera assemblé via des coudes percés [WO2006079618]. Une deuxième option consiste à insérer le MCP entre les deux tubes et faire circuler le fluide frigorigène dans le petit tube. L'air échange avec la surface externe du grand tube (surface ailetée).

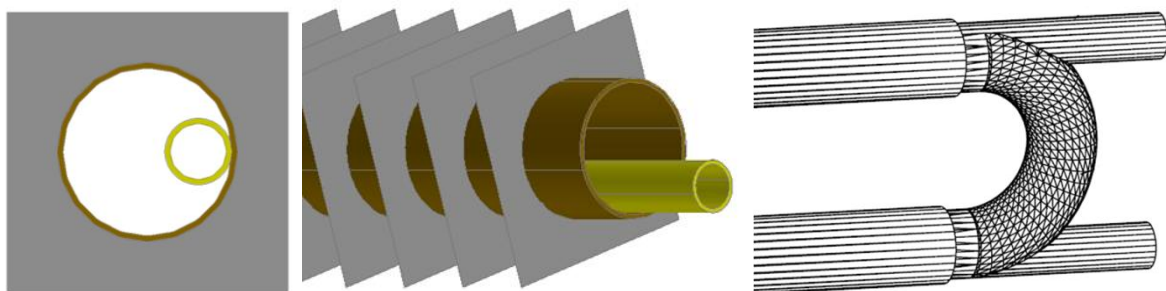


Figure III-7 – Géométrie tube dans tube

Ce condenseur stockeur va être étudié en prenant en compte trois modes de fonctionnement :

- Constitution du stock d'énergie latente : le système de compression fonctionne, la température de condensation du fluide frigorigène est supérieure à la température de fusion du MCP qui passe donc en phase liquide. Dans ce cas, le ventilateur du condenseur est arrêté, la chaleur n'est pas diffusée dans la pièce, toute l'énergie de condensation du fluide frigorigène sert à la fusion du MCP. Ce mode est appelé mode de « charge ». En cas de besoin thermique faible, l'échangeur peut fonctionner en mode de charge combiné, où le stockage se fait avec un chauffage simultané de l'air.
- Restitution de l'énergie stockée : le système de compression est arrêté, le fluide frigorigène ne circule donc pas, le MCP est entièrement fondu, le ventilateur du condenseur fonctionne, l'air entrant est à une température inférieure à la température de solidification, le MCP restitue sa chaleur à l'air en se solidifiant, appelé ici mode « décharge ».
- Fonctionnement en condensation du fluide frigorigène avec MCP fondu : c'est un mode où le changement de phase du MCP n'est pas utilisé, la masse de MCP rend plus constante la température de surface de l'échangeur. C'est un mode secondaire intéressant à analyser du fait de la constance de la température de soufflage et donc du confort ressenti.

IV.1.1 Modèle tube dans tube

Dans un premier temps, le condenseur est modélisé et simulé uniquement en mode de décharge. En effet, la phase de décharge est la phase pour laquelle la puissance est une contrainte, car une quantité de chaleur définie doit être délivrée dans une durée limitée et à un niveau de température permettant d'obtenir les conditions de confort.

Un sous-modèle secondaire est nécessaire pour modéliser la structure tube dans tube, c'est le modèle de la dynamique des échanges conductifs, et convectifs pour le fluide frigorigène qui change aussi de phase (condensation). La géométrie est la surface plane limitée par deux cercles tangents intérieurement et par un angle (Figure III-8).

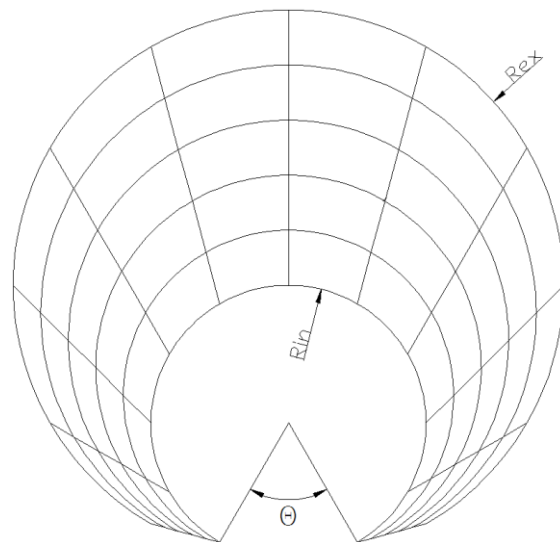


Figure III-8 – Géométrie du deuxième sous-modèle (B)

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- ρ_L Masse volumique du fluide en état liquide
- ρ_V Masse volumique du fluide en état vapeur
- C_{pL} Capacité calorifique du fluide en état liquide
- C_{pV} Capacité calorifique du fluide en état vapeur
- λ_L Conductivité thermique du fluide en état liquide
- λ_V Conductivité thermique du fluide en état vapeur
- T_{ev} Température d'évaporation (considérée égale à celle de condensation)
- h_{ev} Chaleur latente massique du fluide
- Q_{imp} Puissance source donnée par le fluide (lors du stockage)
- h_{in} Coefficient d'échange convectif avec le tube interne
- h_{ex} Coefficient d'échange convectif avec le tube externe
- R_{ex} Rayon externe de la partie
- R_{in} Rayon interne de la partie
- θ Angle complémentaire de celui du secteur
- N_r Nombre de volumes suivant la direction radiale
- N_{tt} Nombre de volumes suivant la direction tangentielle

Le deuxième sous-modèle développé est celui du contact conductif de la brasure du tube interne sur le tube aileté externe. Ce contact conductif permet le transfert du flux thermique du tube interne vers le MCP et vers le tube aileté externe. La qualité de brasage est prise en considération dans le paramètre « résistance de contact ».

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- R_{cont} Résistance de contact entre les surfaces d'échange
- S_1 Première surface d'échange
- S_2 Deuxième surface d'échange

Le modèle complet est la combinaison des sous-modèles intégrant les paramètres physiques et géométriques de chaque composant : fluide frigorigène, MCP, métal et les dimensions et formes choisies des deux tubes. Les Figure III-9 a et b montrent l'assemblage en attribuant une couleur, respectivement, à chaque matière et à chaque sous-modèle.

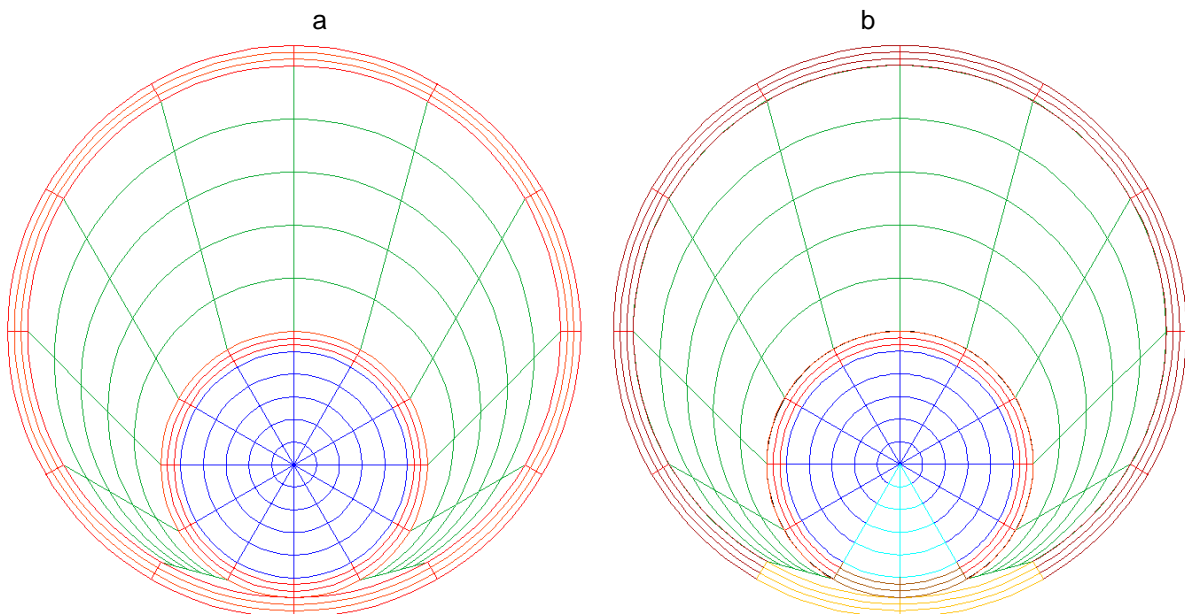


Figure III-9 – Maillage du modèle après l'assemblage des modèles

IV.1.2 Déstockage tube dans tube

La phase de déstockage (décharge) est donc simulée en premier lieu, car elle est la phase la plus délicate du processus d'échange. Pour obtenir les résultats de déstockage, il suffit d'imposer des conditions de température ou de flux à la surface externe du grand tube. On rappelle que le système de compression est à l'arrêt, il n'y a donc pas de débit circulant de fluide frigorigène. Dans le condenseur, le fluide frigorigène est considéré comme étant à l'état gazeux, la phase liquide étant stockée dans un réservoir situé à l'aval du condenseur ; des simulations sont faites aussi en considérant qu'il reste du liquide.

Une étude de sensibilité sera faite sur les paramètres suivants :

- a) l'état du fluide frigorigène
- b) le maillage du MCP
- c) la conductivité thermique du MCP
- d) le coefficient d'échange entre le tube externe et l'air
- e) les diamètres des deux tubes

Les hypothèses considérées sont :

- l'effet de dilatation du MCP est très faible
- l'effet de la convection dans le MCP est négligé
- la masse volumique du fluide frigorigène est de $1\,300\text{ kg.m}^{-3}$ en liquide et 6 kg.m^{-3} en vapeur, celle du MCP est de 760 kg.m^{-3}
- la conductivité thermique du fluide frigorigène est de $90\text{ mW.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ en liquide et de $10\text{ mW.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ en vapeur, celles du MCP sont égales à $0,2\text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ en liquide et en solide, sauf indication contraire
- les capacités calorifiques du fluide frigorigène et de l'air sont égales à 1 kJ.kg^{-1} , celle du MCP est considérée égale à 2 kJ.kg^{-1}
- la chaleur latente du MCP est considérée égale à 130 kJ.kg^{-1}
- la température de solidification du MCP est considérée de 36 °C
- le coefficient d'échange de convection entre le fluide frigorigène stagnant et les tubes est considéré égal à $20\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ en état gazeux et $1\,000\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ en état liquide
- le coefficient d'échange équivalent entre l'air et le tube externe rapporté à la surface de la paroi, est considéré par défaut égal à $20\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et la surface ailetée est considérée 5 fois plus grande que celle du tube seul. L'épaisseur des tubes est toujours considérée égale à $0,35\text{ mm}$
- la résistance de contact au brasage est négligeable
- l'angle que forme la surface de brasage est de 75 °
- la température d'entrée d'air ambiant est de 21 °C
- le débit d'air soufflé par unité de longueur du tube est de $1\text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$
- le MCP est initialement à une température uniforme de $(T_f + 1)$

Le diamètre externe du tube interne sera noté D_{int} , et celui du tube externe sera noté D_{ext} . La première simulation est celle du petit tube où stagne le fluide frigorigène. Ce petit tube est brasé sur la génératrice du grand tube aileté qui contient le MCP. Le fluide frigorigène est en état gazeux, ses mouvements éventuels sont dus à des effets de convection naturelle puisqu'il n'y a pas de débit circulant. Le diamètre du tube interne (D_{int}) est de 4 mm , celui du tube externe (D_{ext}) est de 8 mm . Le MCP est discrétisé en cinq zones suivant la direction radiale et cinq zones suivant la direction angulaire, soit au total 25 éléments. Ce cas est considéré comme le cas de référence pour la décharge thermique.

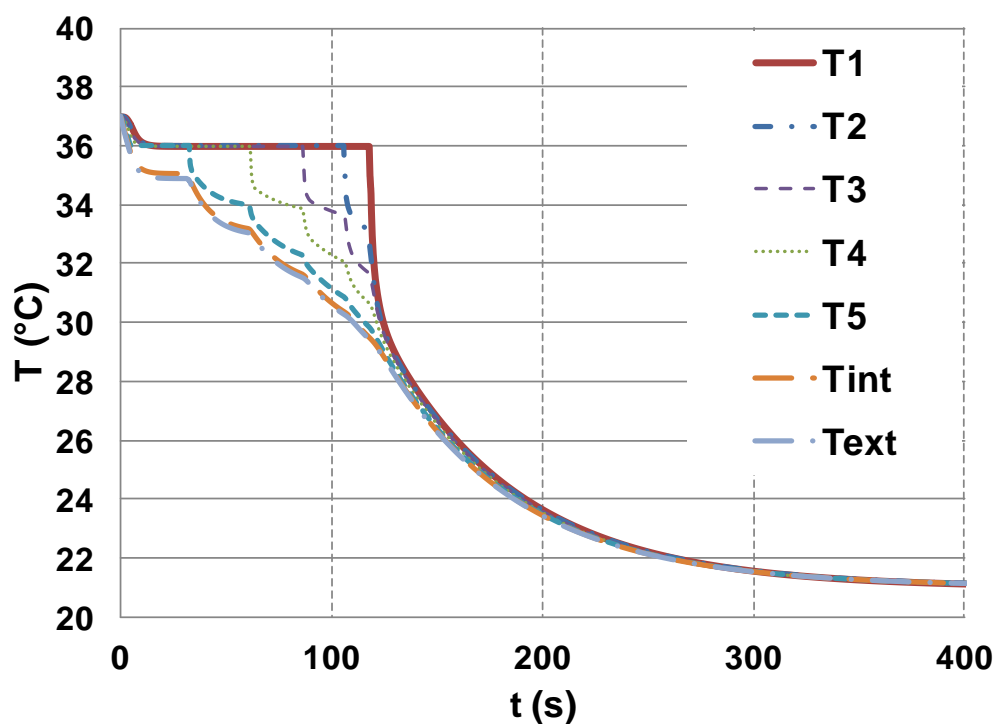


Figure III-10 – Températures du MCP et des tubes externe et interne dans le cas de référence

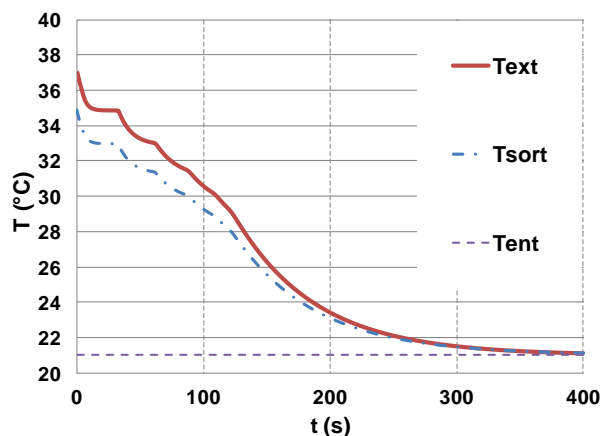


Figure III-11 – Températures du tube externe, d'entrée et de sortie de l'air dans le cas de référence

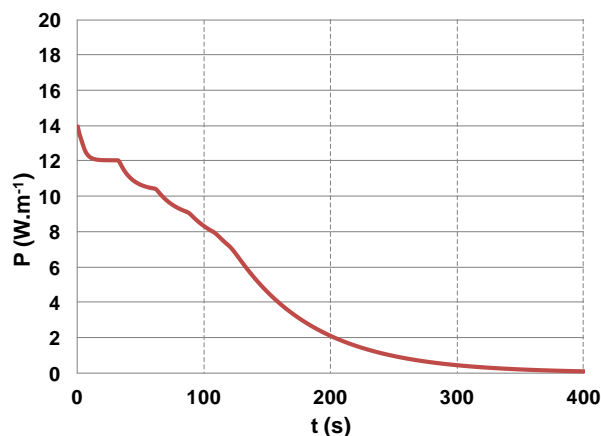


Figure III-12 – Flux thermique échangé avec l'air dans le cas de référence

La Figure III-10 montre les températures du MCP dans la direction radiale (T1 au centre, T5 à la paroi), celle des parois des tubes interne et externe. Les emplacements des températures mesurées sont montrés Figure III-13.

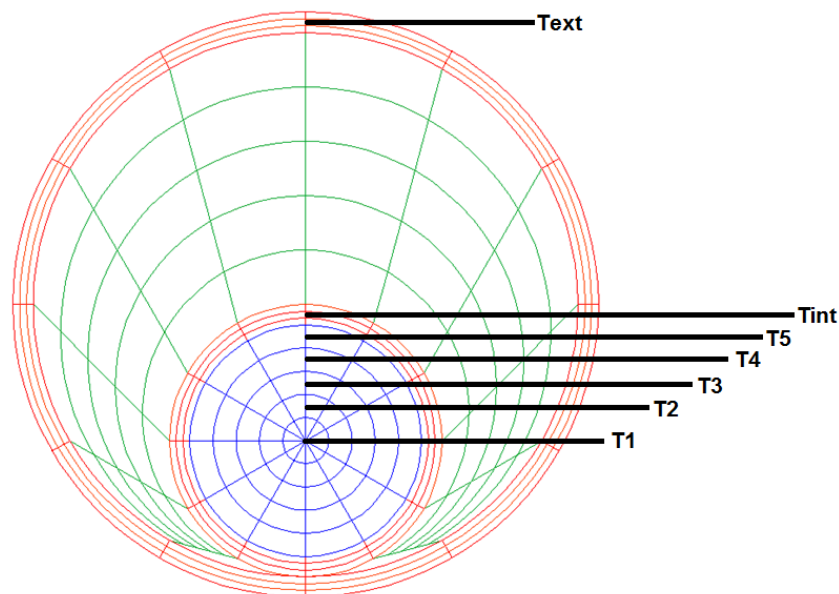


Figure III-13 – Emplacement des températures mesurées

La Figure III-11 montre la température du tube externe ainsi que celles d'entrée et de sortie de l'air après l'échange avec le tube. La Figure III-12 montre la puissance absorbée par l'air par mètre linéaire de tube. Le MCP étant initialement en état liquide, se refroidit et entre rapidement en état diphasique liquide-solide pour céder la chaleur latente stockée. Au fur et à mesure que le front solide se déplace de l'extrémité vers le centre du petit tube, la résistance thermique entre l'air et le MCP diphasique augmente. Ceci se traduit par la baisse de la température de sortie de l'air, ainsi que par la baisse du flux thermique allant du tube vers l'air (Figure III-12). Le point critique du MCP, c'est-à-dire le dernier volume de MCP à se solidifier, est celui au centre du tube interne. Il se solidifie après 120 secondes. Après 400 secondes, l'échangeur entier atteint la température d'entrée de l'air, 21 °C. L'écart de températures entre le point critique et la température de sortie d'air est dû principalement aux deux résistances thermiques : celle du MCP qui augmente avec l'épaisseur de la couche du MCP solide et celle associée à la convection entre l'air et le tube externe.

IV.1.3 Sensibilité à l'état du fluide

Afin de vérifier l'effet de l'état du fluide sur le transfert thermique global, des simulations ont été effectuées sur la géométrie tube dans tube, en imposant une température de 36 °C sur la paroi du tube interne. L'air externe est toujours soufflé à 21 °C, le fluide est considéré en état gazeux (Figure III-14) puis en état liquide (Figure III-15). Ces figures montrent pour les deux cas, la puissance du flux thermique passant à travers la brasure par conduction (P_{bras}) et celle à travers le fluide frigorigène par convection ($P_{gaz/Pliq}$). La somme de ces deux puissances correspond bien à celle du flux global (P_{tot}) absorbé par l'air. Quand le régime permanent est atteint, le flux passant à travers le gaz est presque nul et celui passant à travers le liquide est de l'ordre de 2 W.m^{-1} . Dans les deux cas, la puissance globale est de 14 W.m^{-1} , ce qui valide le fait que le contact conductif de la brasure seule suffit à assurer le transfert thermique entre les deux tubes.

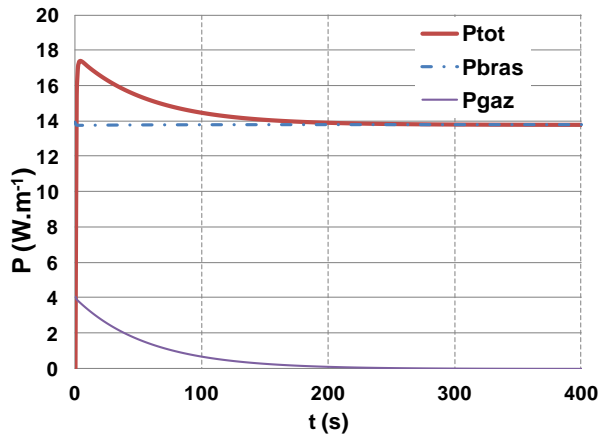


Figure III-14 – Flux thermiques passant à travers le métal et à travers le fluide en état gazeux

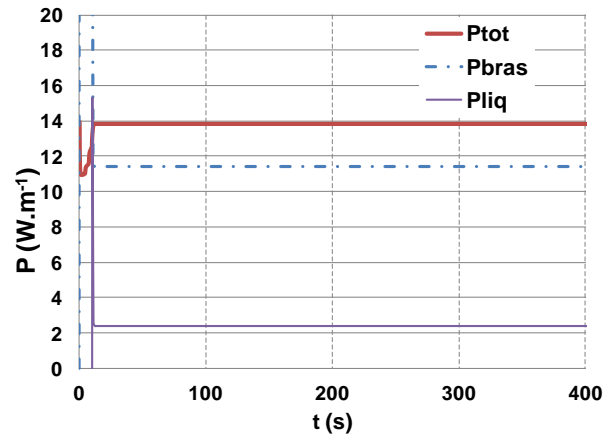


Figure III-15 – Flux thermiques passant à travers le métal et à travers le fluide en état liquide

Dans ces conditions d'absence de débit de frigorigène, le flux passant du fluide frigorigène directement vers le MCP est négligeable, ce qui est confirmé par les simulations sur le modèle de référence en supprimant le sous-modèle représentant le fluide. Les Figure III-16 et Figure III-17 représentant les mêmes courbes que celles des Figure III-11 et Figure III-12 du cas de référence, sont presque identiques. Dans les simulations ultérieures du mode déstockage, le sous-modèle du fluide frigorigène sera supprimé.

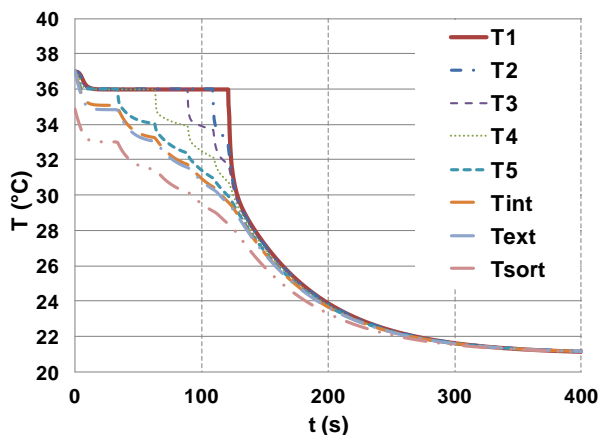


Figure III-16 – Températures du MCP, des tubes interne et externe et de sortie de l'air en supprimant le modèle du fluide frigorigène stagnant

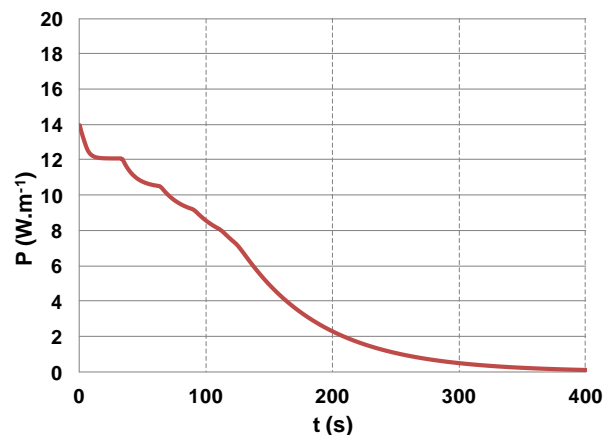


Figure III-17 – Flux thermique échangé avec l'air en supprimant le modèle du fluide frigorigène stagnant

IV.1.4 Sensibilité au maillage

Vu le gradient de température dans le MCP suivant la direction radiale, il est intéressant d'analyser l'effet du maillage sur les résultats. Pour cela le modèle du MCP a été raffiné suivant la direction radiale, à savoir 10 zones radiales au lieu de 5. Le temps de simulation du cas de référence est de 18 secondes contre 53 secondes dans le cas du maillage raffiné. La Figure III-18 montre les températures du MCP aux mêmes points géométriques (Figure III-13) présentées dans le cas de référence. Les courbes sont très proches de celles du cas de référence, mais elles sont plus aplaties. Les temps de solidification et du régime permanent sont toujours les mêmes. La Figure III-19 montre que les puissances échangées dans le cas du maillage raffiné et du maillage référence sont presque identiques. Le choix de 5 mailles par direction radiale est validé.

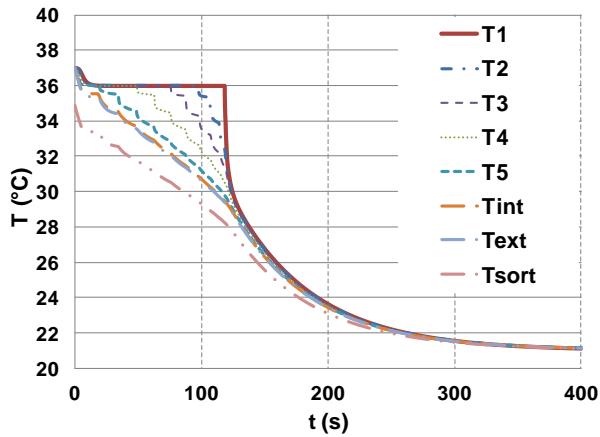


Figure III-18 – Températures du MCP, des tubes interne et externe et de sortie de l'air dans le cas du maillage raffiné

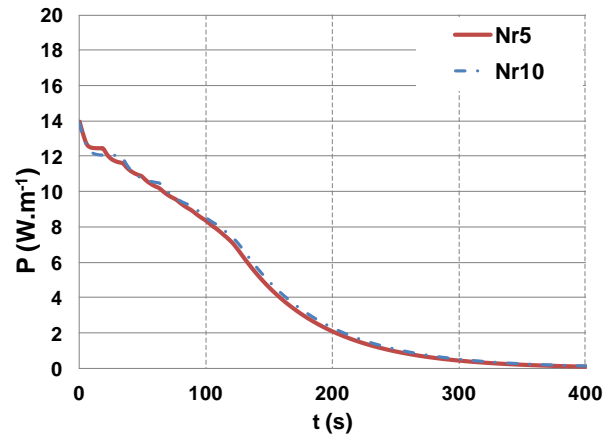


Figure III-19 – Flux thermique échangé avec l'air dans les cas de maillage de référence et du maillage raffiné

IV.1.5 Sensibilité à la conductivité du MCP

En revenant au cas de référence, la Figure III-11 montre un gradient de température assez important dans le MCP, spécialement à la fin de la phase de décharge. En effet, la faible conductivité du MCP solide constitue la plus grande résistance thermique s'opposant au passage du flux de chaleur du MCP vers l'air extérieur. Cette résistance est d'autant plus grande que le front solide est plus avancé. Pour cela, la conductivité du MCP est le facteur limitant de l'échange. Pour améliorer la performance de restitution thermique de l'échangeur, il faudra améliorer par « dopage » la conductance du MCP. Les Figure III-20 et Figure III-21 sont obtenues en faisant varier la conductivité thermique du MCP. Les courbes de la Figure III-20 représentent les températures du point critique et celle de sortie d'air dans les cas où la conductivité thermique du MCP est de $0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $1,0 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $2,0 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. La Figure III-21 représente le flux de chaleur absorbé par l'air dans chaque cas. En augmentant la conductivité thermique, il est clair que la durée de solidification totale va diminuer (Figure III-20) ainsi que l'écart de températures maximal entre la température du MCP et celle de sortie de l'air externe. Ceci est traduit par la Figure III-21 ; plus le MCP est conducteur, moins l'intensité du flux est influencée par le front solide. Pour « doper » thermiquement le MCP, plusieurs solutions sont possibles :

- utiliser un MCP inorganique avec des agents de nucléation
- installer des ailettes métalliques fixes dans le MCP
- doper le MCP par des limailles ou de la laine métallique.

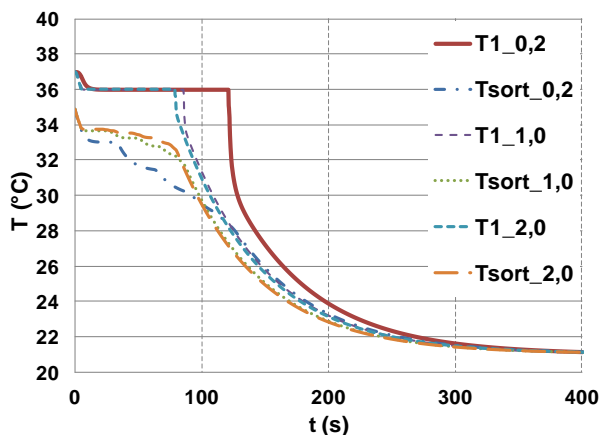


Figure III-20 – Températures du MCP au centre du tube, et celles de sorties de l'air pour différentes valeurs de conductivité thermique du MCP

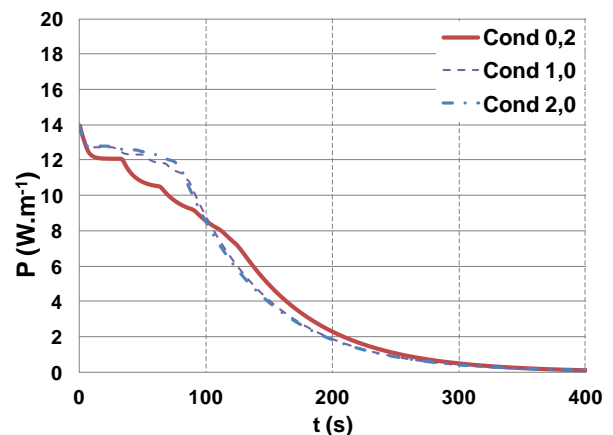


Figure III-21 – Flux thermiques échangés avec l'air pour différentes valeurs de conductivité thermique du MCP

IV.1.6 L'effet du coefficient d'échange externe

Le transfert convectif entre le tube externe et l'air est le deuxième facteur limitant du transfert thermique global. La sensibilité de cet effet est étudiée en faisant varier le coefficient d'échange équivalent entre le tube externe et l'air par rapport au cas de référence. La Figure III-22 montre l'écart de températures entre le tube externe et la sortie d'air lors de la phase de décharge des cas où le coefficient d'échange externe est de $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $30 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Cet écart devient acceptable (pour cette géométrie) au-delà de $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (moins de 2 K). L'échange global lors de la solidification est d'autant plus intense que le coefficient de convection entre le tube externe et l'air est élevé (Figure III-23).

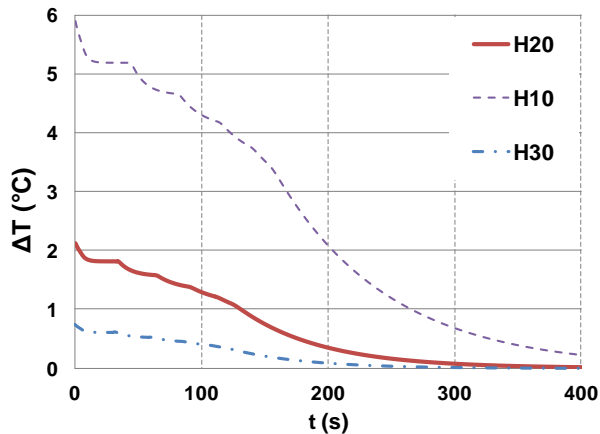


Figure III-22 – Ecart de température entre le tube externe et la sortie de l'air pour différentes valeurs de coefficient d'échange externe

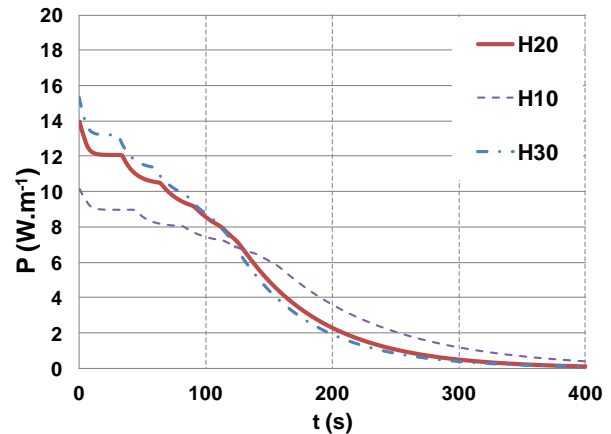


Figure III-23 – Flux thermique échangé avec l'air pour différentes valeurs de coefficient d'échange externe

IV.1.7 Sensibilité au diamètre du tube interne

Pour étudier la sensibilité de l'échangeur en variant le diamètre du tube interne D_{int} , des simulations ont été effectuées en variant ce dernier et en conservant le même diamètre du tube externe D_{ext} (8 mm). La Figure III-24 montre l'effet du D_{int} sur les écarts de températures et sur le temps de solidification. Elle présente les courbes des températures de sortie d'air pour un D_{int} respectivement de 4, 5 et 7 mm ainsi que celles du point critique du MCP pour les mêmes D_{int} . L'écart de températures à la fin de la solidification augmente avec l'augmentation du D_{int} . Le temps de solidification est de 120 secondes pour un D_{int} de 4 mm, 195 secondes pour D_{int} de 5 mm et 390 secondes pour D_{int} de 7 mm. Ces graphes montrent que l'augmentation du diamètre du tube interne (D_{int}) présente un effet négatif sur l'écart de températures entre le point critique et la sortie d'air particulièrement à la fin de la solidification. En effet un D_{int} plus grand veut dire des épaisseurs de MCP plus grandes et implique une conductance thermique plus faible, d'où un écart de températures plus grand. Pour améliorer la compacité de l'échangeur, il faut choisir le D_{int} le plus grand possible en respectant la contrainte de température de sortie d'air et la puissance de décharge désirée.

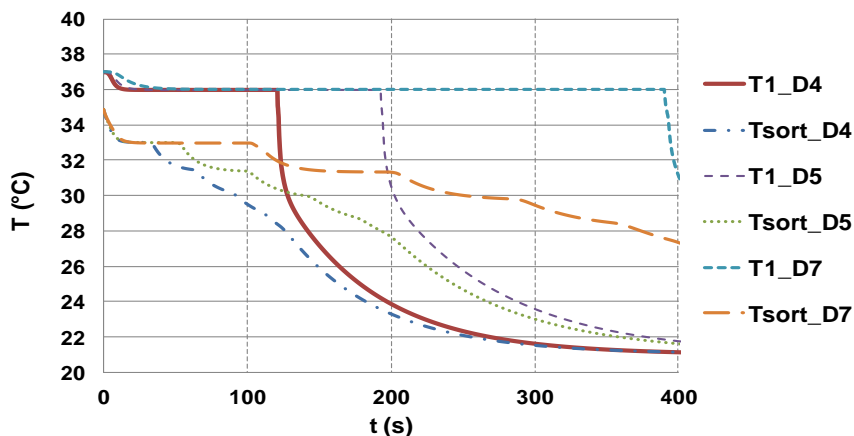


Figure III-24 – Températures du MCP au centre du tube et celles de sorties de l'air pour différentes valeurs de D_{int}

IV.1.8 Sensibilité au diamètre du tube externe

D'autre part, la sensibilité du système au diamètre du tube externe (D_{ext}) a été étudiée en réalisant des simulations en variant ce dernier pour un même D_{int} (4 mm). La Figure III-25 montre l'effet du D_{ext} sur les écarts de températures et sur le temps de solidification. Elle représente les courbes de la température de sortie d'air pour un D_{ext} de 8 mm et 10 mm et 12 mm et celles de la température du MCP au centre du tube pour les mêmes D_{ext} . L'écart de températures est presque le même dans les trois cas, ainsi que le temps de fusion. La petite différence entre ces cas provient de deux effets. Un tube plus grand admet une inertie thermique en chaleur sensible plus grande et une surface externe plus grande d'où un échange convectif plus important. Ces résultats montrent que l'augmentation du D_{ext} n'a pas de grands effets sur la puissance du transfert thermique. Pour améliorer la compacité de l'échangeur, il faut choisir le D_{ext} le plus petit possible en respectant toujours la contrainte du volume minimal requis entre les deux tubes.

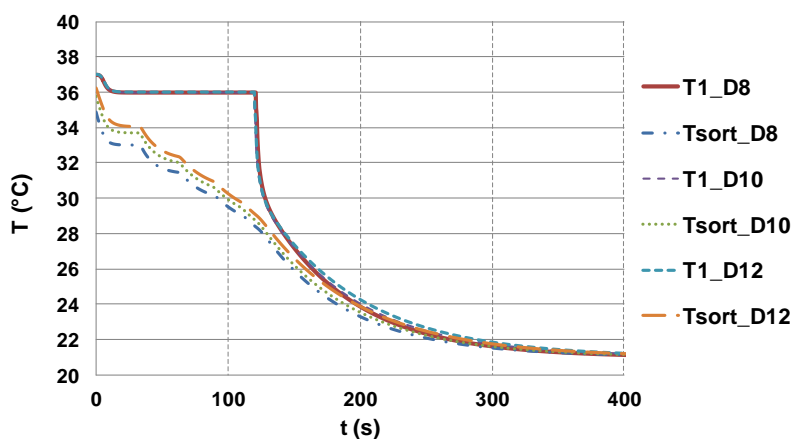


Figure III-25 – Températures du MCP au centre du tube, et celles de sorties de l'air pour différentes valeurs de D_{ext}

IV.1.9 L'échangeur avec MCP dans l'inter-tubes

Avec la disposition de MCP dans le tube interne et le fluide circulant entre les deux tubes, le volume occupé par le MCP est toujours limité. Ceci entraîne une très grande taille d'échangeur. En considérant par exemple un tube de D_{int} de 6 mm et de D_{ext} de 8 mm, toujours avec des épaisseurs de 0,35 mm, le volume de MCP que peut contenir un mètre d'un tel tube est de 28 ml. Si le MCP a une masse volumique de $1\ 000\ \text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ et une chaleur

latente de 200 kJ.kg^{-1} , l'énergie qui peut être stockée dans ce tube sera de 5,65 kJ. Pour stocker 800 Wh, l'échangeur doit être composé d'environ 512 m linéaires de tube, ce qui n'est pas réaliste. D'autre part, la section de passage du fluide frigorigène est assez grande pour les débits nécessaires. Ceci risque de dégrader le coefficient d'échange entre le fluide et les parois des tubes. Ces faits, mènent à aborder la deuxième option d'intégrer le MCP entre les deux tubes et faire circuler le fluide frigorigène dans le petit tube.

Le modèle a été refait en inversant les places du fluide frigorigène et du MCP. Le sous-modèle du fluide frigorigène sera toujours éliminé pour la phase de décharge. La phase de charge sera également simulée. Afin de rendre l'échangeur plus compact, une première configuration sera de prendre un diamètre de tube externe de 8 mm et celui du tube interne de 4 mm.

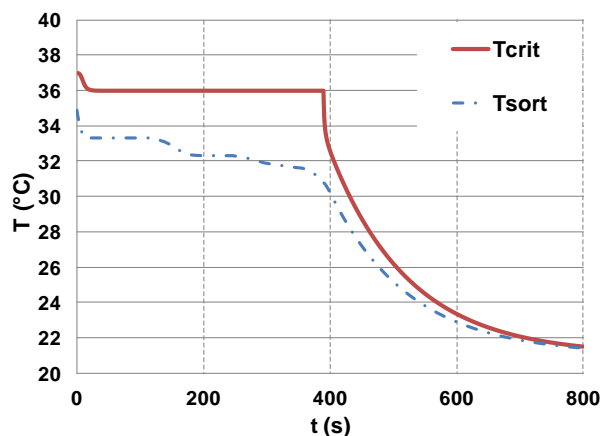


Figure III-26 – Température du point critique et celle de sortie d'air pour le cas où le MCP est dans l'inter-tubes

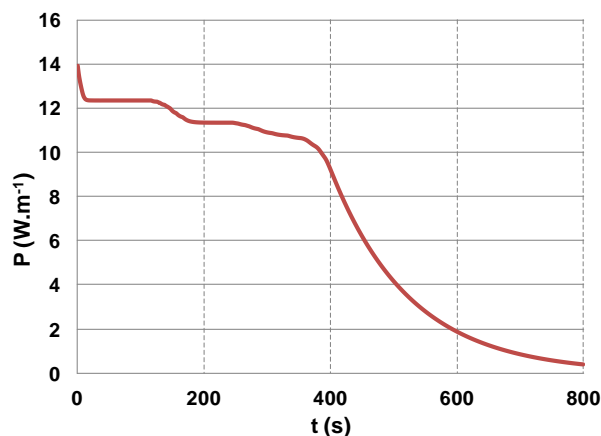


Figure III-27 – Flux thermique absorbé par l'air pour le cas où le MCP est dans l'inter-tubes

Les Figure III-26 et Figure III-27 montrent les résultats des simulations du mode décharge. La Figure III-26 montre la température du point critique du MCP, et celle de sortie d'air. Le temps de déstockage est de 390 s, et la température de sortie d'air est de 31 °C à la fin de la phase de décharge. La Figure III-27 montre la puissance absorbée par l'air, elle décroît de 14 à 9 W par mètre linéaire de tube durant la décharge. Ces valeurs sont proches de celles du cas de référence sauf que le volume de MCP dans cette disposition est trois fois plus grand que celui du cas de référence. En comparant un mètre linéaire d'un tube avec cette disposition avec trois mètres de tube de référence, l'énergie de stockage est identique. Les mêmes courbes sont représentées pour le cas d'un débit de soufflage trois fois plus grand et un coefficient d'échange 2,5 fois plus grand. La Figure III-28 montre un temps de décharge de 175 s et une température de sortie d'air de 28 °C à la fin de la décharge. La Figure III-29 montre une diminution de la puissance de 35 à 22 W durant la décharge. Cette puissance est à peu près 1,5 fois plus petite que celle de trois mètres de tubes de référence. Cette disposition permet de gagner en compacité avec une perte de puissance. Cette perte doit être récupérée en dopant le MCP, ce qui peut être modélisé en augmentant sa conductivité thermique.

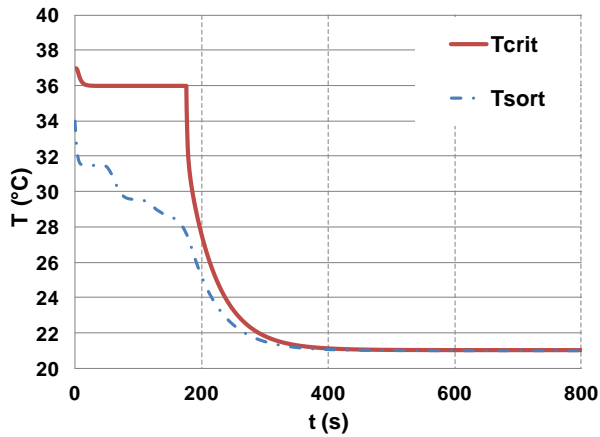


Figure III-28 – Température du point critique et celle de sortie d'air pour le cas où le MCP est dans l'inter-tubes à débit d'air trois fois plus grand

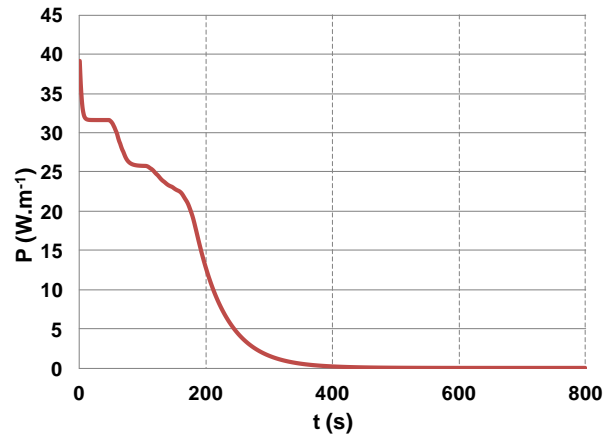


Figure III-29 – Flux thermique absorbé par l'air pour le cas où le MCP est dans l'inter-tubes à débit d'air trois fois plus grand

IV.1.10 La charge de l'échangeur tube dans tube

Le fluide frigorigène circule et condense pour faire fondre le MCP qui est en état solide initialement. Cette phase est considérée moins critique pour deux raisons : premièrement le coefficient d'échange entre un fluide en condensation et la paroi d'échange est beaucoup plus élevé que celui de convection de l'air et deuxièmement la durée de cette phase n'est pas une contrainte du système. Cette phase est simulée avec le fluide frigorigène circulant dans le petit tube interne. Le coefficient d'échange entre le fluide en condensation et le tube interne est considéré de $3\,000\text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$. La Figure III-30 montre la température du point critique et celle de condensation du fluide lors de la charge en imposant une puissance de charge constante de 24 W. La durée de la charge est de 195 s, à peu près égale à la moitié de celle de la décharge. La température de condensation du fluide monte de 37 °C à 44 °C durant la charge.

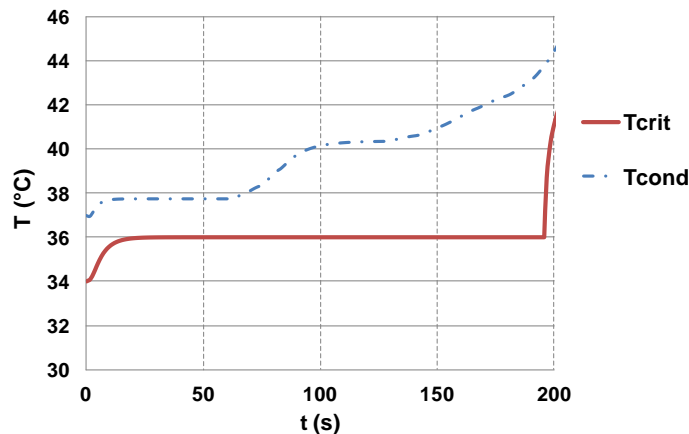


Figure III-30 – Température critique du MCP et celle de condensation du fluide frigorigène en mode de charge

Le fait marquant des simulations des deux phases est que le point critique est le même dans les deux cas. La température est donc homogène dans toute la structure métallique quelle que soit la direction du flux thermique global absorbé par l'air ou cédé par le fluide frigorigène. Ceci peut aussi valider le fait que l'effet dominant du transfert thermique global est celui de la conduction dans le MCP.

IV.1.1 Dimensionnement de l'échangeur tube dans tube

En considérant un tube de D_{int} de 4 mm et de D_{ext} de 8 mm, et le MCP inséré entre les deux tubes, le volume de MCP que peut contenir un mètre d'un tel tube est de 40 ml. Si le MCP a une masse volumique de $1\,000\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ et une chaleur latente de $200\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, l'énergie qui peut être stockée dans ce tube sera de 8 kJ. Pour stocker 800 Wh, l'échangeur doit être composé d'environ 360 m linéaires de tube. Afin d'obtenir une taille réaliste, il faut par exemple concevoir un tube externe de diamètre de 30 mm, où la longueur de tubes nécessaire pour stocker les 800 Wh sera d'environ 20 m linéaires. Cette conception a été réalisée sur une première maquette.

IV.2 Optimisation de la structure tube dans tube

En se basant sur les résultats précédents, il est clair que le facteur limitant le transfert d'énergie est celui de la conduction à l'intérieur du MCP. Pour remédier à ce problème, il est nécessaire de concevoir un échangeur dans lequel le MCP est distribué sur de faibles épaisseurs afin de générer la puissance thermique demandée. Par contre, une répartition en épaisseurs très faibles nécessite une structure volumineuse. Pour cela, il faut trouver un compromis et calculer l'épaisseur maximale de MCP qui pourra assurer les besoins thermiques lors de la décharge thermique. Dans le cas des structures cylindriques ou ailetées, le critère sera « l'épaisseur maximale équivalente ».

Un bon échangeur doit assurer un bon échange entre les trois composants : le fluide frigorigène, l'air et le MCP. Chacun de ces trois matériaux cède ou absorbe la chaleur avec une conductance différente. En effet, le coefficient d'échange convectif du côté air peut atteindre $40\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$. Le coefficient d'échange d'un fluide frigorigène en condensation est supérieur à $1000\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$. La conduction dans un MCP est de l'ordre de $0,2\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$, alors une épaisseur de 10 mm admet une conductance surfacique de $20\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$. D'où une bonne structure vise à ce que les produits des surfaces d'échange par les conductances surfaciques soient équilibrés.

IV.3 Echangeur de première génération

La géométrie tube dans tube peut être utilisée comme première option pour construire un échangeur compact qui répond aux exigences citées précédemment. La structure choisie consiste à introduire le MCP dans un tube enveloppe qui contient un tube de circulation du fluide frigorigène brasé sur la génératrice du tube enveloppe. L'air est soufflé sur la paroi externe (ailetée) du tube enveloppe. Dans l'approche « material by design », des ailettes internes en croix servent à augmenter la surface d'échange entre le tube et le MCP, et servent ainsi à réduire l'épaisseur équivalente du MCP, ce qui aboutit à un « dopage » du MCP. Un modèle dynamique de cet échangeur a été réalisé sous Dymola, qui a servi à trouver une configuration compacte et réalisable et assurant la puissance thermique (Figure III-31). Le tube enveloppe est un tube en cuivre de diamètre $32 \times 30\text{ mm}$ ($D_{ext} \times D_{int}$) à ailettes externes spiralées en aluminium de 60 mm de diamètre. Le tube interne est en cuivre de diamètres $5 \times 3\text{ mm}$ et les ailettes internes sont en laiton de 2 mm d'épaisseur. La longueur de chaque tube est de 600 mm et peut contenir environ 0,34 litres de paraffine.

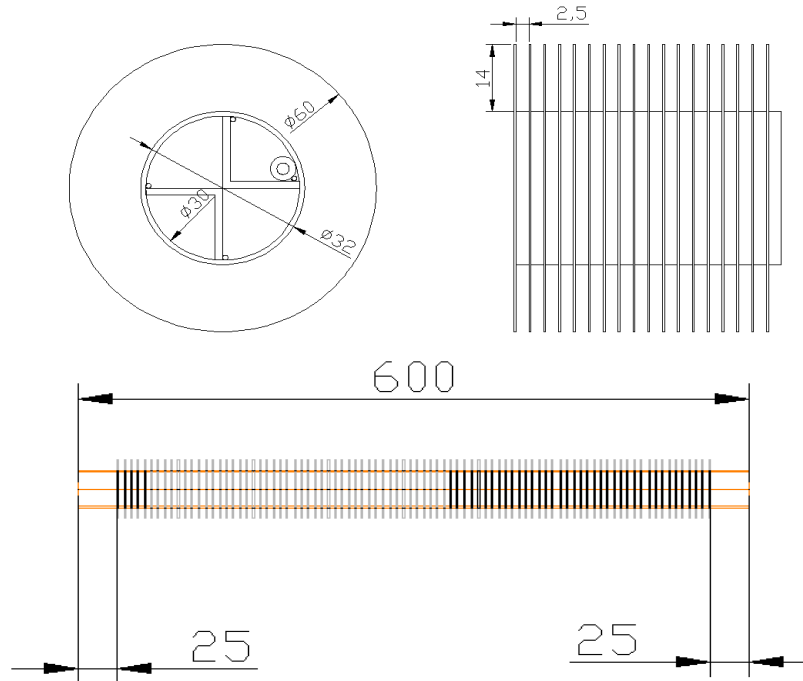


Figure III-31 – Dimensions en mm du tube dans tube avec des ailettes internes et externes

L'échangeur considéré comporte 36 tubes (répartis en trois rangs de 12 tubes). La surface d'échange entre l'air et les tubes est d'environ 30 m².

IV.3.1 Déstockage du condenseur de première génération

Le condenseur de « première génération » a été d'abord simulé avec deux paraffines commerciales, la RT31 et la RT36, et suivant plusieurs régimes de déstockage. Les paramètres géométriques et thermodynamiques considérés sont exacts, à l'exception de la masse volumique du MCP solide qui est considérée constante et égale à celle du MCP en état liquide, alors que le tube n'est plein qu'en état liquide (la masse volumique du MCP liquide étant 15 % inférieure à celle du MCP solide). Au temps initial, la température de tout l'échangeur est considérée égale à 45 °C et le MCP entièrement en phase liquide. L'air est considéré sec, il est soufflé à 21 °C sur l'échangeur. La solidification se déroule sans glissement de température. Le coefficient d'échange externe entre les tubes et l'air est calculé par la corrélation de [NAN04] :

$$j = 0,0208 \operatorname{Re}_{d_0}^m \left(\frac{d_0}{S_t}\right)^{-2.5950} \left(\frac{f_t}{f_s}\right)^{0.7905} \left(\frac{S_l}{S_t}\right)^{0.2391} \left(\frac{d_0}{d_f}\right)^{0.2761} \quad (\text{Eq. III-4})$$

$$m = -0,2871 + 0,5322 \left(\frac{d_0}{S_t}\right) - 1,2856 \left(\frac{f_t}{f_s}\right) + 0,1845 \left(\frac{S_l}{S_t}\right) \quad (\text{Eq. III-5})$$

$$h_{\text{ext}} = j \frac{G_{\text{max}} C_{p_a}}{\operatorname{Pr}^{2/3}} \quad (\text{Eq. III-6})$$

L'échangeur considéré est capable de stocker 0,85 kWh thermique entre 23 °C et 43 °C avec la paraffine RT31 et 1 kWh avec la paraffine RT36.

IV.3.1.1 Déstockage à débit constant

Le premier régime de déstockage considéré est le déstockage à débit de soufflage constant de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Les Figure III-32 et Figure III-34 montrent la température du point critique, du tube (troisième rang de l'échangeur) et de sortie d'air lors du déstockage respectivement pour la paraffine RT31 et la paraffine RT36. Le point critique est situé dans les tubes du troisième rang de l'échangeur. Les Figure III-33 et Figure III-35 montrent respectivement la puissance de déstockage (qui est la puissance absorbée par l'air) pour la paraffine RT31 et la paraffine RT36. Dans la première phase, où le MCP est en état liquide, le déstockage se fait en chaleur sensible d'où les températures et la puissance de déstockage chutent rapidement. Après cette phase, la pente de cette chute diminue, indiquant que le déstockage par solidification est en cours. L'écart de températures entre le point critique et le tube, augmente toujours avec l'augmentation de l'épaisseur du MCP solide. L'écart de températures entre le tube et l'air sortant est presque constant. Pour la paraffine RT31, le point critique se solidifie après 4 500 secondes, considéré comme état de la fin de la décharge. La puissance de décharge décroît d'environ 1200 W à 150 W. Pour la paraffine RT36, la décharge se termine en 3 700 secondes, avec une puissance minimale de 250 W. La puissance délivrée par la paraffine RT36 est supérieure à celle délivrée par la paraffine RT31.

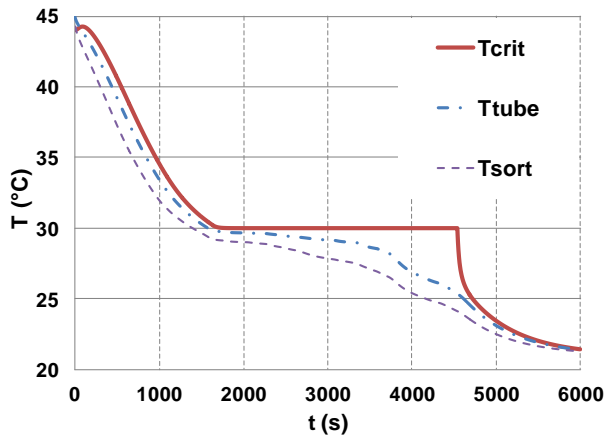


Figure III-32 – Température du MCP au point critique, celle des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avec la RT31

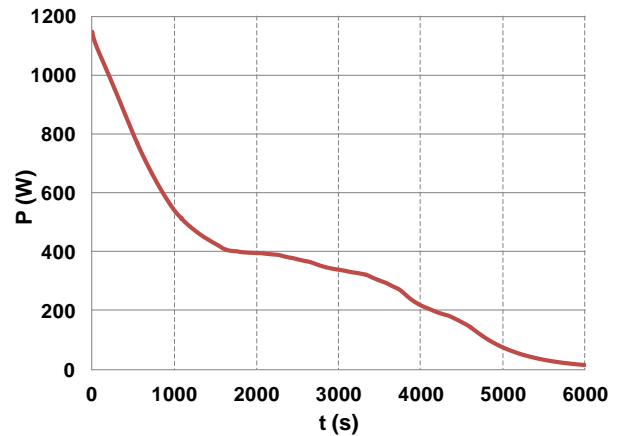


Figure III-33 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avec la RT31

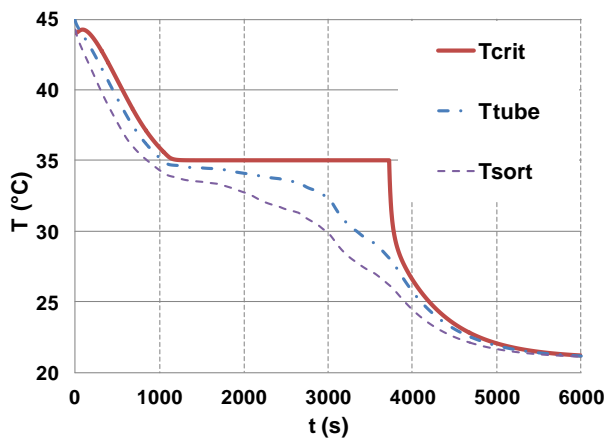


Figure III-34 – Température du MCP au point critique, celles des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avec la RT36

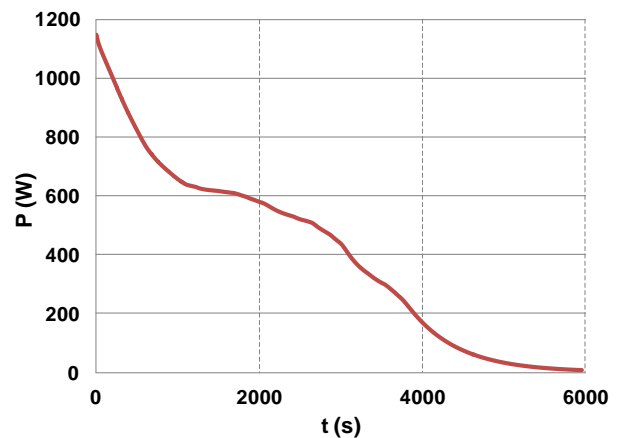


Figure III-35 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avec la RT36

La vitesse de l'air sur les ailettes est limitée à 1 m.s^{-1} , ce qui limite le débit de soufflage à $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$. Le deuxième régime de déstockage est celui du déstockage à puissance maximale, où l'air est soufflé avec un débit de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$. Les mêmes types de courbes sont représentés Figure III-36, Figure III-37, Figure III-38 et Figure III-39 pour les paraffines RT31 et RT36. Pour la paraffine RT31 le déstockage se déroule en 2 100 secondes. Les courbes ont les mêmes allures que celles du cas précédent. La puissance de déstockage chute de 3 000 W à 300 W. Pour la paraffine RT36, la puissance chute de 5 000 W à 500 W en 1 200 secondes.

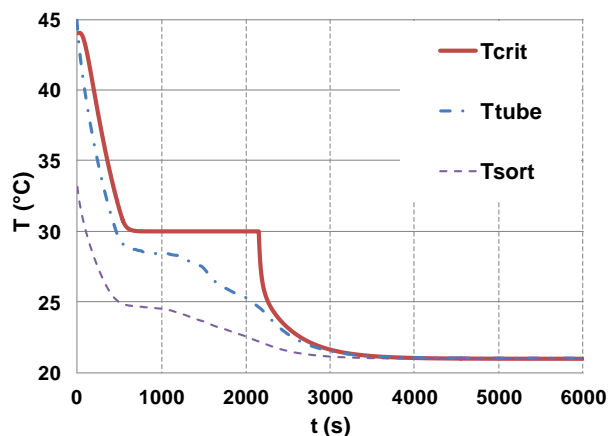


Figure III-36 – Température du MCP au point critique, celles des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec la RT31

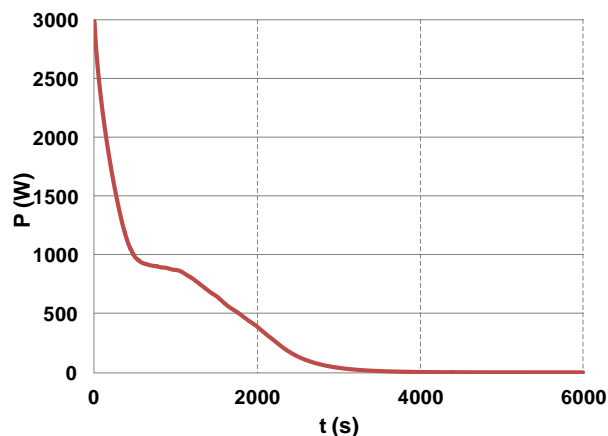


Figure III-37 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec la RT31

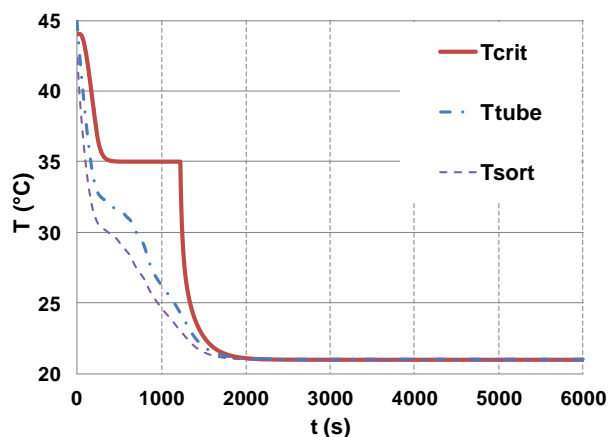


Figure III-38 – Température du MCP au point critique, celles des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec la RT36

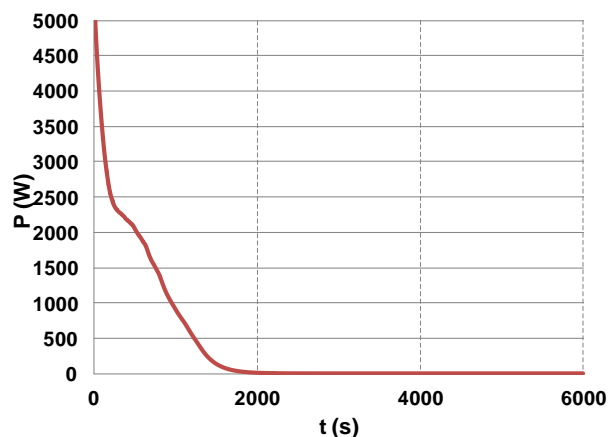


Figure III-39 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec la RT36

Le choix de « dopage » est valorisé par des simulations sur l'échangeur sans les ailettes internes. La Figure III-40 montre la température du point critique qui est au centre du troisième tube, la température de ce même tube et la température de sortie d'air lors du déstockage pour un échangeur sans dopage interne et en utilisant la paraffine RT 36. Le temps de déstockage est d'environ 4 000 s, contre 1 200 s pour le cas avec dopage. L'air sort de l'échangeur entre 33 °C et $21,7 \text{ °C}$. La Figure III-41 montre la puissance de déstockage pour ce cas. La puissance de déstockage chute de 3 000 W à 180 W. Cette simulation montre la nécessité du dopage pour assurer le besoin lors du déstockage avec une compacité acceptable.

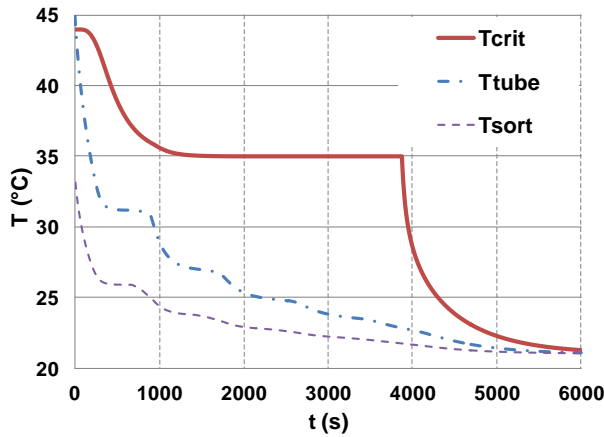


Figure III-40 – Température du MCP au point critique, celles des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de 750 m³.h⁻¹ avec la RT36 sans les ailettes internes

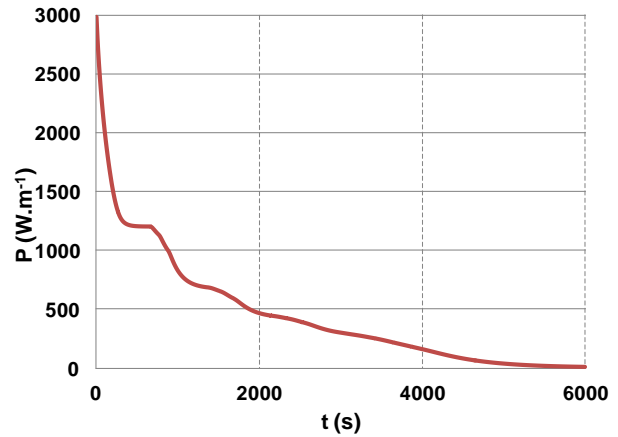


Figure III-41 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de 750 m³.h⁻¹ avec la RT36 sans les ailettes internes

IV.3.1.2 Déstockage à puissance constante

La puissance de décharge pour un débit de soufflage constant décroît en fonction du temps, alors que le besoin est quasi constant durant les deux heures d'effacement. Il faut donc ajuster le débit de soufflage pour maintenir une puissance de décharge fixe. Le dernier régime de déstockage est à puissance constante et égale à 500 W, en utilisant la paraffine RT36, pour effectuer le déstockage en deux heures. La Figure III-42 montre le débit d'air nécessaire pour un déstockage régulé pour assurer une puissance constante de 500 W. Pour les premières 6 000 secondes, le débit de soufflage nécessaire est inférieure à 150 m³.h⁻¹, puis augmente rapidement pour atteindre 750 m³.h⁻¹ vers la fin des deux heures de déstockage.

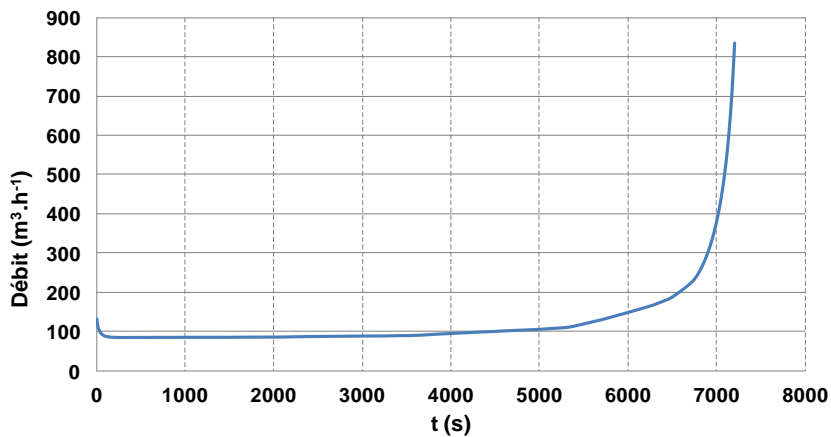


Figure III-42 – Débit d'air nécessaire pour un déstockage régulé pour assurer un besoin de 500 W

Il est donc essentiel de disposer d'un débit d'air variable pour adapter la puissance thermique en fonction des besoins cibles.

IV.4 Tubes entre plaques

Une nouvelle conception a été développée visant à accroître la compacité de l'échangeur. L'échangeur contenant la masse d'un MCP comporte deux plaques métalliques ailetées en aluminium sur lesquelles les tubes cylindriques sont brasés et dans lesquels circule le fluide frigorigène (Figure III-43). La surface avec laquelle l'air échange la chaleur est celle des

plaques ailetées (Figure III-44). Le MCP est intégré dans l'inter-volume entre les tubes et les plaques. Un modèle dynamique de cet échangeur a été réalisé également sous Dymola.

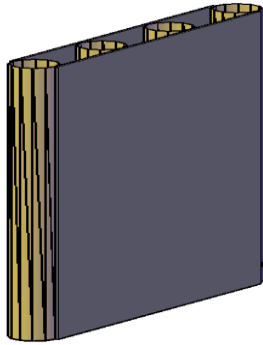


Figure III-43 – Schéma représentant une partie d'un échangeur tubes entre plaques (sans ailettes)

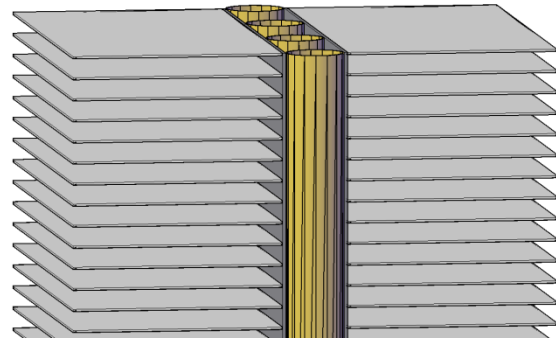


Figure III-44 – Schéma représentant une partie d'un échangeur tubes entre plaques (avec ailettes)

IV.4.1 Modèle tubes entre plaques

Une coupe horizontale des tubes avec les plaques est représentée Figure III-45. Pour simplifier la modélisation de cette coupe en volumes finis, le disque peut être considéré comme un polygone (Figure III-46). Le rectangle en rouge représente le plus petit motif élémentaire répétable par symétrie.

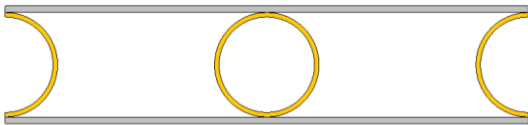


Figure III-45 – Coupe horizontale des tubes avec les plaques

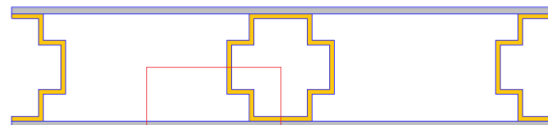


Figure III-46 – Modèle simplifié de la coupe horizontale des tubes avec les plaques

Le modèle complet est l'agrégation des motifs élémentaires. La Figure III-47 montre l'assemblage des motifs élémentaires en attribuant une couleur à chaque matière : bleu pour le MCP, vert pour le fluide frigorigène en état gazeux, bronze pour le cuivre et grise pour l'aluminium. La Figure III-48 montre la section élémentaire de l'échangeur pour les simulations, limitée par deux tubes et deux plaques. Cette section élémentaire est elle aussi un motif reproductible par symétrie permettant de représenter des échangeurs de cette structure et de taille variable.

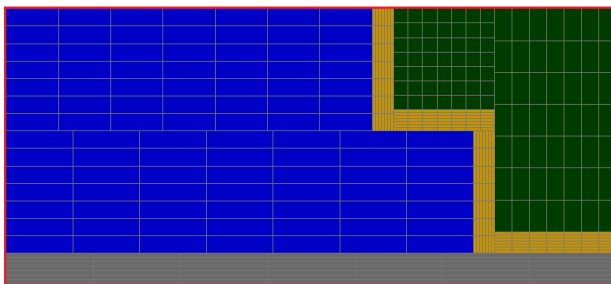


Figure III-47 – Maillage du motif élémentaire de l'échangeur tubes entre plaques

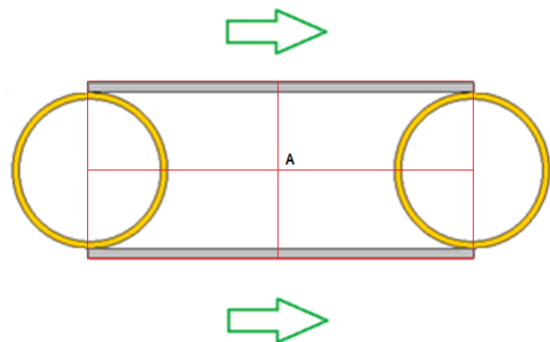


Figure III-48 – Partie de l'échangeur considérée pour les simulations

IV.4.2 Déstockage tubes entre plaques

Il est clair que le point critique du MCP (celui qui se solidifie le dernier) est dans la zone du point A (Figure III-48). L'écart de températures entre la température de solidification (ou solidification) et celle de sortie de l'air est notée ΔT_{fa} .

Une étude de sensibilité sera faite sur les paramètres suivants :

- a) l'espacement entre deux tubes
- b) la conductivité thermique du MCP
- c) le coefficient d'échange entre les plaques et l'air
- d) le débit de soufflage d'air

Les hypothèses considérées sont :

- l'effet de dilatation du MCP est très faible
- l'effet de la convection dans le MCP est négligé
- le fluide frigorigène est considéré en état gazeux et stagnant
- la masse volumique du fluide frigorigène est de 6 kg.m^{-3} en vapeur, celle du MCP est de 760 kg.m^{-3}
- la conductivité thermique du fluide frigorigène est de $10 \text{ mW.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ en vapeur, celles du MCP sont égales à $0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ en liquide et en solide, sauf indication contraire
- les capacités calorifiques du fluide frigorigène, de l'air sont égales à 1 kJ.kg^{-1} , celle du MCP est considérée égale à 2 kJ.kg^{-1}
- la chaleur latente du MCP est égale à 130 kJ.kg^{-1}
- la température de solidification du MCP est de $36 \text{ }^\circ\text{C}$
- le coefficient d'échange de convection entre le fluide frigorigène et les tubes est considéré par défaut égal $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
- le coefficient d'échange équivalent entre l'air et les plaques externes, rapporté à la surface de la paroi, est considéré par défaut égal à $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et la surface ailetée est 10 fois plus grande que celle de la plaque nue
- l'épaisseur des tubes est toujours considérée égale à $0,35 \text{ mm}$
- l'épaisseur des plaques est considérée égale à $0,5 \text{ mm}$
- la résistance de contact au brasage est négligeable
- l'angle que forme la surface de brasage est de 75°
- la température d'entrée d'air ambiant est de $21 \text{ }^\circ\text{C}$
- le débit d'air soufflé par unité de longueur est considéré par défaut de $1 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$
- le MCP est initialement à une température uniforme de $(T_f + 1)$

Dans un premier cas, considéré comme la référence, le diamètre interne du tube est égal à 8 mm et l'espacement entre les centres des tubes est de 20 mm . La Figure III-49 montre la température du MCP au point critique, celle d'entrée et de sortie d'air et celle des plaques. Le MCP étant initialement en état liquide, se refroidit et entre rapidement en état diphasique pour céder la chaleur latente stockée. Au fur et à mesure que la partie solide se développe, la résistance thermique entre l'air et le MCP diphasique augmente. Ceci se traduit par l'augmentation du ΔT_{fa} , ainsi que par la baisse du flux thermique absorbé par l'air (Figure III-50). L'écart de températures entre les plaques et l'air en sortie de l'échangeur est négligeable. Le MCP est totalement solidifié après environ $1 \text{ } 100$ secondes. Après $2 \text{ } 500$ secondes, l'échangeur entier atteint la température d'entrée de l'air, $21 \text{ }^\circ\text{C}$.

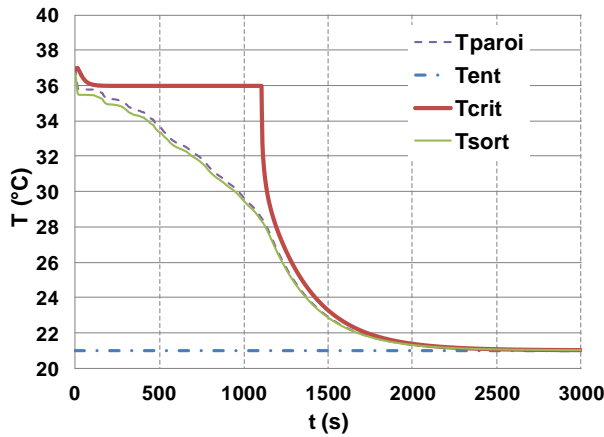


Figure III-49 – Température du MCP au point critique, celle des plaques et celles d’entrée et de sortie d’air dans le cas de référence

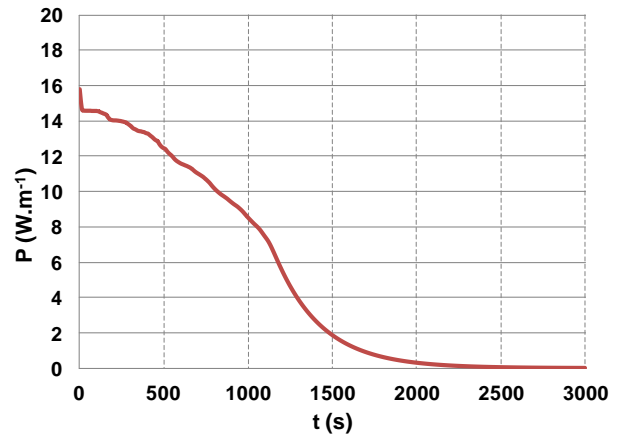


Figure III-50 – Flux thermique absorbé par l’air dans le cas de référence

IV.4.3 Sensibilité sur la distance entre les centres

En rapprochant les tubes les uns des autres (15 mm entre les centres), la quantité du MCP entre deux tubes va diminuer, ainsi que la durée de déstockage. En comparant avec le cas de référence, le ΔT_{fa} de ce cas est légèrement plus grand (Figure III-51) au début et à la fin de la décharge, ce qui est visible aussi au niveau du flux échangé (Figure III-52). Ceci est dû à la réduction de la surface d’échange externe. Une autre différence entre les deux cas est celle de la quantité d’énergie déstockée, qui est traduite par le temps de déstockage.

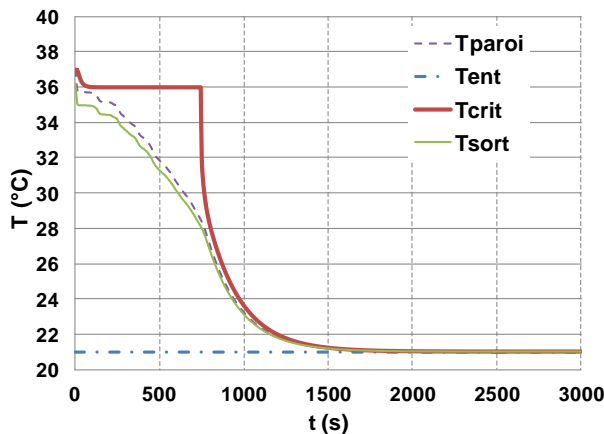


Figure III-51 – Température du MCP au point critique, celles des plaques et celles d’entrée et de sortie d’air où la distance inter-centres est de 15 mm

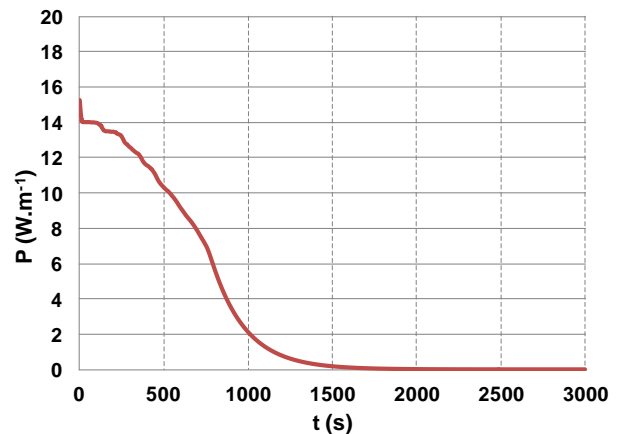


Figure III-52 – Flux thermique absorbé par l’air où la distance inter-centres est de 15 mm

Pour une distance de 35 mm entre les centres des tubes, la quantité d’énergie déstockée est encore plus grande donc la durée de déstockage est plus longue (Figure III-53). La puissance de décharge pour ce cas est supérieure à celles des deux autres cas (Figure III-54), toujours pour la raison des surfaces d’échange entre le point critique et l’air.

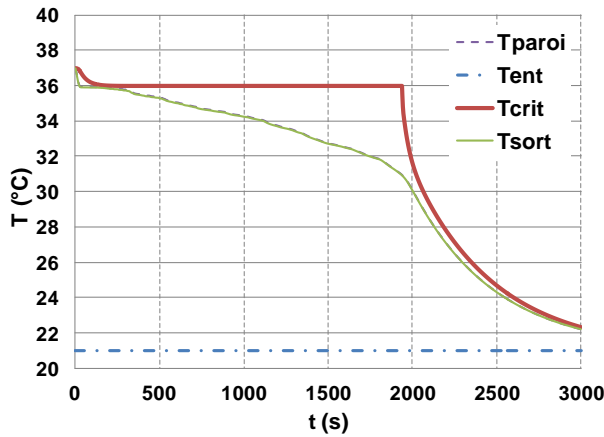


Figure III-53 – Température du MCP au point critique, celles des plaques et celles d'entrée et de sortie d'air où la distance inter-centres est de 35 mm

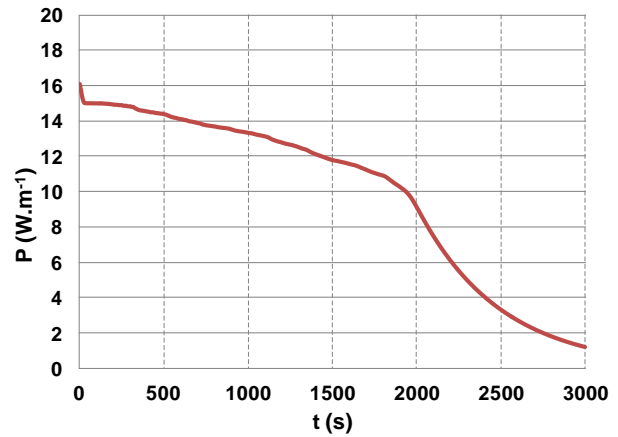


Figure III-54 – Flux thermique absorbé par l'air où la distance inter-centres est de 35 mm

La conclusion tirée de ces résultats est que l'agrandissement de la dimension perpendiculaire à celle du gradient de température dans l'échangeur (Figure III-55) a un effet positif au niveau de la puissance d'échange et de la compacité de l'échangeur. Dans cette structure, cette dimension est la distance inter-centres.

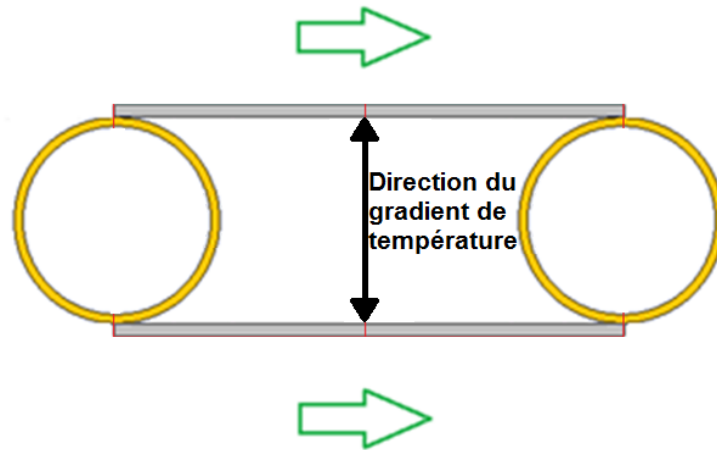


Figure III-55 – Direction du gradient de température dans l'échangeur

IV.4.4 Sensibilité à la conductivité du MCP

La Figure III-56 montre l'effet de la conductivité du MCP sur la puissance de déstockage. Les courbes de cette figure représentent la température de sortie d'air dans les cas où la conductivité du MCP est de 0,2, 0,5, 1,5 et 2 $W.m^{-1}.K^{-1}$. Plus le MCP est conducteur de la chaleur, plus le flux thermique va se transférer facilement, plus le ΔT_{fa} est petit et plus la durée de déstockage est courte, ce qui mène à une puissance de déstockage plus grande.

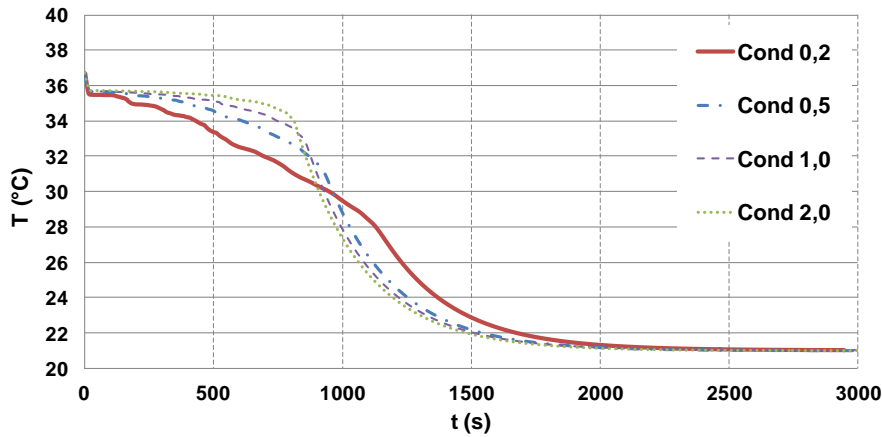


Figure III-56 – Température de sortie de l'air pour des différentes valeurs de conductivité thermique du MCP

IV.4.5 Sensibilité au coefficient d'échange externe

En diminuant le coefficient d'échange équivalent entre les plaques et l'air à $5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, l'écart de températures entre la plaque et la sortie d'air augmente (Figure III-57), et la puissance d'échange baisse lors de la solidification (Figure III-58).

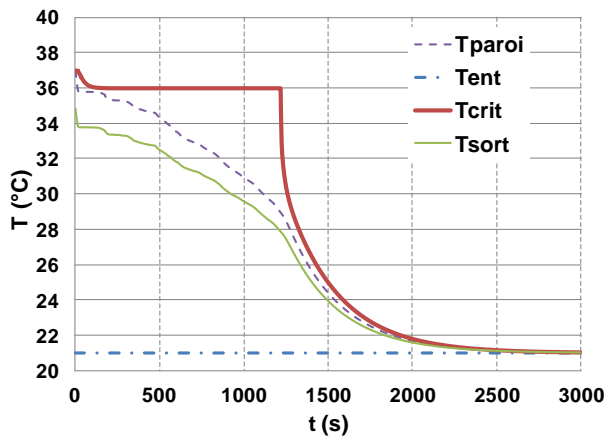


Figure III-57 – Température du MCP au point critique, celles des plaques et celles d'entrée et de sortie d'air avec un coefficient d'échange externe de $50 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

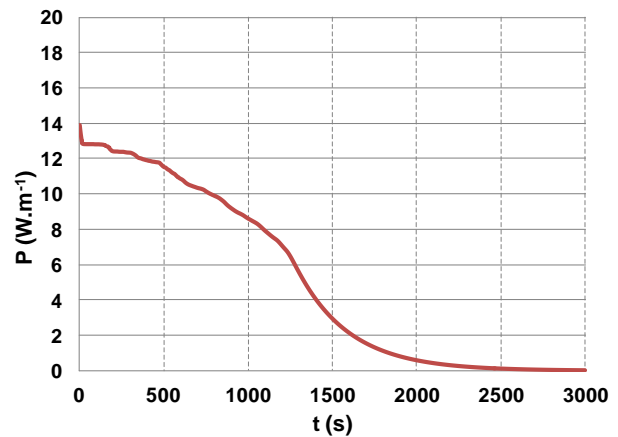


Figure III-58 – Flux thermique absorbé par l'air avec un coefficient d'échange externe de $50 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

IV.4.6 Sensibilité au débit de soufflage

Les simulations suivantes montrent l'effet de l'augmentation du débit de soufflage sur le comportement de l'échangeur. Les graphes des Figure III-59 et Figure III-60 montrent les résultats des simulations avec des débits de soufflage par mètre linéaire de $1,0 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$ (cas de référence), $1,5 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$, et $3,0 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$. En considérant une loi de coefficient d'échange linéaire en fonction de la vitesse d'air sur la surface d'échange, un débit de soufflage plus élevé donne une puissance de décharge plus grande (Figure III-59) avec un temps de décharge plus court ; par contre, la température de sortie d'air est moins élevée (Figure III-60).

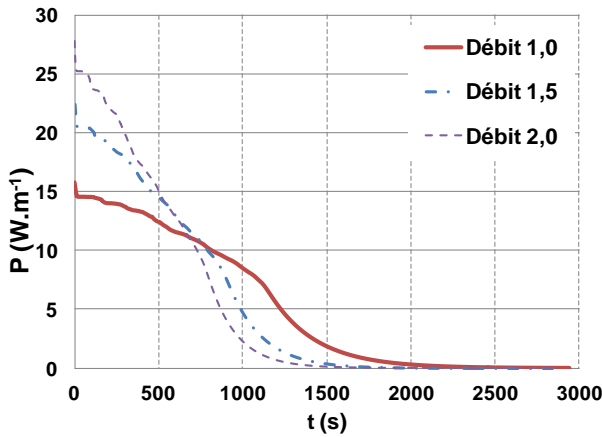


Figure III-59 – Flux thermique absorbé par l'air pour différentes valeurs de débit d'air soufflé

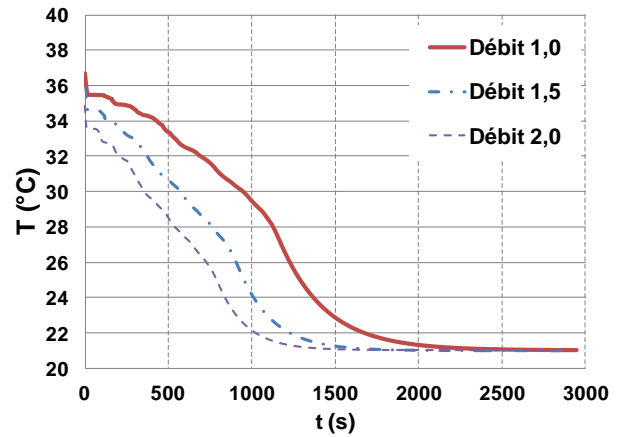


Figure III-60 – Température de sortie d'air pour différentes valeurs de débit d'air soufflé

IV.4.7 La charge de l'échangeur tubes entre plaques

La charge d'une partie élémentaire d'un échangeur tube entre plaques (cas de référence) est simulée en imposant une puissance de charge de 30 W. Le coefficient d'échange entre le fluide en condensation et le tube interne est considéré de $3\,000\text{ W.K}^{-1}.\text{m}^2$. La Figure III-61 montre la température du point critique du MCP ainsi que celle de condensation du fluide. La charge dure 550 s et la température de condensation monte de 37 à 55 °C.

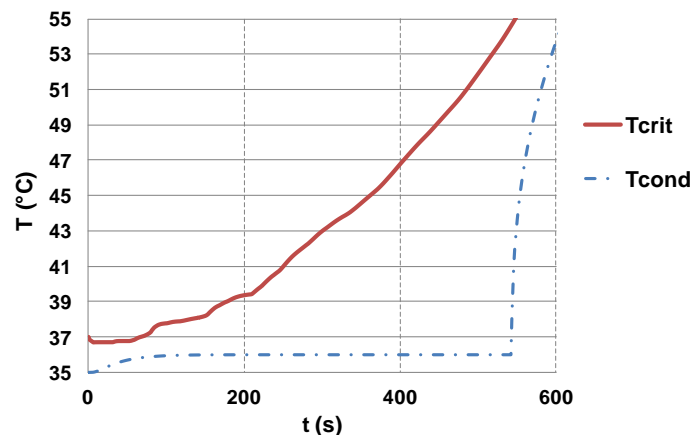


Figure III-61 – Température critique du MCP et celle de condensation du fluide frigorigène en mode de charge du cas de référence de tubes entre plaques

IV.4.8 Dimensionnement tubes entre plaques

Pour un espacement entre les tubes de 35 mm, toujours avec des tubes de 8 mm de diamètre interne, le volume de MCP entre deux plaques de 3,5 cm de largeur et de 1 m de longueur est de 220 ml. Si le MCP a une masse volumique de $1\,000\text{ kg.m}^{-3}$ et une chaleur latente de 200 kJ.kg^{-1} , l'énergie qui peut être stockée dans ce volume sera de 44 kJ. Pour stocker 800 Wh, l'échangeur doit être composé d'environ 64 éléments.

IV.5 Structure d'un prototype optimisé

Le prototype optimisé doit être le plus compact possible, tout en validant les équilibres des conductances des trois compartiments et assurer la puissance de déstockage désirée. Plusieurs critères de dimensionnement vont mener à optimiser la compacité de ce prototype.

Le premier critère est celui de la quantité de MCP : pour qu'un échangeur soit capable de stocker 0,8 kWh il doit comporter environ 12 kg de paraffine Microteck MPCM 37D, ce qui revient à un volume total de conteneurs de 15 litres.

Le deuxième critère est celui du niveau de bruit : la vitesse de l'air dans l'échangeur ne doit pas dépasser 1 m.s^{-1} pour limiter le niveau de bruit. Pour minimiser le volume du passage libre de l'air dans l'échangeur, il faut conserver une vitesse d'air constante sur tout l'échangeur. Ceci amène à choisir des passages à section constante, en considérant que la variation de la masse volumique de l'air est négligeable entre l'entrée et la sortie.

Le troisième critère est celui de la température de sortie d'air : l'air doit sortir de l'échangeur avec une température minimale de $26 \text{ }^\circ\text{C}$, ce qui amène à un débit de soufflage maximal de $250 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$. En mettant ce débit en rapport avec la vitesse de 1 m.s^{-1} , la section de passage d'air sera de $0,07 \text{ m}^2$. En considérant une longueur de passage d'air égale à L_{pair} , le volume associé de ce compartiment sera de $(70 \times L_{\text{pair}})$ litres.

Le quatrième critère est celui des tubes du fluide frigorigène. Ces tubes seront en contact avec la paroi des conteneurs qui échange avec l'air.

Le cinquième critère est celui de la disponibilité des conteneurs et des ailettes métalliques.

IV.5.1 Dopage du MCP

En revenant à l'équilibre des conductivités, le MCP, ayant toujours une basse conductivité, doit être dopé afin de minimiser l'épaisseur équivalente nécessaire assurant le besoin. Plus cette épaisseur est grande, plus les conteneurs sont compacts. Plusieurs méthodes de dopage existent qui peuvent être classées comme dopage structuré et dopage non structuré. Le dopage non structuré revient à rajouter les limailles ou de la laine de métal qui va faciliter le transfert thermique dans le matériau [MET07]. Le dopage structuré consiste à augmenter la surface d'échange entre le conteneur et le MCP, par l'intermédiaire des ailettes structurées [MED09] [LOH11] qui peuvent avoir des formes adaptées selon la structure et l'application. Une méthode combinant les deux, consiste à intégrer des mousses métalliques dans le conteneur [MES05] [DUK12]. Ce dopage peut être d'un type hybride, puisque la mousse présente une géométrie généralement non structurée, et elle reste fixe dans le conteneur. Le métal le plus utilisé pour ces mousses est l'aluminium.

Les mousses métalliques peuvent exister sous plusieurs formes et présenter différents taux de vide (Figure III-62). Les structures sont aussi différentes : mousses à cellules ouvertes, à cellules fermées, à structure répétitive, à structure stochastique, porosités et tailles de cellules plus ou moins grandes...

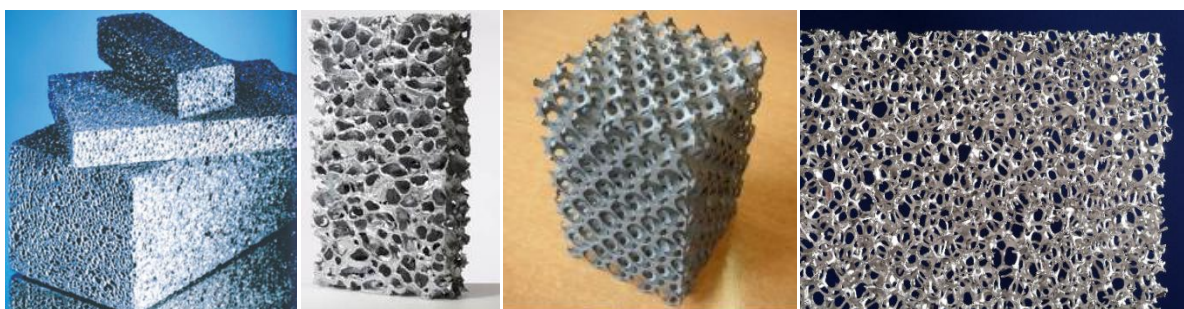


Figure III-62 – Mousse d'aluminium avec différentes formes, de gauche à droite : cellules fermées peu poreuses [MBG], semi fermées grandes pores [ALU], ouvertes structurées [CTIF], ouvertes non structurées [FRA]

Dans le domaine de la mécanique, la mousse d'aluminium à cellules fermées est utilisée pour amortir les chocs mécaniques. Elle est également utilisée pour amortir les vibrations mécaniques.

Dans le domaine du bâtiment, la mousse d'aluminium densifiée permet une isolation hygrométrique et sonore tout en ayant un aspect esthétique. Elle peut également servir à

l'isolation des ondes électromagnétiques spécialement dans les zones urbaines ou pour les salles informatiques.

Dans le domaine de l'architecture, la structure poreuse et les nombreux grains donnent un effet esthétique. La faible masse permet également un maniement facile des meubles et autres objets de décoration similaires, même s'ils sont de grande taille.

Dans le domaine thermique, cette mousse est utilisée comme isolant thermique à haute température et comme conducteur thermique dans un milieu peu conducteur. En effet, la mousse d'aluminium admet une conductivité thermique qui peut varier, selon ses propriétés, entre 3 et 15 $W.K^{-1}.m^{-1}$ pour une porosité entre 90 et 95 % [MES05] [MEI09]. Cette valeur est considérée basse comparativement à celles des métaux, pourtant cette mousse admet une haute température de fusion (~ 750 °C), pour cela elle peut servir à l'isolation thermique à haute température. Ces valeurs de conductivité sont considérées élevées par rapport à celles des MCP (de l'ordre de 0,2 $W.K^{-1}.m^{-1}$ pour les paraffines), et la mousse peut servir à favoriser les échanges thermiques dans ces matériaux.

IV.5.2 Surface d'échange externe

L'échange convectif entre le conteneur et l'air constitue la deuxième résistance thermique après le MCP brut. Pour cela, le « dopage » de la surface d'échange convectif est constitué par des ailettes. La forme et la matière des ailettes seront fonction de la structure. La densité d'ailettes sera fonction de la puissance d'échange désirée, le coefficient d'échange pour les conditions de fonctionnement et les températures de la paroi et de l'air.

IV.5.3 Circuit frigorifique

Le fluide frigorigène circulant doit être bien réparti dans tout l'échangeur. Normalement, le coefficient d'échange d'un fluide en condensation est élevé (de l'ordre de 3 000 $W.K^{-1}.m^{-2}$). De ce fait, il est considéré qu'il peut imposer sa température de condensation au tube dans lequel il circule. Les tubes de circulation seront répartis afin d'homogénéiser la température du conteneur de MCP à la température de condensation du fluide frigorigène. En outre, le circuit doit être conçu de façon à ne pas créer des pertes de charge trop élevées pénalisant le COP de la PAC.

IV.6 Structure du prototype

Une nouvelle structure d'échangeur stockeur est conçue en prenant en compte les contraintes à respecter, les optimisations et partant de composants facilement disponibles. La conception est obtenue après un nombre d'itérations entre les composants disponibles, et les résultats de simulations. L'échangeur résultant est conçu pour stocker 0,8 kWh et déstocker à 400 W. La Figure III-63 présente une vue de l'échangeur complet.

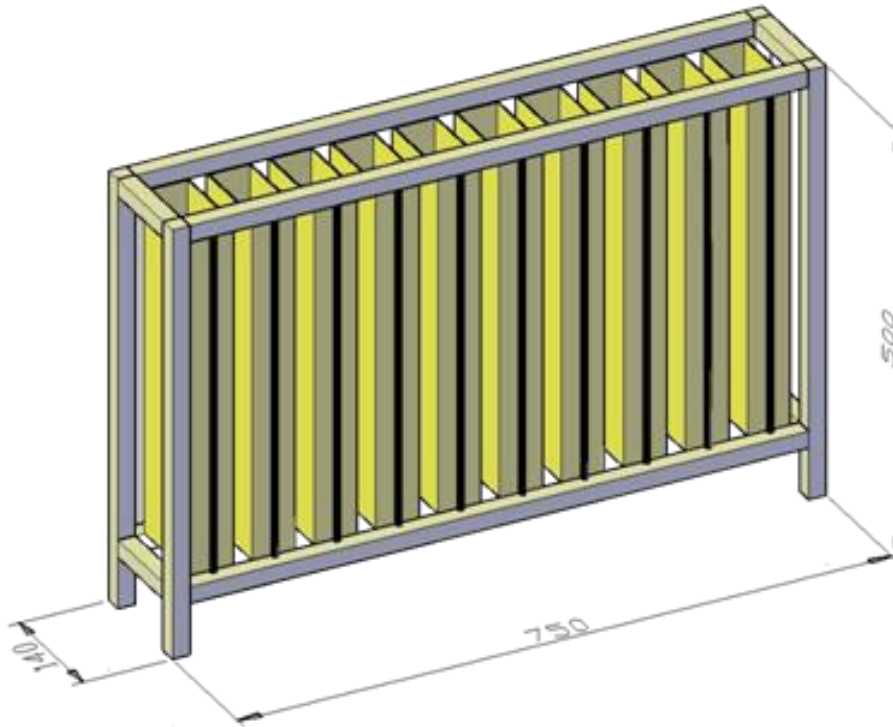


Figure III-63 – Vue en perspective de l'échangeur (dimensions en mm)

La Figure III-64 montre une vue de dessus et en perspective d'un conteneur. Les ailettes internes (côté MCP) sont de la mousse d'aluminium insérée dans les conteneurs. Les conteneurs de MCP sont des tubes rectangulaires en laiton de section 50 x 100 mm² de 400 mm de longueur et 2 mm d'épaisseur de parois. L'échangeur est composé de 10 conteneurs. La mousse est fabriquée par la société canadienne **Alusion [ALU]**. Les mousses fabriquées pour les utilisations mécaniques et thermiques sont de 10 à 100 fois plus coûteuses. La mousse choisie présente une porosité d'environ 90 % avec une taille moyenne de cellule de l'ordre de 10 mm. La paraffine utilisée comme indiqué ci-dessus, est la Microtek MPCM 37 qui dispose des propriétés les plus adaptées pour cette application (niveau de température et chaleur latente). L'échangeur contient 12 kg de cette paraffine. Le circuit frigorifique est composé de tubes en cuivre standard de section ¼ pouce. Deux tubes sont brasés sur toute la longueur des conteneurs. L'air circule parallèlement aux côtés de 100 mm des conteneurs. Sur ces côtés sont collées des ailettes en aluminium. La surface d'échange externe totale est de l'ordre de 13 m². Le circuit frigorifique de l'échangeur est composé de 20 tubes verticaux (deux par conteneur), connectés en 5 circuits parallèles avec quatre tubes par circuit. Le choix du nombre de circuits a été fait de sorte à limiter les pertes de pression du côté fluide en évaporation à 10 kPa pour un débit de 5 g.s⁻¹ à une température d'évaporation de 45 °C. De nombreuses études ont été réalisées sur les pertes de pression en diphasique. Celles de Friedel (Eq. III-11) et Zhang et al. (Eq. III-12) [BIG01] sont parmi les plus utilisées.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \phi_{l_0}^2 \left(\frac{dp_{l_0}}{dz}\right)$$

$$\phi_{l_0}^2 = E + \frac{3,24FH}{Fr_h^{0,0445} We_l^{0,035}} \quad (\text{Eq. III-7})$$

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \left(\frac{f_{l_0}}{f_{v_0}}\right)$$

$$H = \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,7} + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,19}$$

$$F = x^{0,78}(1 - x)^{0,224}$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho_m^2}$$

$$We = \frac{G^2 D_h}{\rho_m \sigma}$$

$$\phi_{l_0}^2 = (1 - x)^2 + 2,87x^2 \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{-1} + 1,68x^{0,8}(1 - x)^{0,25} \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{-1,64} \quad (\text{Eq. III-8})$$

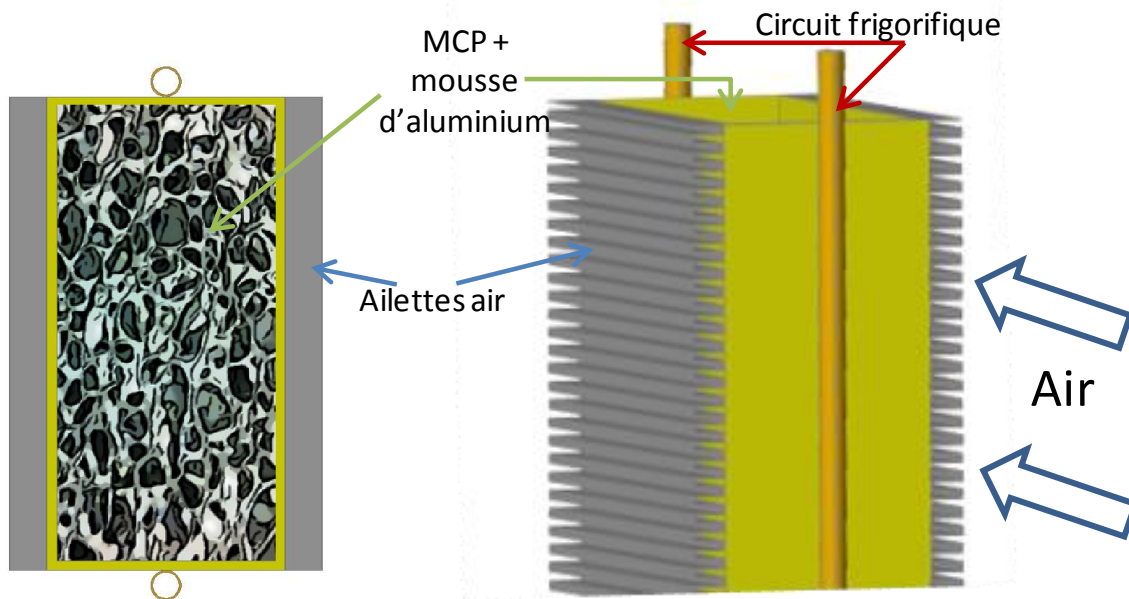


Figure III-64 – Vue de dessus et en perspective d'un conteneur

IV.6.1 Modélisation du prototype

La modélisation de cet échangeur est délicate compte tenu de la complexité des phénomènes conductifs dans le volume mousse d'aluminium et le MCP. De plus, ici la mousse a une structure très chaotique. Une première approche consiste à modéliser le même échangeur en considérant un temps de décharge équivalent. Selon la littérature, le dopage d'un MCP par une mousse d'aluminium de porosité 90 % réduit le temps de stockage/déstockage de 6 fois [MEI09].

La modélisation consiste donc à considérer un modèle global ayant la même géométrie sans prendre en compte l'effet de la mousse d'aluminium. La puissance sera réglée à 67 W (six fois moins que celle avec l'effet de la mousse) et le temps de décharge sera de 12 heures. En se basant sur la littérature, un échangeur validant ces conditions sans l'effet de la mousse d'aluminium serait capable de fournir les 400 W pendant deux heures.

Pour calculer le coefficient d'échange de convection entre l'air et les ailettes externes, ces dernières sont considérées comme surfaces planes indépendantes, de longueur de 100 mm. D'où la corrélation donnant le coefficient d'échange h_{ext} en fonction de l'abscisse x (suivant la direction d'écoulement d'air) sera [INC] :

$$Nu_x = \frac{x h_{ext}}{\lambda} = 0,029 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (\text{Eq. III-9})$$

Ce coefficient est considéré constant sur toute la longueur de passage d'air, et égal à sa valeur en $x = 50 \text{ mm}$.

L'épaisseur de la colle entre les ailettes et les conteneurs est considérée de $0,5 \text{ mm}$, et sa conductivité de $1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

$$R_{colle} = \frac{e_{colle}}{\lambda_{colle}} = 0,0005 \text{ K.W}^{-1} \quad (\text{Eq. III-10})$$

Les simulations montrent que cet échangeur peut transférer 67 W pendant 12 heures . La Figure III-65 montre les températures : du point critique du MCP, d'entrée et sortie d'air, de la paroi du conteneur et de la paroi interne et externe de la colle. Après 12 heures , l'air sort de l'échangeur avec une température de $26,8 \text{ }^\circ\text{C}$. Le point critique se solidifie après $14\text{h}16$. Les courbes des parois et de la colle sont presque confondues, ce qui montre le faible effet de la résistance de contact due à la colle. La Figure III-66 montre la variation du débit d'air au cours du temps pour maintenir une puissance constante délivrée de 67 W . Pour l'échangeur réel, le débit sera environ six fois ce débit calculé. Le débit de soufflage après 12 heures est de $34 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, d'où, dans le cas réel, ce débit devra être d'environ $200 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ après 2 heures de déstockage.

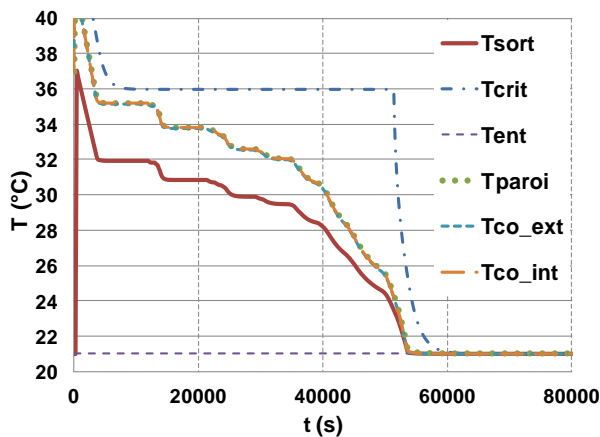


Figure III-65 - Températures lors du déstockage du prototype sans prendre en compte l'effet de la mousse d'aluminium

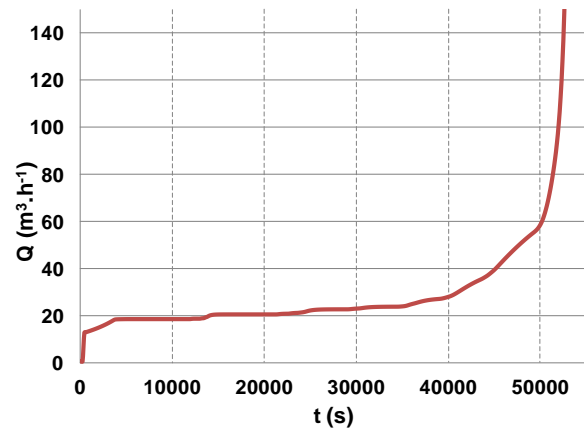


Figure III-66 - Débit de soufflage nécessaire pour assurer les 67 W lors du déstockage du prototype sans prendre en compte l'effet de la mousse d'aluminium

La deuxième méthode de validation utilisée est celle du dimensionnement par la conductivité thermique équivalente du MCP. Cette approche consiste à modéliser le même échangeur en considérant une conductivité équivalente du MCP. Selon la littérature, le dopage d'un MCP par une mousse d'aluminium de porosité 90% augmente sa conductivité de 12 fois [MEI09]. La Figure III-67 montre les températures : du point critique du MCP, d'entrée et sortie d'air, de la paroi du conteneur et de la paroi interne et externe de la colle. Après deux heures, l'air sort de l'échangeur avec une température de $28,9 \text{ }^\circ\text{C}$. Le point critique se solidifie après 8 100 secondes. Les courbes des parois et de la colle sont presque confondues, ce qui montre le faible effet de la résistance de contact due à la colle. La Figure III-68 montre le débit d'air nécessaire pour maintenir le transfert continu de 400 W pendant deux heures. Il est inférieur ou égal à $150 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ pendant les 7 200 secondes de décharge.

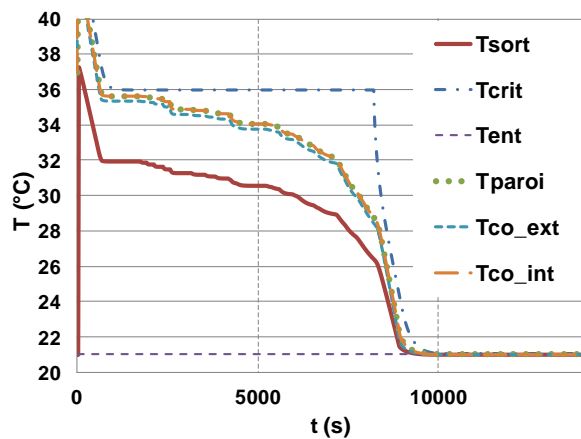


Figure III-67 - Températures lors du déstockage du prototype en considérant une conductivité équivalente

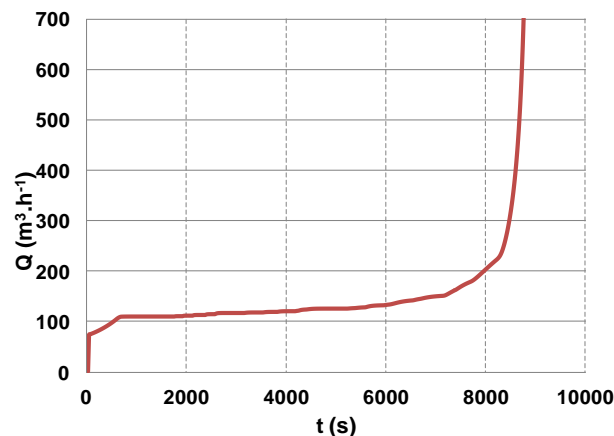


Figure III-68 - Débit de soufflage nécessaire pour assurer les 400 W lors du déstockage du prototype en considérant une conductivité équivalente

V. Conclusions

Le condenseur stockeur est l'élément clé de la pompe à chaleur intégrant un stockage thermique. Cet échangeur est le siège de l'échange entre les trois « matériaux actifs » du système : le fluide frigorigène, l'air ambiant et le matériau de stockage.

Cet échangeur doit être capable de stocker 800 W et de décharger une puissance thermique maximale de 400 W pour assurer l'effacement de la PAC entre 18h00 et 20h00.

La modélisation des échangeurs a été réalisée sous Dymola. Plusieurs structures ont été modélisées et testées.

La géométrie des tubes insérés dans des tubes donne des résultats satisfaisants au niveau de la répartition des flux thermiques. Par contre, elle présente un problème de compacité, mais elle peut être prometteuse en apportant des améliorations de conception.

La géométrie tubes entre plaques a aussi donné des résultats satisfaisants au niveau de la répartition des flux thermiques avec des améliorations limitées au niveau de la compacité par rapport à la géométrie tube dans tube.

Le facteur qui a le plus grand impact sur l'efficacité d'un échangeur avec stockage par chaleur latente, est la conductivité thermique du MCP. Une bonne structure est obtenue lorsque les surfaces d'échange sont dimensionnées de sorte à équilibrer les trois conductances surfaciques.

L'échangeur stockeur étant le siège de transfert thermique entre trois matériaux actifs (air, MCP, fluide frigorigène), sa structure doit assurer l'équilibre de conductance afin de limiter les écarts de températures durant ces échanges. L'efficacité énergétique d'une PAC dépend de ces écarts de températures.

Un banc d'essais a été construit afin de tester l'échangeur stockeur et la PAC complète.

Un échangeur de première génération, qui est une amélioration de la géométrie tube dans tube, a été conçu, modélisé et simulé. Les simulations indiquent des résultats intéressants pour cet échangeur qui remplit les critères de temps de déstockage mais qui présente un problème de compacité.

Un échangeur de deuxième génération a été conçu. Il est considéré comme un premier prototype puisqu'il vérifie complètement le cahier des charges d'un bon échangeur stockeur.

Deux échangeurs stockeurs ont donc été conçus et présentés dans ce chapitre. Les performances de ces échangeurs seront validées expérimentalement et les résultats présentés dans le chapitre suivant.

