

ÉCOLE DOCTORALE MSII (ED n°269)
LGECO

THÈSE

présentée par:

Arsene NGUEPNANG NOUME

soutenue le: 15 mai 2014

pour obtenir le grade de: **Docteur de l'Université de Strasbourg**
Discipline/ Spécialité: Energétique / Energétique

**Etude d'un système innovant
magnétothermique pour le chauffage et la
climatisation sans gaz à effet de serre:
application à un véhicule électrique**

THÈSE dirigée par:

M. COULIBALY Amadou

Professeur de l'INSA de Strasbourg

RAPPORTEURS:

M. ADJALLAH Hloindo Kondo

Professeur de l'ENI de Metz

M. GAVRILIUC Robert

Professeur de l'UTC de Bucarest

AUTRES MEMBRES DU JURY:

M. FEIDT Michel

Professeur Emérite de l'Université de Lorraine

Mme VASILE Carmen

Maître de Conférences de l'INSA de Strasbourg

Je veux rendre toute la gloire à Celui qui a tout accompli dans ma vie, et qui m'a accompagné durant chaque instant de ce travail de thèse: **Jésus Christ** mon Sauveur et Seigneur que j'aime.

Esaïe 40: 31 mais ceux qui comptent sur l'Eternel renouvellent leur force. Ils prennent leur envol comme les aigles. Ils courent sans s'épuiser, ils marchent sans se fatiguer.

Résumé

Ce travail de thèse a pour but l'étude du comportement d'un système de réfrigération innovant basé sur la réfrigération magnétique. Ce système est basé sur l'exploitation du phénomène physique qui est l'effet magnétocalorique (EMC). L'EMC consiste en la variation de température d'un matériau dit matériau magnétocalorique (MMC) soumis à la variation d'un champ magnétique appliqué en condition adiabatique, ou la variation de l'entropie du matériau soumis à la variation de champ en condition isotherme. Cette propriété intrinsèque des MMC peut être exploitée à travers différents cycles pour construire un système de réfrigération innovant, de grande efficacité et respectueux de l'environnement. Cette technologie représente une sérieuse alternative aux systèmes de réfrigération actuels, dont la plupart sont basés sur le principe de compression et détente de gaz qui ont largement montré leurs limites tant sur le plan de l'efficacité thermodynamique que sur le plan environnemental. Un des défis actuels de la recherche dans le domaine de la réfrigération magnétique est celui de l'optimisation du fonctionnement du système. Ce travail de thèse donne sa contribution à relever ce défi. Pour ce faire, cette thèse comprend:

- * Une analyse critique bibliographique de la théorie des systèmes de climatisation et de chauffage existants ou potentiels y compris la réfrigération magnétique, de l'écoulement et du transfert de chaleur dans les microcanaux et des modèles numériques existants dans ces domaines.
- * La description physique des modèles correspondant aux problèmes définis, la formulation mathématique de ces modèles, et leurs modélisations numériques en deux étapes:
 - Sachant que dans certains systèmes de réfrigération magnétique les MMC constituant la matrice peuvent être configurés en plusieurs groupes de microcanaux, une étape consistera en l'étude de l'écoulement et du transfert thermique dans les microcanaux en vue de la détermination du coefficient de transfert thermique impliqué et l'influence de certains paramètres sur ce dernier.
 - L'autre étape consistera à étudier le comportement d'un cycle de réfrigération magnétique, en particulier le cycle AMR (Active Magnetic Regeneration) ou cycle de réfrigération magnétique actif.

Ces deux modèles numériques sont développés à l'aide du logiciel COMSOL Multiphysics, pour résoudre simultanément et coupler les deux physiques constituant le problème: l'écoulement laminaire d'un fluide incompressible et le transfert de chaleur dans le fluide, dans le matériau solide et entre le fluide et le matériau solide.

Les principaux résultats obtenus concernent, pour le premier modèle, la variation du coefficient de transfert thermique local en fonction de la position dans le canal d'une part, et le coefficient de transfert thermique moyen en fonction de la vitesse du fluide (V_f) et de la hauteur des canaux (H_c). Les pertes de charges correspondantes sont aussi déterminées.

Pour le deuxième modèle (cycle AMR), les résultats présentés sont relatifs à la variation de température aux extrémités du système, c'est-à-dire la variation de la différence ΔT de température du système en fonction du temps. Ensuite les variations de l'effet utile (Q_f) du système et du coefficient de performance (COP) en fonction de cette différence de température sont nécessaires pour évaluer la performance du cycle. Enfin la variation du rendement ($\eta = COP / COP_{Carnot}$) du système en fonction de ΔT est présenté.

- * L'application du cycle précédemment étudié à la climatisation automobile. Un cas particulier concernant un véhicule électrique à cinq places est considéré. Des hypothèses sont énoncées pour permettre une estimation simple de la puissance thermique nécessaire pour le refroidissement ou le chauffage de l'habitacle, ainsi que le dimensionnement du cycle AMR pour répondre à ce besoin.

Ce document est conclu par le rappel des objectifs de la thèse, le résumé des contributions apportées, les limites globales de ce travail, et enfin les perspectives d'amélioration, ou d'innovation qui pourraient contribuer à la construction d'un système de réfrigération magnétique optimal capable de répondre efficacement à ses promesses tant sur le plan technique que sur le plan économique.

Sommaire

<i>Résumé</i>	i
<i>Liste des figures</i>	v
<i>Liste des tableaux</i>	xiii
<i>Nomenclature</i>	xv
Introduction: Énergie, Économie et Environnement.....	1
Partie I: Etat de l'art	6
Chapitre 1. Les technologies existantes de chauffage et climatisation pour les véhicules	7
Chapitre 2. Une technologie innovante: la réfrigération magnétique	17
2.1. Physique de l'EMC.....	20
2.2. Champs magnétiques	23
2.3. Matériaux.....	23
2.4. Les principaux cycles thermodynamiques de réfrigération magnétique	27
2.4.1. Cycle de Carnot.....	27
2.4.2. Cycle de Brayton	28
2.4.3. Cycle Ericsson.....	29
2.4.4. Cycle AMR	29
2.5. Les modèles numériques existants pour un AMR: analyse critique.....	33
2.5.1. Hypothèses du modèle AMR	33
2.5.2. Équations générales du modèle	33
2.5.3. Les conditions aux limites d'un modèles AMR.....	39
2.5.4. Modélisation de l'EMC	39
2.6. Les micro/minicanaux	44
2.6.1. Définition, classification et géométrie des microcanaux.....	45
2.6.2. Les matériaux et leur rugosité	49
2.6.3. Les fluides	52
2.7. Ecoulement et transfert thermique dans les micro/minicanaux: modèles existants ..	54
2.7.1. Modèles mathématiques et conditions limites	54
2.7.2. Les méthodes numériques	57
2.7.3. Comparaison entre les microcanaux et canaux conventionnels, effet d'échelle	58
2.7.4. Solutions et techniques d'augmentation de la quantité de chaleur échangée.....	59
2.8. Conclusion: orientation des choix motivés pour cette thèse	64
Partie II: Etude d'un régénérateur magnétocalorique à plaques parallèles	67

Chapitre 3. Etude des microcanaux et analyse du cycle AMR	68
3.1. Etude d'un régénérateur magnétique actif.....	68
3.1.1. Modèle physique pour la détermination du coefficient de transfert thermique convectif h	68
3.1.2. Modèle physique de simulation du comportement du cycle AMR	95
3.1.3. Résultats du modèle du cycle AMR	103
3.2. Conclusion	107
Chapitre 4. Application à la climatisation et au chauffage d'un véhicule électrique.....	108
4.1. Estimation des besoins de puissance de climatisation.....	108
4.2. Modèle mathématique	111
4.3. Intégration à l'automobile	116
4.4. Dimensionnement du système pour le véhicule électrique	119
4.5. Conclusion relative à l'application de la réfrigération magnétique à la climatisation automobile.....	122
Conclusion générale et perspectives.....	123
<i>Références</i>	130
<i>Annexes</i>	139

Liste des figures

Figure 1: Principales technologies de chauffage et de climatisation automobile et les valeurs indicatives de COP correspondantes; les valeurs de COP présentées sur cette figure sont extraites de [4] et [5]	8
Figure 2: Schéma descriptif du fonctionnement d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur	9
Figure 3: Schéma descriptif du fonctionnement d'un cycle de climatisation à absorption.....	10
Figure 4: Schéma de fonctionnement d'un cycle de réfrigération à air	11
Figure 5: Schéma de fonctionnement d'un système de refroidissement basé sur le cycle à absorption/désorption par déshydratants	12
Figure 6: Classement des pompes à chaleur chimiques [7]	13
Figure 7: Schéma de fonctionnement d'une pompe à chaleur chimique liquide/gaz [8].....	13
Figure 8: Schéma de fonctionnement d'un système de climatisation basé sur le cycle Stirling	14
Figure 9: Schéma de fonctionnement d'un système de climatisation thermoélectrique: a) principe de fonctionnement b) exemple d'assemblage d'un module Peltier.....	15
Figure 10: Diagramme S-T illustrant l'effet magnétocalorique. Les lignes continues indiquent l'entropie totale pour deux champs magnétiques différents à savoir $H_0 = 0$, $H_1 > H_0$. La ligne faite en pointillés indique la somme de l'entropie de réseau et de l'entropie électronique, alors que la ligne en traits interrompus courts indique l'entropie magnétique pour les deux valeurs de champ H_0 et H_1 [12]	18
Figure 11: Schéma de fonctionnement d'un cycle de réfrigération magnétique: comparaison avec un cycle classique de compression et détente de gaz.....	19
Figure 12: Représentation de la variation d'entropie magnétique ΔS_M en fonction de la température de Curie pour $\Delta H = 5$ T, pour des matériaux candidats potentiels à l'application à la réfrigération magnétique à température ambiante. La composition des matériaux représentés: $MnAs_{1-x}Sb_x$ ($x = 0, 0.01, 0.15, 0.25, 0.3$), $La(Fe_{1-x}Co_x)_{11.2}Si_{1.8}$ ($x = 0, 0.02, 0.07, 0.08$), $La_{0.7}Ca_{0.3-x}SrMnO_3$ ($x = 0.05, 0.10, 0.15, 0.25$), $Gd_5(Si_xGe_{1-x})_4$ ($x = 0.43, 0.50, 0.515, 1$), $MnFeP_{1-x}As_x$ ($x = 0.45, 0.50, 0.55, 0.65$) [18]	25

Figure 13: Représentation de RCP (Relative Cooling Power) en fonction de la température de Curie pour $\Delta H = 5$ T, pour les matériaux candidats potentiels à l'application à la réfrigération magnétique à température ambiante $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$ ($x = 0, 0.01, 0.15, 0.25, 0.3$), $\text{La}(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)\text{11.2Si}_{1.8}$ ($x = 0, 0.02, 0.07, 0.08$), $\text{La}_{0.7}\text{Ca}_{0.3-x}\text{SrMnO}_3$ ($x = 0.05, 0.10, 0.15, 0.25$), $\text{Gd}_5(\text{Si}_x\text{Ge}_{1-x})_4$ ($x = 0.43, 0.50, 0.515, 1$), $\text{MnFeP}_{1-x}\text{As}_x$ ($x = 0.45, 0.50, 0.55, 0.65$) [18].....	26
Figure 14: Cycle Carnot	27
Figure 15: Cycle Brayton	28
Figure 16: Cycle Ericsson	29
Figure 17: Etat initial.....	30
Figure 18: Aimantation adiabatique	30
Figure 19: Refroidissement isochamp (champ maximal)	31
Figure 20: Désaimantation adiabatique.....	31
Figure 21: Chauffage isochamp (champ minimal).....	31
Figure 22: Différentes configurations géométriques du régénérateur solide d'un cycle AMR. a) poudres de matériau confinés b) tubes c) plaques perforées d) plaques parallèles [20]	32
Figure 23: Représentation en 3D du modèle géométrique AMR constitué d'un régénérateur poreux [24]	35
Figure 24 : Représentation de la section d'un canal et définition des coefficients de l'équation (2.50)	38
Figure 25: Graphique comparatif des résultats de C_p obtenues à l'aide du modèle W-D-S et celles provenant de mesures expérimentales. Deux valeurs différentes de la température de Debye T_D , sont considérées: 169 K et 220 K. $\mu_0 H = 0$ T.....	42
Figure 26: Graphique comparatif des résultats de C_p obtenues à l'aide du modèle W-D-S et celles provenant de mesures expérimentales. Deux valeurs différentes de la température de Debye T_D sont considérées: 169 K et 220 K. $\mu_0 H = 1$ T.....	43
Figure 27: Différents profils de section de passage et définition du facteur de forme	46
Figure 28: Canal à profil ondulatoire [39], et canal avec des cavités rentrantes le long des parois [40], canal avec des profils en 'L' et 'T' [42]	47
Figure 29: Microcanaux avec des générateurs de vortex longitudinaux [43]	48

Figure 30: microcanaux interrompus [44].....	49
Figure 31: schéma du microcanal rugueux de <i>Zhang et al.</i> [48].....	50
Figure 32: Schéma de la surface rugueuse étudiée par <i>Gamrat et al.</i> [49]	51
Figure 33: Schéma du microcanal construit par <i>Chen et al.</i> [53].....	51
Figure 34: Schéma des différents profils d'éléments de rugosité de surface étudiés par Liu et al. [54]	52
Figure 35: Schéma représentant l'application du flux de chaleur sur une superficie partielle de la paroi du microcanal [66]	56
Figure 36: Modèle physique pour la détermination de h : a) Schéma représentant la configuration géométrique de l'AMR b) représentation en 2D du modèle c) coupe géométrique étudiée	69
Figure 37: Ecoulement et transfert thermique dans un canal avec condition de température constante imposée sur les parois	73
Figure 38: Principe de fonctionnement du dispositif d'acquisition de mesures de rugosités de surface de l'InESS.....	75
Figure 39: Photographie du dispositif expérimental en laboratoire	75
Figure 40: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau Gd.....	76
Figure 41: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau GdTb (14°C)	77
Figure 42: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau GdTb (21°C)	77
Figure 43: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau LaFeCoSi	78
Figure 44: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau FeCoSi.....	78
Figure 45: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau inox.....	79
Figure 46: Méthode de mesure 2D du profil de rugosité	80
Figure 47: Paramètres indiquant les dimensions de la rugosité	80
Figure 48: Maillage triangulaire utilisé tant pour le domaine fluide que le domaine solide....	81
Figure 49: Maillage de la géométrie avec rugosité de surface	82

Figure 50: Champ de vitesse: a) représentation du gradient de vitesse à travers la variation de couleurs b) représentation des lignes de champs c) représentation du profil parabolique à travers des flèches	83
Figure 51: Variation du coefficient de transfert thermique h : comparaison entre deux modèles basés sur des corrélations expérimentales et le modèle numérique construit dans ce travail de thèse, la valeur de hauteur de canal utilisé est $H_c = 0,2$ mm, la vitesse du fluide est $V_f = 0,15$ m/s	84
Figure 52: Variation du coefficient de transfert thermique h en fonction de la longueur du canal pour des vitesses de canal (V_f) et hauteurs de canal (H_c) différentes: canaux à parois lisses	85
Figure 53: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de hauteur du canal	85
Figure 54: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de la vitesse du fluide	86
Figure 55: Variation de la perte de charge maximale dans le canal en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de hauteur de canal	86
Figure 56: Variation de la perte de charge maximale dans le canal en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de vitesses du fluide	87
Figure 57: Variation du coefficient de transfert thermique h en fonction de la longueur du canal pour des vitesses de canal (V_f) et hauteurs de canal (H_c) différentes: canaux à parois rugueuses	87
Figure 58: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de hauteur de canal rugueux	88
Figure 59: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de vitesse dans le canal rugueux	88
Figure 60: Variation des pertes de charge maximales dans le canal rugueux en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de hauteur de canal	89
Figure 61: Variation des pertes de charge maximales dans le canal rugueux en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de vitesses du fluide	89

Figure 62: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position dans le canal: comparaison entre le canal à parois lisses et le canal à parois rugueuses, $H_c = 0,2$ mm, $V_f = 0,15$ m/s.....	90
Figure 63: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position dans le canal: comparaison entre le canal à parois lisses et le canal à parois rugueuses, $H_c = 0,2$ mm, $V_f = 0,15$ m/s.....	90
Figure 64: Variation du Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de vitesse du fluide: comparaison entre les canaux à parois lisses (traits continus) et les canaux à paroi rugueuses (traits interrompus courts).....	91
Figure 65: Variation du Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de hauteur du canal: comparaison entre les canaux à parois lisses (traits continus) et les canaux à paroi rugueuses (traits interrompus courts).....	91
Figure 66: Variation de perte de charge maximale en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de vitesses: comparaison entre les canaux à parois lisses (traits continus) et les canaux à paroi rugueuses (traits interrompus courts)	92
Figure 67: Variation de perte de charge maximale en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de hauteur de canal: comparaison entre les canaux à parois lisses (traits continus) et les canaux à paroi rugueuse (traits interrompus courts)	92
Figure 68: Schéma descriptif du modèle physique de simulation du cycle AMR	95
Figure 69: Cycle de déplacement du piston dans le temps (ligne continue) et cycle de variation du champ magnétique (traits interrompus courts). a) champ magnétique nul durant le transfert thermique au réservoir chaud. b) champ magnétique maximal durant le transfert thermique au réservoir chaud	98
Figure 70: Représentation du cycle de variation du champ magnétique appliqué.....	100
Figure 71: Représentation du cycle de variation de la vitesse du fluide caloporteur, l'amplitude de variation du cycle $U_0 = 0,05$ m/s.....	101
Figure 72: Valeurs interpolées des données expérimentales de C_p pour le gadolinium, en fonction de T et $\mu_0 H$	102
Figure 73: Valeurs interpolées des données de ΔT_{ad} pour le gadolinium, en fonction de T et $\mu_0 H$	102

Figure 74: Variation des températures du système en fonction du temps: température du côté froid, température du côté chaud, température du régénérateur, $\mu_0 H = 1 \text{ T}$	103
Figure 75: Variation de la température du régénérateur dans le temps. En condition stationnaire, l'amplitude de cette courbe représente la variation de température adiabatique maximale possible au champ magnétique maximal donné.	104
Figure 76: Les quatre phases du cycle AMR à travers la variation de température du régénérateur solide: $\Delta t_1 =$ aimantation, $\Delta t_2 =$ écoulement fluide froid, $\Delta t_3 =$ désaimantation, $\Delta t_4 =$ écoulement chaud.....	104
Figure 77: Variation de l'écart de température ΔT du système en fonction du temps	105
Figure 78: Variation des températures du système en fonction du temps: température du côté froid, température du côté chaud, température du régénérateur, $\mu_0 H = 2 \text{ T}$	105
Figure 79: Variation de l'écart de température du système en fonction du temps.....	106
Figure 80: Représentation de la variation de la puissance thermique froide en fonction de l'écart de température pour une seule lame de MMC, le gadolinium	106
Figure 81: Représentation du coefficient de performance en fonction de l'écart de température pour une seule lame de MMC, le gadolinium	107
Figure 82: Dimensions (mm) du véhicule étudié	108
Figure 83: Délimitation spatiale de l'habitacle à étudier	109
Figure 84: Géométrie réduite de l'habitacle et parois concernées par les échanges thermiques	109
Figure 85: Schéma représentant la structure et les paramètres relatifs aux différentes parois constituant le véhicule. a) toit b) plancher c) parois latérales d) vitres	110
Figure 86: Schématisation du concept de distribution locale dans un minibus: modèle à la base du projet ICE [93]	113
Figure 87: Positionnement de l'AMR dans un système de climatisation et de chauffage pour un véhicule électrique.....	116
Figure 88: Schéma du circuit hydraulique et thermique global du système de refroidissement de l'habitacle d'un véhicule, avec une pompe à chaleur magnétocalorique.	117

Figure 89: Diagramme décrivant le fonctionnement d'une pompe magnétocalorique dans un véhicule électrique.....	117
Figure 90: Courbes résultats de dimensionnement d'un système AMR, avec une seule lame de Gd :	119
Figure 91: Représentation de la matrice constituée de plusieurs matériaux à températures de Curie différentes en série.....	120
Figure 92: Disposition en série de matériaux à différentes valeurs de T_c afin d'augmenter l'écart de température.....	121
Figure 93: Disposition en parallèle de matériaux à différentes valeurs de T_c afin d'augmenter la puissance	121
Figure 94: Diagramme synoptique des contributions de ce travail de thèse	123
Figure 95: Diagramme synoptique des limites relatives aux approches développées dans ce travail de thèse.....	126
Figure 96: Diagramme synoptique des perspectives découlant de ce travail de thèse.....	127
Figure 97: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,2$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s	144
Figure 98: Variation de la température moyenne du fluide en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,2$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s sont considérées	144
Figure 99: Gradient de pression dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,2$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s sont considérées	145
Figure 100: Variation du coefficient de transfert thermique par convection en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,3$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s	145
Figure 101: Variation de la température moyenne du fluide en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,3$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s sont considérées	146
Figure 102: Gradient de pression dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 03$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s sont considérées	146

Figure 103: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,4$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s 147

Figure 104: Variation de la température moyenne du fluide en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,4$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s sont considérées 147

Figure 105: Gradient de pression dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,4$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, 0,15 m/s, 0,20 m/s sont considérées 148

Liste des tableaux

Tableau1: Corrélations expérimentales pour le calcul du nombre de Nusselt, dans certains modèles unidimensionnels du cycle AMR.....	37
Tableau 2: Valeurs des paramètres utilisées pour la détermination des courbes de capacité thermique à travers le modèle W-D-S.....	43
Tableau 3: Classification des canaux selon <i>Kandlikar et al.</i> [36].....	45
Tableau 4: Valeurs des coefficients correspondants aux équations (2.71) - (2.74)	53
Tableau 5: Techniques d'augmentation d'échange de chaleur, appliquées aux minicanaux et microcanaux, <i>Steinke et Kandlikar</i> [37]	59
Tableau 6: Propriétés thermophysiques de l'eau utilisée comme fluide caloporteur	72
Tableau 7: Différentes configurations géométriques de canal	72
Tableau 8: Différentes valeurs de vitesses utilisées pour la détermination du coefficient de transfert thermique	72
Tableau 9: Description des différents matériaux utilisés dans les mesures expérimentales de rugosité de surface.....	73
Tableau 10: Augmentation de la valeur moyenne de h à cause de la rugosité de surface des parois des canaux	93
Tableau 11: Augmentation du nombre de Nusselt à cause de la rugosité de surface des parois des canaux	93
Tableau 12: Augmentation des pertes de charges dans les canaux dues à la rugosité de surface	93
Tableau 13: Données de modélisation du cycle AMR.....	99
Tableau 14: Données de modélisation des minicanaux.....	100
Tableau 15: Valeurs des paramètres caractéristiques des parois du véhicule	115
Tableau 16: Puissances thermiques correspondant à chaque partie du véhicule pour chaque saison.....	115
Tableau 17: Tableau récapitulatif des articles revus	139

Tableau 18: Valeurs moyennes du coefficient de transfert thermique dans les microcanaux à parois lisses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse 149

Tableau 19: Valeurs du nombre de Nusselt dans les microcanaux à parois lisses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse 149

Tableau 20: Valeurs des pertes de charges dans les microcanaux à parois lisses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse 149

Tableau 21: Valeurs moyennes du coefficient de transfert thermique dans les microcanaux à parois rugueuses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse..... 150

Tableau 22: Valeurs du nombre de Nusselt dans les microcanaux à parois rugueuses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse 150

Tableau 23: Valeurs des pertes de charges dans les microcanaux à parois rugueuses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse 150

Nomenclature

B_J	Fonction de Brillouin [-]
Br	Nombre de Brinkman
c_p	Chaleur spécifique massique à pression constante [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
D_h	Diamètre hydraulique [m]
d	Dimensions de nanoparticules [m]
D	Dimension fractale
D_c	Espacement entre deux canaux consécutifs [m]
De	Nombre de Dean
Dep	Déplacement du piston [m]
e	Épaisseur de matériau [m]
E_f	Facteur de pénalité des pertes de charges
E_{Nu}	Facteur d'augmentation du transfert thermique
H	Champ magnétique [$A.m^{-1}$]
h	Coefficient d'échange thermique [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
H_C	Hauteur du canal [m]
J	Moment angulaire [$kg.m^2.s^{-1}$]
G	Énergie libre de Gibbs [$J.kg^{-1}$]
G	Vitesse massique (densité de flux massique) [$kgm^{-2}.s^{-1}$]
g	Facteur de Landé [-]
k	Coefficient de conductivité thermique [$W.m^{-1}.K^{-1}$]
k_B	Constante de Boltzmann [$kg.m^2.s^{-2}.K^{-1}$]
k_{DISP}	Coefficient de déperdition thermique [$m^2.s^{-1}$]
L	Longueur du régénérateur [m]
L_c	Longueur du canal [m]
L_{th}	Longueur de développement thermique [m]
M	Aimantation [$A.m^2.kg^{-1}$]
M_A	Masse molaire [$kg.mol^{-1}$]
N	Nombre de canaux
n	Vecteur normal
N_A	Nombre d'Avogadro [mol^{-1}]
N_m	Nombre de moments magnétiques par unité de masse [kg^{-1}]

Nu	Nombre de Nusselt [-]
p	Pression [Pa]
Po	Nombre de Poiseuille
P _{pump}	Puissance de pompage [W]
Pr	Nombre de Prandtl [-]
Q	Puissance thermique [W]
Ḡ	Puissance thermique spécifique [W.m ⁻³]
r	Rapport surface/volume [m ² .m ⁻³]
Re	Nombre de Reynolds [-]
s	Entropie spécifique [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
T	Température [K]
T _C	Température de Curie [K]
T _D	Température de Debye [K]
U	Energie interne [J.kg ⁻¹]
V	Volume spécifique [m ³ .kg ⁻¹]
ΔT	Variation de température [K]
COP	Coefficient de performance [-]
q	Densité de flux de chaleur [W.m ⁻²]
q _v	Débit fluide massique [kg.s ⁻¹]
q _p	Rapport de flux de chaleur sur puissance de pompage et différence de température [m ⁻² .°C ⁻¹]
r	Espacement entre les éléments de rugosité [m]
R _T	Résistance thermique [m ² .K. W ⁻¹]
s	Représentation des coordonnées axiales spatiales x, y, z.
St	Nombre de Stanton = Nu/(Re.Pr)
T	Température [K]
t	Variable temporelle [s]
ΔT _{ad}	Variation adiabatique de température [K]
Δt	Intervalle de temps [s]
u	vitesse du fluide [m.s ⁻¹]
W _c	Largeur du canal [m]
W _r	Largueur externe du canal (largeur comprenant la hauteur du matériau) [m]
W _c	Largeur du canal [m]

Grecs

μ	Viscosité dynamique [$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$]
μ_0	Perméabilité magnétique du vide [$\text{kg.m.A}^{-2}.\text{s}^{-2}$]
μ_B	Magnéton de Bohr [A.m^2]
ρ	Masse volumique [kg.m^{-3}]
ε	Porosité / Hauteur de rugosité
δ	Distance entre deux particules adjacentes [m]
λ	Coefficient de pertes de charges [-]
λ_{mol}	Facteur de champ moléculaire [-]
γ_{ELE}	Constante de Sommerfeld [$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-2}$]
α	Facteur de forme
β	Rapport de largeurs = $W_c/(W_c+W_r)$
θ	Angle d'inclinaison de la paroi latérale [rad]
Ω	Puissance de pompage [W]
φ	Concentration des particules de nanofluide [%]
ε_{th}	Efficacité thermique
Ψ	Hauteur relative de rugosité [m]
δ_c	Épaisseur de couche limite thermique [m]
δ_f	Épaisseur de couche limite hydraulique [m]
η	Rendement
ϕ	Angle entre deux parois d'un minicanal [°]

Indices

ad	Adiabatique
arrêt	Arrêt du piston
course	Course du piston
fnp	Fluide non perturbé
ref	Refroidissement
cha	Chauffage
Ch	Réservoir chaud
DISP	Déperditions thermiques
ELE	Électronique
F	Froid

f	Fluide
i	Initial
in	Entrée
Int: f/s	Interface entre le fluide et le solide
MAG	Magnétique
M	Matériau
P	Paroi
RES	Réseau
s	Solide
th	Thermique
TT	Transfert thermique
W	Wall
*	Paramètre adimensionnel

Sigles et Abréviations

NTU	Nombre d'Unités de Transfert
MEMS	Micro-Electro-Mechanical Systems
LBM	Lattice Boltzmann Method
CVM	Control Volume Method
FVM	Finite Volume Method
GVL	Générateur de Vortex Longitudinaux
PCM	Phase Change Materials
RLM	Rough Layer Model
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations
SIMPLER	Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations Revised
EMC	Effet MagnétoCalorique
EMCG	Effet MagnétoCalorique Géant
HFC	HydroFluoroCarbure
AMRR	Active Magnetic Regeneration Refrigeration
ECC	Échangeur de Chaleur Chaud
ECF	Échangeur de Chaleur Froid

Introduction: Énergie, Économie et Environnement

Le contexte énergétique mondial actuel est caractérisé par une forte croissance de la demande d'énergie due à la croissance économique et à la croissance démographique mondiale. Selon un rapport du ministère français de l'économie, des finances et de l'industrie, de nos jours l'offre énergétique mondiale est assurée à 80% par les énergies fossiles, et principalement du pétrole (32%), suivi du charbon (27%) et du gaz (21%).

Cette demande d'énergie est destinée à croître dans les 40 prochaines années à cause de la croissance démographique et de la croissance économique mondiale. Selon une étude prévisionnelle de l'Agence Internationale de l'Energie sur une période comprise entre 2009-2035, la demande énergétique mondiale est destinée à croître:

- * De 51% selon un scénario dit « politiques actuelles »
- * De 40% selon un scénario dit « nouvelles politiques »
- * De 23% selon un scénario qui vise à limiter à 2°C l'augmentation de la température de la planète à travers la réduction de la concentration des gaz à effet de serre dans l'atmosphère à 450 ppm.

Les réserves prouvées d'énergie primaire fossile, au rythme actuel de consommation, sont estimées à environ 40 ans pour le pétrole, 60 ans pour le gaz naturel, 120 ans pour le charbon. Si l'on considère que:

- * 80% des réserves de pétrole sont situés dans seulement 12 pays (OPEP) et que ceux-ci assurent plus de 40% de la production mondiale
- * 55% des réserves de gaz sont situés dans trois pays seulement (Iran, Russie, Qatar)
- * 59% des réserves de charbon sont répartis entre les Etats-Unis, la Russie et la Chine seulement,

il se pose alors un réel risque d'approvisionnement et de forte augmentation de prix de ces ressources dans les prochaines années.

Sur le plan de l'environnement, les études du Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GEIEC) estiment que le réchauffement global de la planète dû aux activités humaines pourrait atteindre 6°C à l'horizon 2100. Ce qui augmenterait les phénomènes climatiques extrêmes comme les tempêtes, les inondations, la canicule, etc).

Les émissions de CO₂ provenant du secteur énergétique sont estimées à plus de 30 milliards de tonnes par an.

Dans le milieu urbain la forte concentration des populations dans les grandes agglomérations est source de pollution relativement importante des zones urbaines. Les centrales thermiques et les transports urbains contribuent majoritairement à cette pollution, en émettant principalement du CO₂, suivi d'autres gaz comme SO₂, NO_x, CO, CH₄ et enfin les particules carbonées.

Trois enjeux principaux se dégagent clairement:

- * L'enjeu énergétique qui requiert une meilleure politique de gestion de la disponibilité de ressources énergétiques. Il s'agit notamment de diminuer la part de ressources d'énergies fossiles dans le mix énergétique mondial, augmenter la part de ressources d'énergies renouvelables, réaliser des investissements portant à un accès rapide et la valorisation des gisements existants;
- * L'enjeu économique qui se traduit par le contrôle du prix des combustibles fossiles;
- * L'enjeu climatique qui requiert le contrôle et la diminution des émissions de CO₂ d'origine énergétique. C'est-à-dire la mise en œuvre de politiques climatiques ambitieuses qui permettent la réduction des gaz à effet de serre, notamment en ce qui concerne la construction des infrastructures telles que les centrales électriques, les bâtiments, les usines; la mise en œuvre d'une politique urbaine d'assainissement de l'environnement est nécessaire, en particulier dans le bâtiment, l'industrie et le transport.

Depuis plusieurs années déjà, plusieurs stratégies ont été adoptées à l'échelle mondiale et locale pour prévenir l'augmentation la consommation mondiale d'énergie et limiter les effets négatifs de la production et de la consommation d'énergie sur l'environnement; entre autres stratégies on peut citer le protocole de Kyoto qui a pour but de lutter contre le réchauffement global de la terre; le protocole de Montréal qui a pour but de protéger la couche d'ozone à travers l'élimination progressive de substances responsables de la destruction de la couche d'ozone. Plus récemment (mai 2012) le G8, à Camp David (USA), a confirmé que le développement de sources d'énergie sans danger pour l'environnement, durables, sûres et abordables, est essentiel à la croissance économique mondiale et à la lutte contre les changements climatiques. Plusieurs mesures ont été définies parmi lesquelles [1]:

- * La mise en œuvre d'une stratégie globale en matière d'énergie;
- * La promotion du déploiement durable des énergies renouvelables;

- * Une efficacité énergétique améliorée, y compris le développement et la commercialisation d'appareils domestiques et de matériels à haute efficacité énergétique;
- * La nécessité de faire face aux changements climatiques, y compris par la réduction des polluants à courte durée de vie ayant un effet sur le climat.

Un des domaines les plus concernés par l'application de ces mesures c'est le domaine de la réfrigération. La réfrigération étant impliquée dans les domaines stratégiques de la société à savoir l'industrie, le bâtiment et le transport, nécessite une attention particulière. En effet les technologies actuelles de réfrigération et de chauffage sont basées principalement sur des cycles à compression de vapeur. Utilisées principalement dans la grande majorité des réfrigérateurs électroménagers, la climatisation automobile, la réfrigération à grande échelle des bâtiments ou les réseaux de froid urbain et dans de nombreuses applications industrielles, ces technologies ont pour caractéristiques principales de consommer beaucoup d'énergie pour une efficacité relativement basse, et d'être très polluants à cause des réfrigérants qui y sont utilisés.

De manière plus spécifique le domaine des transports joue un rôle très important dans la gestion de la consommation d'énergie, le contrôle des prix de combustibles et la qualité de l'environnement.

En effet si nous considérons uniquement le contexte français on peut remarquer que presque toutes les voitures neuves sont équipées d'un système de chauffage et climatisation, selon l'ADEME. Le système de climatisation et chauffage dans le transport n'est plus considéré comme une option de luxe mais un équipement de sécurité (exemple: désembuage) et il permet entre autres des conditions correctes de travail pour le conducteur de véhicules de transport en commun, et des passagers.

La consommation énergétique d'un système de climatisation se répercute dans la consommation du carburant pour un véhicule à moteur thermique ou en consommation de la puissance électrique pour un véhicule électrique.

Plus de 7% de la puissance thermique du moteur est nécessaire pour entraîner le compresseur d'où la nature énergivore du système de conditionnement d'air. Lorsque le système de climatisation est en marche les surconsommations moyennes de carburants sont [2]:

- * En ville: 35% pour les véhicules diesel et 31% pour les véhicules à essence;
- * Sur route: 20% pour les véhicules diesel et 16% pour les véhicules à essence.

De plus les réfrigérants utilisés dans ces systèmes de climatisation sont responsables de la destruction de la couche d'ozone, et la consommation de carburant d'origine fossile nécessaire à la climatisation accroît la production des gaz à effet de serre.

L'utilisation de ce même système dans un véhicule électrique est encore plus critique que sur un véhicule à moteur thermique. Le besoin en chauffage et le besoin en climatisation d'un véhicule électrique sont bien plus importants que ceux d'un véhicule à moteur thermique, car en plus des besoins liés au confort (refroidissement et chauffage de l'habitacle), il existe d'autres besoins spécifiques à savoir le refroidissement de la batterie [3] et du module de puissance dont la température doit être régulée. La batterie lors de la charge et de la décharge est sujette à des augmentations de température et a besoin d'être refroidi. Au démarrage lorsque la température extérieure est basse elle pourrait avoir besoin d'être réchauffée. D'autre part le module de puissance qui gère la distribution d'électricité est lui aussi sujet à l'échauffement et doit être refroidi. Alors que dans un véhicule à moteur thermique la chaleur est disponible gratuitement, dans un véhicule électrique il faut la produire avec la batterie. A cause de toutes ces contraintes, même en considérant le cas de récupération de chaleur produite par la batterie et le module de puissance pendant leur fonctionnement, l'autonomie de la voiture électrique peut être réduite de moitié.

En conformité avec les mesures citées précédemment plusieurs projets ont vu le jour, au niveau européen, dont le projet ICE ou *ICE project*.

Ce projet international qui réunit trois pays européens à savoir l'Italie, l'Espagne et la France, compte six partenaires: Centro Ricerche Fiat et Iveco Altra basés en Italie; Instituto Ingeniería Energética en Espagne; enfin Cooltech Applications, Behr et l'Institut National de Sciences Appliquées de Strasbourg (INSA), sont les partenaires français. Le projet ICE a pour but le développement d'un système innovant de réfrigération et de chauffage efficace pour les véhicules électriques. Ce système, basé sur la réfrigération magnétique, devrait être en mesure d'assurer le confort thermique de tous les occupants du véhicule et son intégration dans le système thermique du véhicule devrait permettre d'améliorer la régulation thermique et l'efficacité énergétique globale du véhicule. Les principaux objectifs fixés sont les suivants:

- * Construction et développement d'une pompe à chaleur compacte électrique basée sur la réfrigération magnétique;
- * Redimensionnement du système thermique du véhicule pour une distribution locale de la puissance thermique et la régulation de la température des batteries et des dispositifs électroniques surtout en conditions climatiques très chaudes;

- * Développement d'un système de contrôle du microclimat basé sur le confort thermique et capable de limiter la génération de la puissance thermique uniquement à la quantité requise et adapter le système au nombre d'occupants;
- * Coût viable grâce aux solutions techniques innovantes adoptées pour le développement de la pompe à chaleur, et le redimensionnement des systèmes thermiques et leur intégration.

Ce projet qui réunit des chercheurs et industriels de l'automobile européens est donc une plateforme d'idées innovantes et d'expertise technologiques qui pourrait ouvrir de manière concrète les portes à un changement radical de style de vie, puisque l'automobile ou mieux encore l'automobile climatisée, n'est plus seulement une nécessité mais une mode de vie.

L'alternative que le projet ICE se propose d'étudier, de construire et de développer est une pompe à chaleur compacte, efficace, et écologique, basée sur la réfrigération magnétique.

Partie I: Etat de l'art

Cette partie concerne l'analyse bibliographique du sujet traité dans cette thèse. Elle est divisée en deux chapitres:

Le Chapitre 1 présente les principales technologies de climatisation et de chauffage appliqués ou applicables à la climatisation automobile: leur fonctionnement est brièvement décrit et les coefficients de performance correspondants sont indiqués.

Le Chapitre 2 est dédié à l'étude bibliographique de la technologie qui fait l'objet de notre attention: la réfrigération magnétique. Ce chapitre comprend l'analyse comparative des modèles de simulation numérique existant en littérature selon la dimension numérique à savoir: unidimensionnel (1D), bidimensionnel (2D) ou tridimensionnel (3D). Il comprend aussi l'étude des modèles numériques existant pour l'écoulement et le transfert thermique dans les microcanaux. Un tableau de références bibliographiques récentes des articles étudiant ce sujet est répertorié et classé dans un tableau, les différents modèles mathématiques et physiques sont décrits et comparés, les avantages et les limites des uns et des autres sont mis en évidence.

Chapitre 1. Les technologies existantes de chauffage et climatisation pour les véhicules

Ce chapitre présente les différentes technologies de refroidissement et de chauffage appliquées ou applicables à la climatisation automobile: les principales technologies sont représentées, leur fonctionnement est brièvement décrit et les coefficients de performance correspondants sont indiqués.

Les processus de réfrigération, refroidissement ou chauffage sont basés principalement sur le principe de compression et détente de gaz. C'est la technologie la plus répandue et la plus connue, pour les applications industrielles, pour le refroidissement et le chauffage dans bâtiment, pour la climatisation et le conditionnement d'air automobile, pour le transport, pour les applications cryogéniques et la plupart des usages urbains et domestiques. C'est aussi le système de réfrigération qui crée le plus de dommage à l'environnement à cause des émissions de substances polluantes, liées directement ou indirectement à leur utilisation.

Des alternatives à cette technologie sont recherchées, étudiées et proposées, en particulier pour le refroidissement et le chauffage automobile. La Figure 1 représente une liste des principales technologies de refroidissement et de chauffage appliquées au véhicule. Les valeurs de COP ne sont qu'indicatives et ne peuvent pas être considérées pour une comparaison absolue entre les différents systèmes. En effet pour une comparaison significative de ces systèmes, les valeurs de COP devraient être normalisées en considérant un type de véhicule de base commun, ce qui implique un cahier de charges commun: différence de température, puissance thermique, masse et volume concernés.

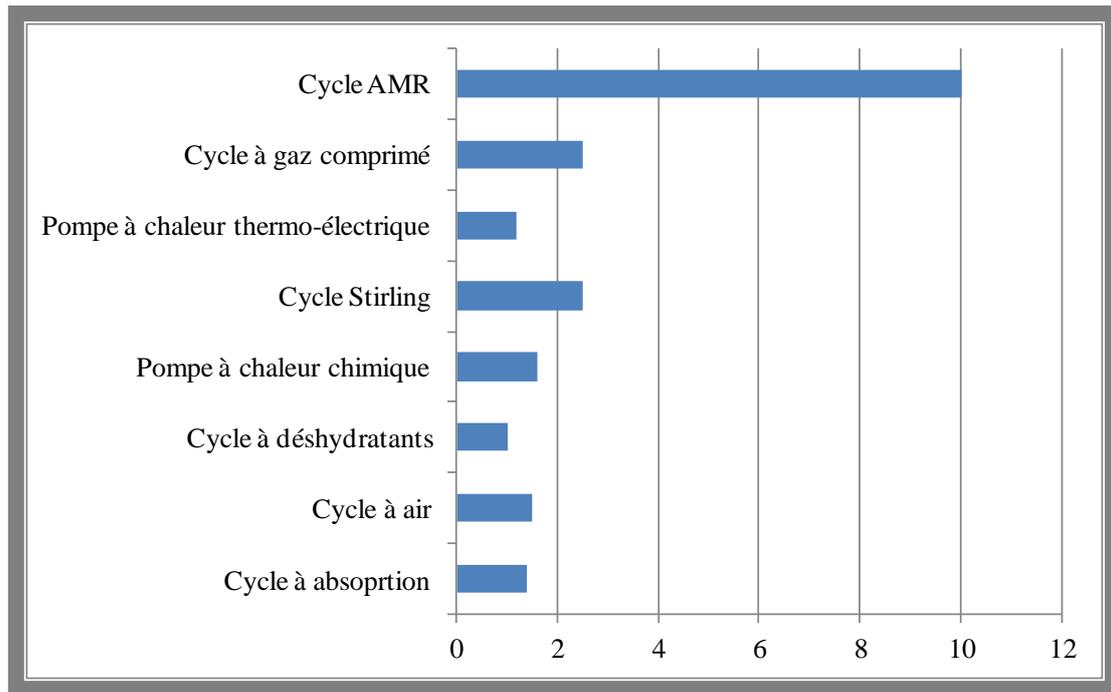


Figure 1: Principales technologies de chauffage et de climatisation automobile et les valeurs indicatives de COP correspondantes; les valeurs de COP présentées sur cette figure sont extraites de [4] et [5]

⊙ Système de climatisation basé sur le cycle à compression de vapeur

La plupart des systèmes de réfrigération existant sont basés sur le cycle à compression de gaz. Il s'agit d'un système dont les domaines d'applications sont très variés: le domaine industriel, le domaine domestique, le domaine alimentaire, le domaine médical et le domaine du transport. En particulier, les cycles à compression de gaz sont à la base de la presque-totalité des systèmes de climatisation automobile. Ce cycle dont la technologie est assez bien maîtrisée, est composé de quatre phases (compression, condensation, détente et évaporation) qui correspondent aux quatre composants principaux de ce système: un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur. Un réfrigérant ou fluide frigorigène est utilisé pour mettre en contact ces quatre éléments et former ainsi un cycle continu.

Les principaux avantages des systèmes à compression de gaz classiques se regroupent dans leur grande efficacité thermodynamique, leur coût relativement bas et leur maturité technologique. L'inconvénient majeur se trouve dans l'utilisation des réfrigérants qui provoquent de très importants dommages à l'environnement. Pour l'application particulière au véhicule, un autre inconvénient réside dans la surconsommation non négligeable de carburant nécessaire pour faire fonctionner le système de climatisation.

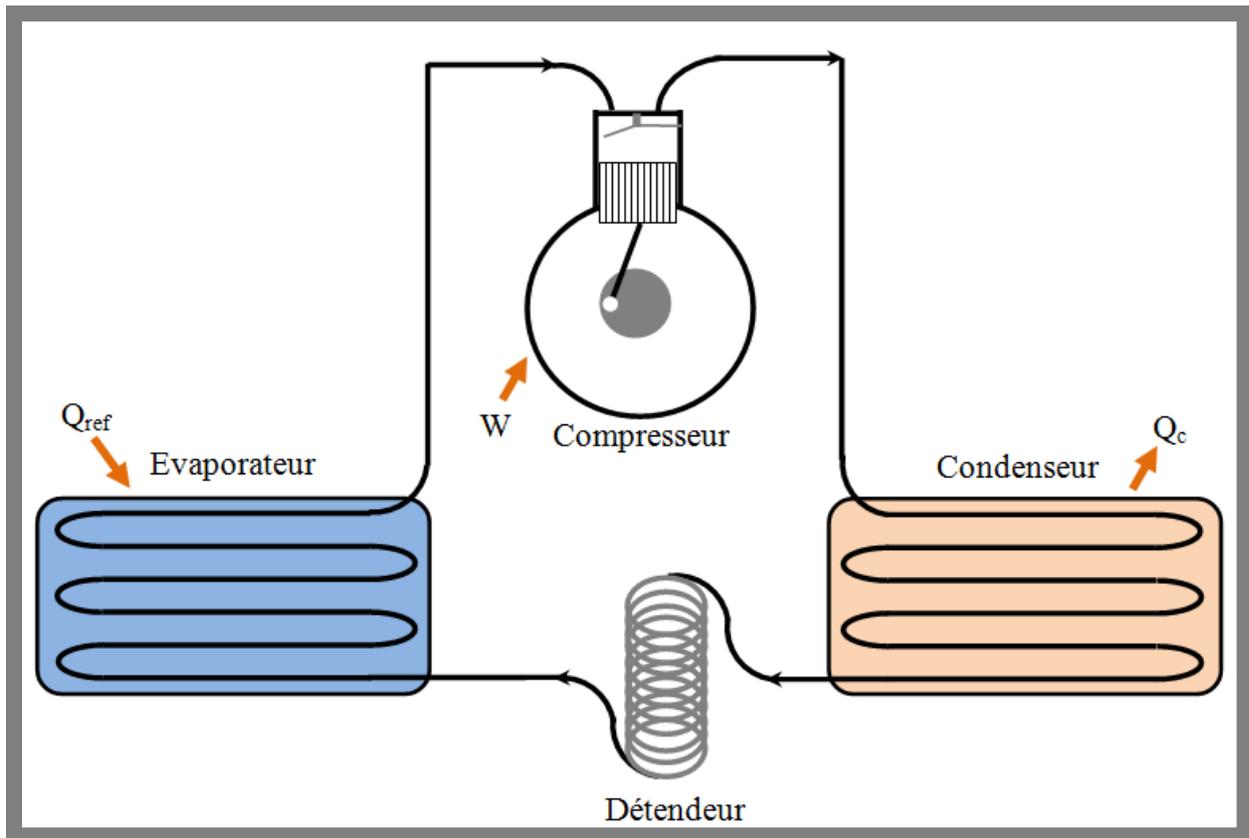


Figure 2: Schéma descriptif du fonctionnement d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur

Le coefficient de performance théorique de ce système, $COP = Q_{ref}/W$, peut atteindre une valeur de 2,5.

⊙ Système de climatisation basé sur le cycle à absorption

Le cycle à absorption appliqué à la climatisation automobile utilise la chaleur mise à disposition 'gratuitement' par les gaz d'échappement du moteur thermique ou la chaleur produite directement par le moteur thermique du véhicule pendant son fonctionnement, pour produire la quantité de chaleur (froid) utile pour le refroidissement de l'habitacle, et n'a pas de parties mécaniques en mouvement en dehors d'une pompe de circulation du fluide. Le COP de ce système est estimé à environ 1,4 [4]. Il s'agit d'un système à impact réduit sur l'environnement puisque l'ammoniac est une substance naturelle. Cependant il pourrait s'avérer toxique pour les usagers si relâché dans l'habitacle. Un de ses majeurs inconvénients réside dans le fait que la quantité de chaleur nécessaire pour son fonctionnement ne peut pas complètement être produite par un véhicule classique.

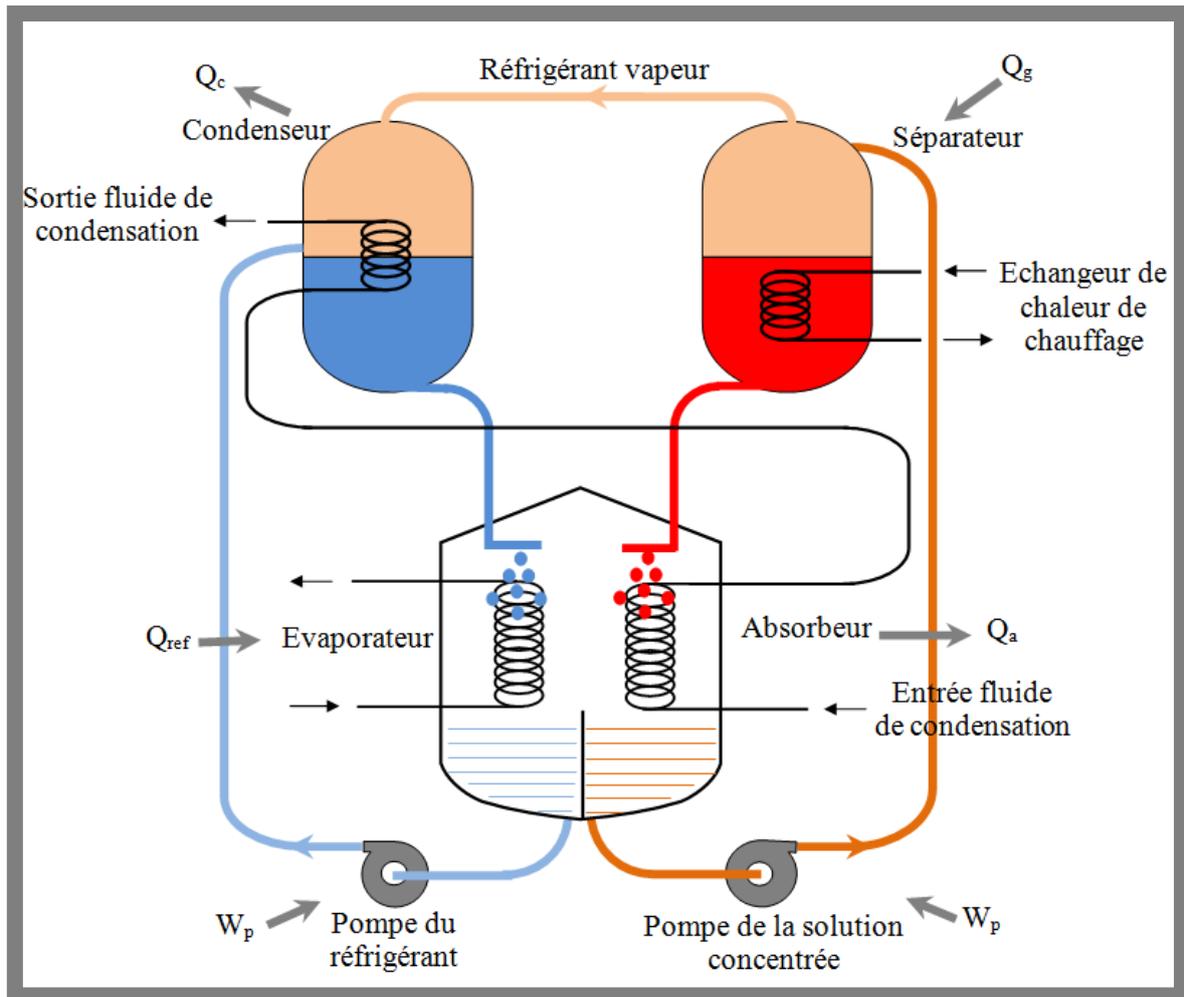


Figure 3: Schéma descriptif du fonctionnement d'un cycle de climatisation à absorption

Le coefficient de performance d'un cycle de réfrigération à absorption se détermine à travers le rapport suivant: $COP = Q_{ref}/(Q_g + W_p)$, avec Q_{ref} représentant l'effet utile du cycle, Q_g est la quantité de chaleur nécessaire au processus de génération isobare, W_p est le travail de la pompe.

☉ Système de climatisation basé sur le cycle à air

A l'aide d'une combinaison compresseur-turbine et un échangeur de chaleur l'air est traité et porté aux conditions nécessaire pour la climatisation automobile selon le schéma de la Figure 4. Ce système est sans danger pour l'environnement mais possède un COP plutôt bas, environ 1,5 [4]. En plus le compresseur et la turbine qui composent ce système ont des coûts très élevés.

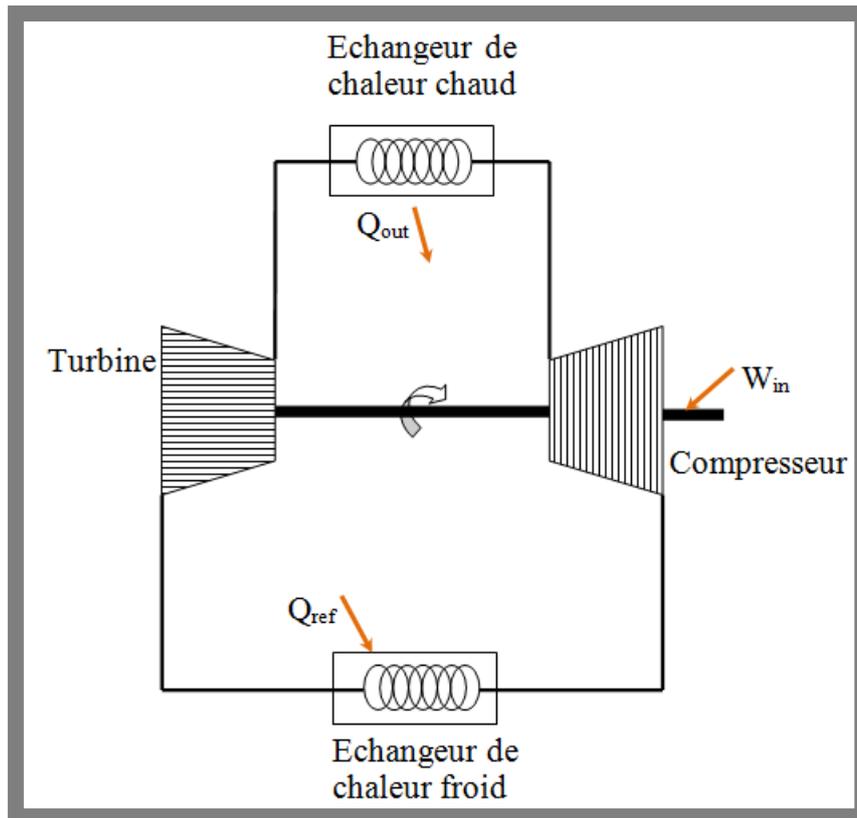


Figure 4: Schéma de fonctionnement d'un cycle de réfrigération à air

Le coefficient de performance d'un tel cycle est déterminé par le rapport entre l'effet utile du cycle Q_{ref} et le travail utile au compresseur pour produire Q_{ref} , c'est-à-dire $COP = Q_{ref}/W_{in}$.

☉ Système de climatisation basé sur le cycle à adsorption/désorption par déshydratants

Des matériaux déshydratant capables d'adsorber ou désorber de grandes quantités d'eau ou de vapeur d'eau sont utilisés avec un échangeur de chaleur pour construire un cycle de réfrigération utile à la climatisation et le chauffage automobile. Ce système qui n'utilise pas de réfrigérant néfaste pour l'environnement requiert cependant une très grande quantité de chaleur pour la régénération des déshydratants, ceci résulte à un COP approximatif de 1. Dans certains cas ce cycle à déshydratant est combiné avec le système classique à compression de gaz pour un meilleur contrôle de la température et de l'humidité relative [6].

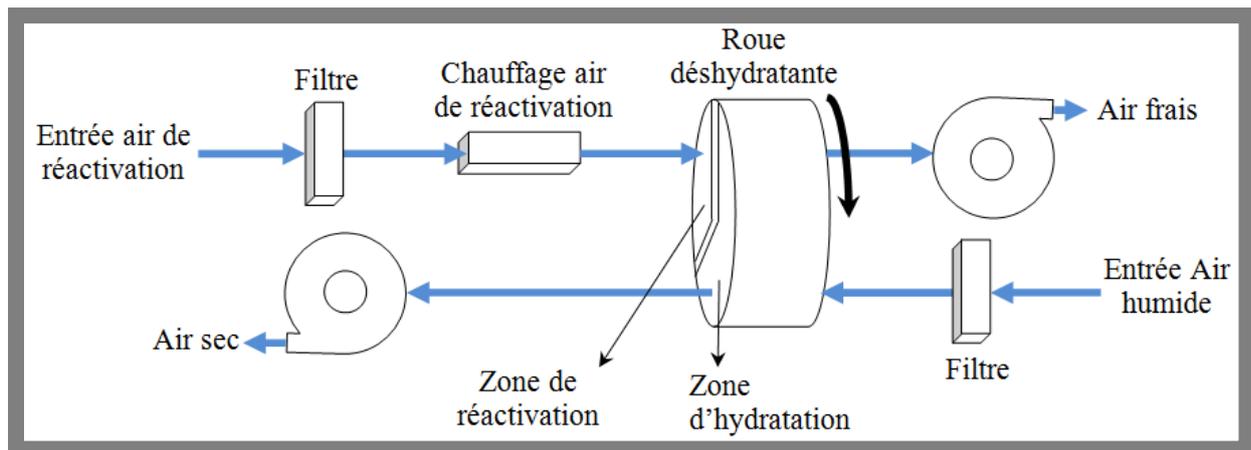


Figure 5: Schéma de fonctionnement d'un système de refroidissement basé sur le cycle à absorption/désorption par déshydratants

- ⊙ Système de climatisation basé sur la chaleur provenant des réactions chimiques / hydrures métalliques

Plus connue sous le nom de pompe à chaleur chimique, ce système utilise la chaleur provenant d'une réaction chimique pour produire l'effet utile sans compression de fluide. L'une des réactions utilisées pour les applications aux systèmes mobiles est celle des hydrures métalliques. Le fonctionnement de ce système est basé sur les phénomènes d'absorption et de désorption d'hydrogène. Une réaction endothermique provoque la désorption de l'hydrogène et produit ainsi l'effet utile nécessaire pour le refroidissement, et une réaction exothermique provoque l'absorption de l'hydrogène produisant de la chaleur qui est rejetée à l'extérieur. La chaleur nécessaire pour régénérer le système peut provenir des gaz d'échappement du véhicule. Le schéma de la figure décrit le fonctionnement d'une pompe à chaleur à hydrures métalliques.

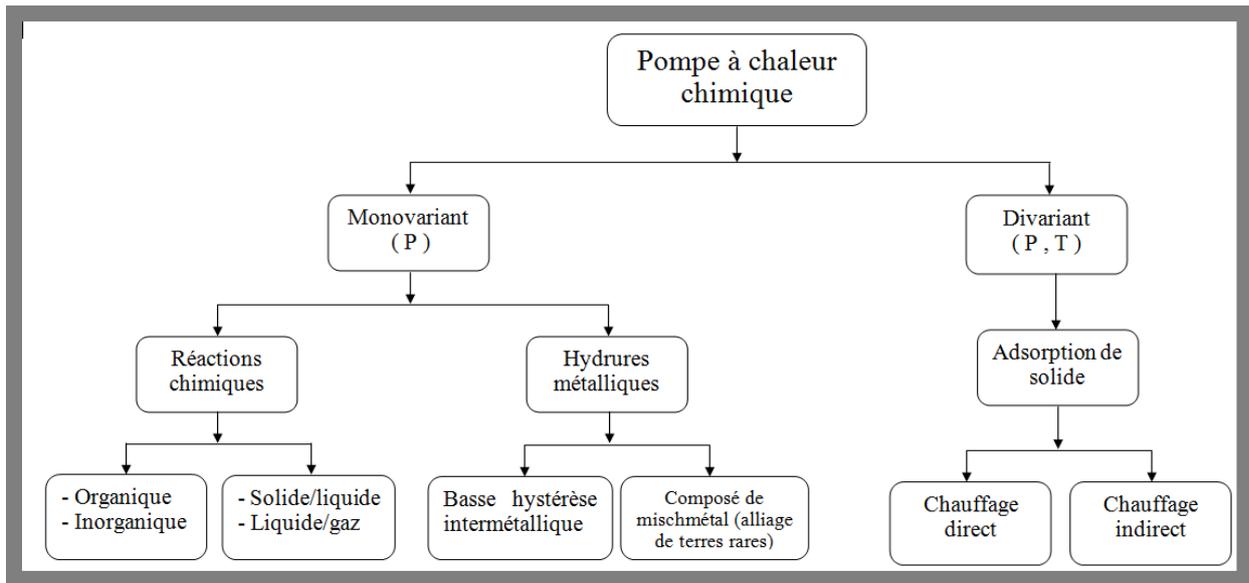


Figure 6: Classement des pompes à chaleur chimiques [7]

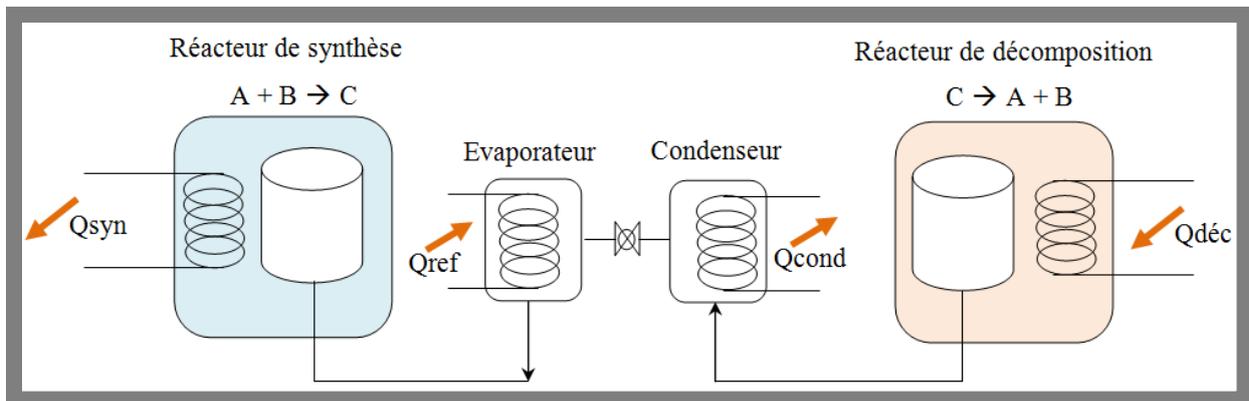


Figure 7: Schéma de fonctionnement d'une pompe à chaleur chimique liquide/gaz [8]

Le coefficient de performance du système, $COP = Q_{ref}/Q_{dec}$, peut atteindre la valeur de 1,6. Même si ce système est très avantageux du point de vue thermique et du point de vue de l'environnement, son principal inconvénient réside dans le fait qu'il est très encombrant et ne peut être utilisé que pour des équipements de grande taille.

⊙ Système de climatisation basé sur le cycle Stirling (avec hélium)

Le cycle de réfrigération Stirling est composé de quatre transformations internes réversibles (une compression isotherme; un refroidissement à volume constant; une expansion isotherme; un chauffage à volume constant), rendues possibles grâce à un dispositif mécanique basé principalement sur le déplacement de pistons dans des cylindres. Deux échangeurs de chaleur permettent d'une part de transférer la chaleur produite à l'extérieur et d'autre part transférer l'effet utile vers l'habitable. L'hélium, le fluide le plus utilisé dans ce type de système est sans

danger pour l'environnement. Cependant ce système a deux principaux inconvénients liés au joint d'étanchéité qui laisse passer de l'hélium provoquant ainsi des fuites dans le système ou des retours de pression sur les pistons; en plus ces joints augmentent les frottements et doivent être fréquemment remplacés. L'autre inconvénient est lié à l'énorme perte de charge que subit l'hélium pendant qu'il circule dans le régénérateur.

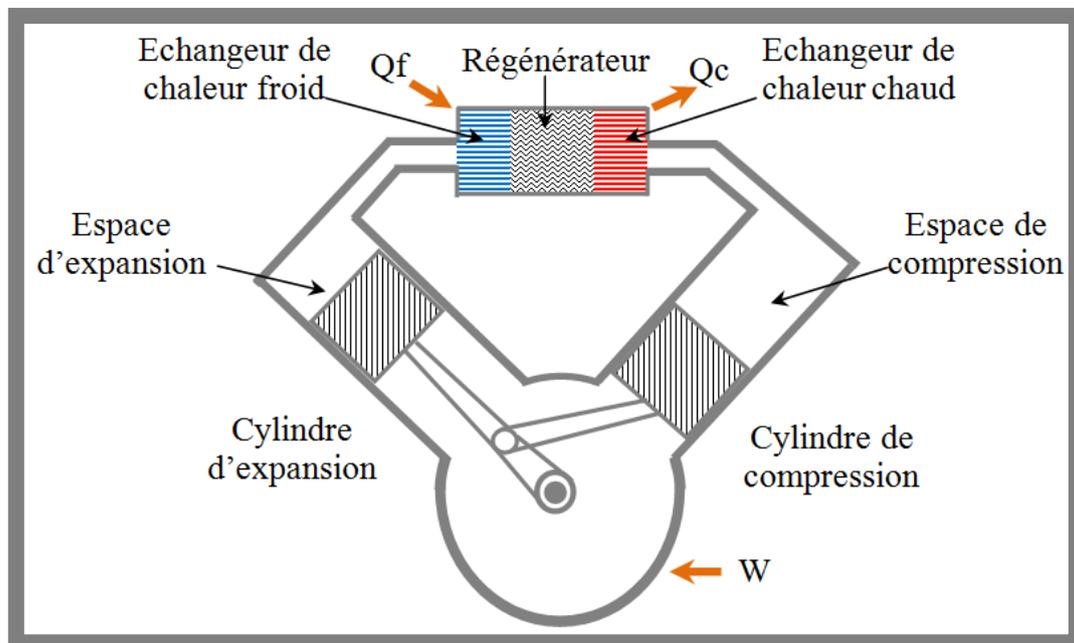


Figure 8: Schéma de fonctionnement d'un système de climatisation basé sur le cycle Stirling

Le COP du système se détermine selon l'équation ci-après: $COP = Q_f/W$. Ce coefficient atteint généralement la valeur de 2,5.

⊙ Système de climatisation basé sur un dispositif thermoélectrique (modules Peltier)

La pompe à chaleur thermoélectrique est un dispositif composé de semi-conducteurs dopés de type n et de type p. Les couches de semi-conducteurs n et p sont disposées de façon alternée et séparées les unes des autres par un métal conducteur électrique. Le système ainsi construit absorbe de la chaleur d'un côté et libère de la chaleur de l'autre. En inversant le sens de circulation du courant on inverse aussi les deux faces du système. L'efficacité de ce système dépend principalement de la différence de température entre la face froide et la face chaude. Cette dernière dépend des propriétés des semi-conducteurs. Même s'il est possible de disposer en série plusieurs modules pour obtenir une large différence de température, la surface exposée doit être assez grande pour permettre le transfert de chaleur. L'avantage de ce système c'est qu'il peut être monté directement dans les parois, plafond et plancher de l'automobile.

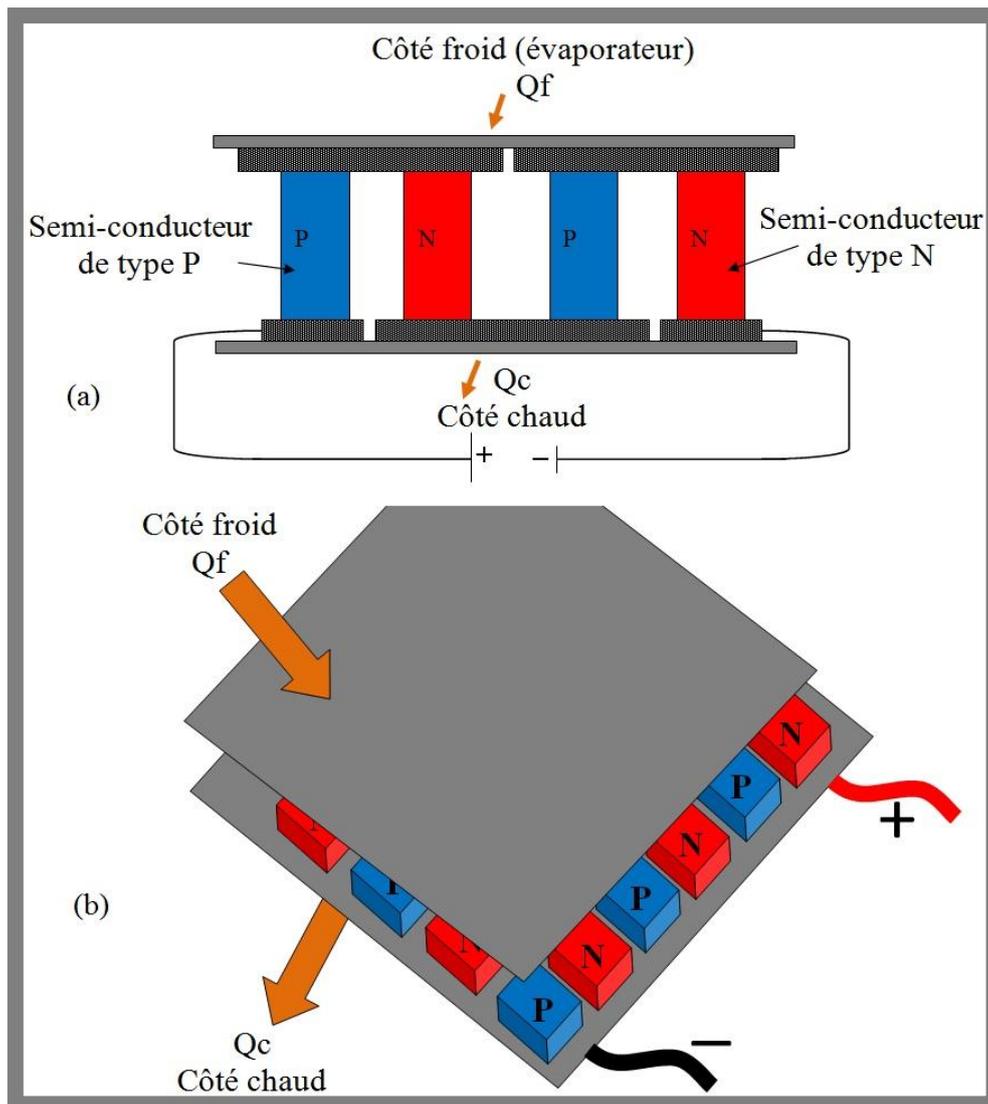


Figure 9: Schéma de fonctionnement d'un système de climatisation thermoélectrique: a) principe de fonctionnement b) exemple d'assemblage d'un module Peltier

Pour une utilisation dans l'automobile le COP est d'environ 1,2 pour une différence de température de 24 K.

Conclusion

Les systèmes présentés dans ce chapitre sont en majorité des systèmes en phase de développement pour l'application à la climatisation et le chauffage automobile. Le seul système qui soit réellement appliqué à large échelle depuis plusieurs décennies est celui basé sur le cycle à compression de gaz. Les autres systèmes sont potentiellement de bonnes alternatives à la climatisation automobile. Pour pouvoir valider un système en tant que alternative sérieuse du cycle de compression de gaz, en plus du coefficient de performance (COP) de chaque système, il est nécessaire de prendre en compte les avantages et les

inconvénients liés à la procédure et au coût de fabrication du système, au fonctionnement du système, au confort des usagers dans l'habitacle du véhicule.

Une technologie qui présente un potentiel élevé et possède tous les critères pour se positionner comme alternative efficace au système traditionnel de compression de gaz, c'est la réfrigération magnétique. C'est le système qui fait l'objet de notre étude. C'est pourquoi nous le présentons en détail dans un autre chapitre pour mieux comprendre son fonctionnement et ses performances en comparaison au système de compression de gaz.

Chapitre 2. Une technologie innovante: la réfrigération magnétique

La réfrigération magnétique est une technologie basée sur l'effet magnétocalorique. Cet effet a été mis en évidence pour la première fois dans le fer, par Warburg en 1881 [9]. Debye et Giaque ont proposé ensuite une méthode de réfrigération magnétique pour des températures cryogéniques, méthode qui a ensuite été vérifiée expérimentalement, avec succès, en 1933 par Giaque et MacDougall [10].

Dès lors un cycle de réfrigération magnétique a été développé pour atteindre des températures cryogéniques, et plus récemment des températures ambiantes [11]. En fonction des besoins, les domaines d'application de cette technologie sont variés: dans les industries pour les processus nécessitant du refroidissement ou du chauffage, pour la réfrigération, la transformation, le transport et le stockage des produits; le conditionnement d'air dans l'aéronautique, le bâtiment, et le transport (aérien, marin, automobile).

L'effet magnétocalorique (EMC), ou variation de la température adiabatique (ΔT_{ad}) se manifeste par le chauffage ou le refroidissement des matériaux magnétiques à cause de la variation d'un champ magnétique appliqué. L'EMC, intrinsèque à tous les matériaux magnétiques, est dû au couplage du sous-réseau magnétique avec le champ magnétique, qui modifie la partie magnétique de l'entropie d'un solide [12]. La magnétisation isotherme d'un matériau paramagnétique ou ferromagnétique doux réduit l'entropie, et dans un processus réversible, la démagnétisation restaure l'entropie correspondant au champ magnétique nul. A pression constante l'entropie d'un matériau magnétique solide, $S(H,T)$, qui dépend de l'intensité du champ magnétique (H) et de la température absolue (T), est la somme de l'entropie magnétique (S_{MAG}), de l'entropie de réseau (S_{RES}), de l'entropie électronique (S_{ELE}) selon l'équation (2.1).

$$S(T, H) = S_{MAG}(T, H) + S_{RES}(T, H) + S_{ELE}(T, H) \quad (2.1)$$

Un élément paramagnétique, dans son état d'équilibre, est constitué d'électrons dont les spins sont disposés de manière aléatoire. Ces dipôles tendent à s'aligner avec le champ lorsqu'un champ magnétique assez fort est appliqué. On observe simultanément une augmentation de l'ordre dans le matériau et une diminution de l'entropie. L'EMC atteint sa valeur maximale à une température proche de la température de Curie, température maximale à laquelle les spins des électrons des atomes constituant le matériau magnétocalorique restent ordonnés ou conservent un alignement parallèle avec les lignes de champ appliqué. La Figure 10, à l'aide du diagramme Entropie-Température (diagramme S - T) décrit la thermodynamique de l'effet

magnétocalorique dans un matériau magnétothermique à une température proche de sa température de Curie.

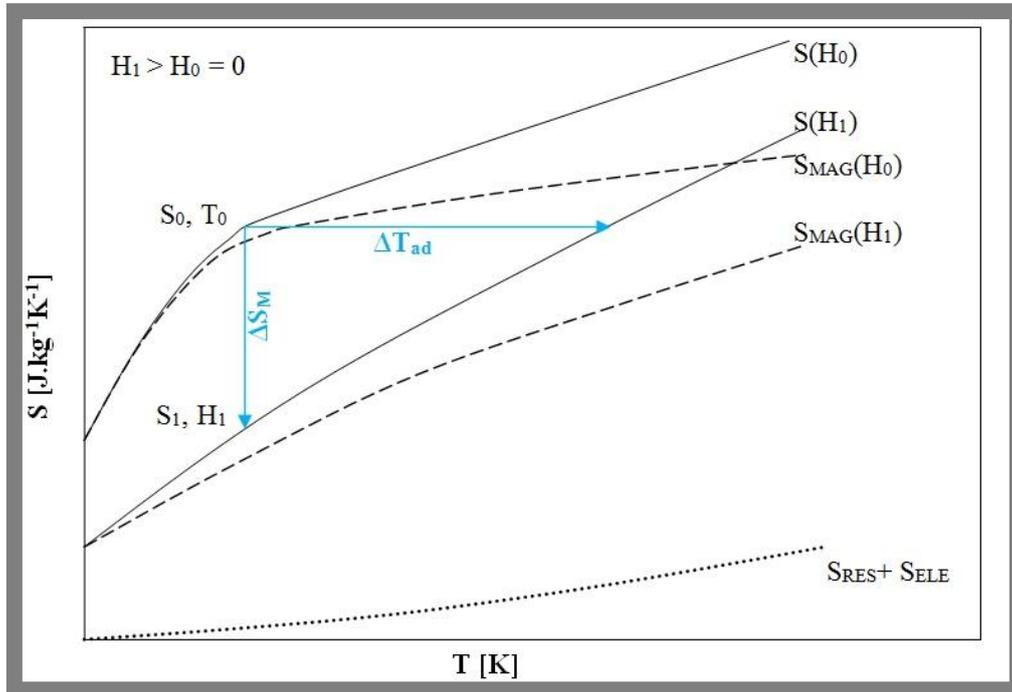


Figure 10: Diagramme S-T illustrant l'effet magnétocalorique. Les lignes continues indiquent l'entropie totale pour deux champs magnétiques différents à savoir $H_0 = 0$, $H_1 > H_0$. La ligne faite en pointillés indique la somme de l'entropie de réseau et de l'entropie électronique, alors que la ligne en traits interrompus courts indique l'entropie magnétique pour les deux valeurs de champ H_0 et H_1 [12]

La réalisation successive d'aimantation et de désaimantation d'un matériau magnétothermique combiné à la cession et l'absorption de chaleur à travers des échanges de chaleur intermédiaires entre le matériau et un fluide caloporteur donne lieu à cycle dit cycle AMRR (Active Magnetic Regenerator Refrigeration). Ce cycle, comprenant quatre phases, est semblable au cycle classique de compression et détente de gaz. La Figure 11 illustre le schéma de fonctionnement du cycle AMRR et la comparaison au cycle classique à compression. On observe donc:

- * Une phase de magnétisation adiabatique qui provoque le réchauffement du matériau magnétocalorique
- * Ensuite le fluide caloporteur, circulant du réservoir froid vers le réservoir chaud, extrait la chaleur du matériau
- * Une phase de démagnétisation adiabatique pendant laquelle le matériau magnétocalorique se refroidit

- * Enfin le fluide caloporteur, circulant du réservoir chaud vers le réservoir froid, cède la chaleur au matériau

Cette brève description des phases du cycle de réfrigération magnétique montre que le matériau magnétocalorique a une double fonction: il agit d'une part comme un réfrigérant et d'autre part comme un régénérateur.

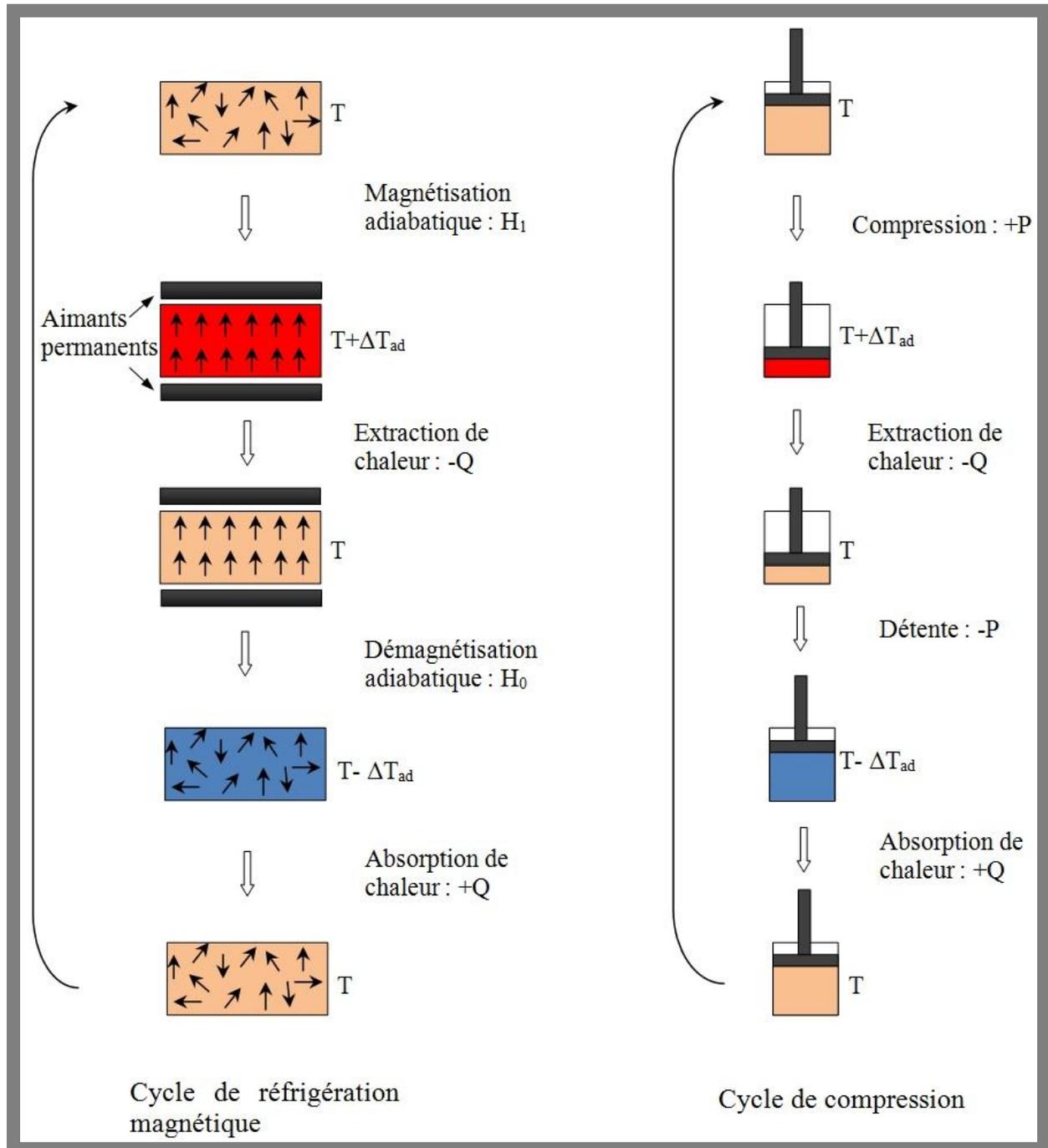


Figure 11: Schéma de fonctionnement d'un cycle de réfrigération magnétique: comparaison avec un cycle classique de compression et détente de gaz.

Cette technologie, comparée au système de réfrigération à compression de gaz, présente les principaux avantages suivants:

- * Le système est exempt de fluide réfrigérant que l'on retrouve pourtant dans les systèmes à compression et qui constitue, après le CO₂, la principale substance responsable de la destruction de couche d'ozone. Les fluides utilisés en réfrigération magnétique sont principalement de l'eau ou une solution d'eau et d'antigel, ce qui rend ce système respectueux de l'environnement.
- * Une efficacité énergétique élevée due à la réversibilité de l'EMC: des résultats expérimentaux ont montré qu'il était possible d'obtenir un Coefficient de Performance (COP) approchant une valeur de 10 et un rendement maximum de 60% du COP de Carnot [5].
- * Ce système est potentiellement très silencieux.
- * Le matériau magnétocalorique étant solide, c'est-à-dire à masse volumique très élevée par rapport à un gaz, permet de construire des systèmes compacts à très forte densité énergétique.

2.1. Physique de l'EMC

La description de l'effet magnétocalorique ici effectuée a été plus détaillée par *Tishin et Spichkin* [13]. Cette section ne fera qu'un résumé de la description faite dans cet ouvrage.

Pour décrire le comportement thermodynamique de l'effet magnétocalorique, nous définirons d'abord quelques paramètres:

⊙ L'énergie libre de Gibbs [13]

Elle est une fonction de T, p, H , et s'exprime par l'équation suivante:

$$G = U - TS + pV - MH \quad (2.2)$$

L'équation différentielle de la fonction de l'énergie libre de Gibbs est représentée par l'expression ci-après:

$$dG = Vdp - SdT - MdH \quad (2.3)$$

Ou par l'expression ci-après, si le moment magnétique M est choisi variable externe au lieu de H :

$$dG = Vdp - SdT - HdM \quad (2.4)$$

Les paramètres internes S, M, V , de l'énergie libre de Gibbs conjugués aux variables externes T, H, p , peuvent être exprimés par les équations suivantes:

$$S(T, H, p) = -\left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{H,p} \quad (2.5)$$

$$V(T, H, p) = -\left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_{T,H} \quad (2.6)$$

$$M(T, H, p) = -\left(\frac{\partial G}{\partial H}\right)_{T,p} \quad (2.7)$$

Si l'on considère l'équation (2.4) au lieu de l'équation (2.3) on peut aussi écrire:

$$H = -\left(\frac{\partial G}{\partial M}\right)_{T,p} \quad (2.8)$$

☉ La chaleur spécifique [13]

La chaleur spécifique à paramètre x constant est définie ainsi:

$$C_x = \left(\frac{\delta Q}{dT}\right)_x \quad (2.9)$$

δQ étant la quantité de chaleur qui fait varier la température du système d'une quantité dT .

Selon le deuxième principe de la thermodynamique nous avons:

$$dS = \frac{\delta Q}{dT} \quad (2.10)$$

Par conséquent l'expression de la chaleur spécifique devient:

$$C_x = T \left(\frac{\delta S}{T}\right)_x \quad (2.11)$$

☉ L'équation de Maxwell

L'équation de Maxwell est obtenue en combinant les équations (2.5) et (2.6), (2.5) et (2.7), (2.5) et (2.8) pour obtenir les différentes expressions suivantes [13]:

$$\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_{T,H} = -\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_{H,p} \quad (2.12)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial H}\right)_{T,p} = -\left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_{H,p} \quad (2.13)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial M}\right)_{T,p} = -\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_{M,p} \quad (2.14)$$

Ces définitions étant effectuées nous pouvons alors déterminer l'entropie du système. L'équation différentielle totale du système magnétique en fonction de T, H, p est exprimée par l'équation suivante [13]

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_{H,p} dT + \left(\frac{\partial S}{\partial H}\right)_{T,p} dH + \left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_{T,H} dp \quad (2.15)$$

Sous la condition de processus à pression constante nous avons $dp = 0$, et si on remplace les deux premiers termes de l'équation (2.15) par les équations (2.11) et (2.13), on obtient l'expression de l'entropie en fonction de la température et du champ magnétique:

$$dS = \frac{C_{H,p}}{T} dT + \mu_0 \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH \quad (2.16)$$

Dans un processus adiabatique à pression constante on a $dS = 0$ et $dp = 0$, par conséquent l'équation (2.16) peut être réécrite pour obtenir l'expression de l'effet magnétocalorique:

$$dT_{ad} = -\mu_0 \frac{T}{C_{H,p}} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH \quad (2.17)$$

On notera l'apparition dans les équations (2.17) de la constante magnétique μ_0 . En effet, en considérant M [$A.m^2.kg^{-1}$] comme l'aimantation, H [$A.m^{-1}$] l'intensité de champ magnétique, T [K] la température, $C_{H,p}$ [$J.kg^{-1}.K^{-1}$], il est nécessaire, dans le but d'obtenir une équation homogène, de multiplier H par μ_0 [$kg.m.A^{-2}.s^{-2}$] la perméabilité magnétique du vide.

La variation d'entropie du système s'obtient en posant $dT = 0$ et en intégrant l'équation (2.16) sur la variation de champ magnétique, c'est-à-dire entre H_{min} et H_{max} :

$$\Delta S = \mu_0 \int_{H_{min}}^{H_{max}} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH \quad (2.18)$$

La variation adiabatique de température du système est obtenue par l'intégration de l'équation (2.17) entre H_{min} et H_{max} :

$$\Delta T_{ad} = -\mu_0 \int_{H_{min}}^{H_{max}} \frac{T}{C_{H,p}} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH \quad (2.19)$$

Si l'on divise chaque membre de l'équation par le différentiel temps dt et on le multiplie par le produit $\rho.C_{H,p}$, on obtient l'expression de la génération volumétrique de chaleur due à l'EMC, selon l'équation suivante:

$$\rho C_{H,p} \frac{dT_{ad}}{dt} = -\mu_0 \rho T \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} \frac{dH}{dt} \quad (2.20)$$

En supposant que la chaleur spécifique volumétrique générée se note \dot{Q}_{MAG} , l'équation (2.20) se réécrit comme suit:

$$\dot{Q}_{MAG} = -\mu_0 \rho T \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} \frac{dH}{dt} \quad (2.21)$$

Cette dernière expression sera introduite comme terme source dans l'équation du modèle mathématique décrivant le transfert thermique dans le matériau magnétocalorique. Il en sera question plus en détail dans la section 2.5.4 de ce document.

2.2. Champs magnétiques

Le champ magnétique nécessaire pour l'EMC peut avoir deux sources: des aimants supraconducteurs ou des aimants permanents.

L'aimant supraconducteur est la première source de champ utilisé dans un système de réfrigération magnétique démonstratif. Il est utilisé pour générer des champs magnétiques très élevés. Cependant, pour fonctionner correctement ces aimants ont besoin d'une puissance d'alimentation et d'une puissance thermique de refroidissement pour maintenir à l'état liquide l'hélium dans lequel est plongée la bobine de fil conducteur, sans quoi la supraconductivité ne sera pas préservée. Or la somme de ces puissances demandées peut être très élevée, constituant ainsi un inconvénient majeur dans l'efficacité globale du système.

L'aimant permanent permet de générer des champs magnétiques de moindre intensité, généralement inférieur à 2,5 T, sans consommation de puissance électrique. Pour assurer la continuité du cycle de magnétisation-démagnétisation, les aimants permanents doivent être déplacés de manière cyclique. Pour ce faire, une certaine puissance est nécessaire pour vaincre les forces mécaniques en jeu. La génération de champ magnétique par aimants permanents est la plus étudiée dans les ouvrages et articles scientifiques traitant de la réfrigération magnétique. *Allab et al.* [14] et *Bjørk et al.* [15] proposent chacun une méthodologie spécifique pour le dimensionnement d'aimants permanents pour la réfrigération magnétique. Ce travail de recherche ne concernant pas l'étude du champ magnétique, nous n'entrerons pas en détail dans ce sujet.

2.3. Matériaux

Tous les matériaux qui, sous l'application adiabatique d'un champ magnétique, augmentent leur température en diminuant leur entropie (vice versa: en l'absence du champ, leur température diminue pendant que l'entropie augmente) sont des matériaux magnétocaloriques. Cependant tous les matériaux qui montrent un effet magnétocalorique ne sont pas aptes à être utilisés en réfrigération magnétique. Certains critères sont nécessaires pour qu'un matériau magnétocalorique puisse être appliqué à la réfrigération magnétique [16], [17], [18]:

- * Le moment angulaire total J et le facteur de Landé g du matériau ferromagnétique doivent être élevés (très important pour l'EMC);
- * Une basse température de Debye est nécessaire (une température de Debye élevée a pour conséquence une réduction de l'entropie de réseau en correspondance des hautes températures);

- * Une température de Curie au voisinage de la température de fonctionnement est nécessaire pour garantir qu'une grande variation d'entropie qui peut être obtenue dans tout l'intervalle de variation de température du cycle;
- * Une hystérèse magnétique nulle et une très basse hystérèse thermique;
- * Une basse chaleur spécifique et conductivité thermique élevée, pour assurer une excellente variation de température et un échange de chaleur rapide;
- * Une haute résistance électrique pour éviter les pertes par courant de Foucault;
- * Un moulage et un processus plus élaborés de fabrication du matériau magnétocalorique, pour assurer une haute stabilité chimique du matériau;
- * Le matériau doit être résistant à la corrosion;
- * Le matériau doit être non toxique;
- * Il doit posséder de bonnes propriétés mécaniques;
- * Un bas coût de fabrication nécessaire à sa validité commerciale;
- * Un impact environnemental insignifiant;
- * Un RCP (Relative Cooling Power) élevé;

Le matériau magnétocalorique le plus connu et le plus utilisé proche de la température ambiante est le gadolinium (Gd). Même si le Gd est un matériau aux propriétés bien connues pour permettre l'étude et la construction de cycles de réfrigération magnétique, il demeure néanmoins limité quant à l'effet magnétocalorique et surtout à cause de son prix très élevé. C'est pourquoi depuis plusieurs années, dans le but d'augmenter l'efficacité des systèmes de réfrigération magnétique, plusieurs nouveaux matériaux à EMC élevé ont été découverts et développés. Depuis la découverte de l'EMCG (Effet MagnétoCalorique Géant) dans les alliages $Gd_5(Si_{1-x}Ge_x)_4$, des centaines de matériaux magnétocaloriques (Température de Curie variant entre 1 à 400 K) ont fait l'objet de publications [19]. Ces matériaux considérés matériaux à EMCG le sont à cause de leur variation d'entropie (ΔS_m) très élevée. Par contre la plupart de ces matériaux possèdent un ΔT_{ad} très réduit exceptés les alliages $Gd_5(Si_{1-x}Ge_x)_4$ pour une variation de l'intensité du champ magnétique de 0 à 50 kOe [19]. Or le paramètre ΔT_{ad} est lui aussi déterminant pour l'efficacité d'un système de réfrigération magnétique.

Les Figure 12 et Figure 13 représentent respectivement ΔS_M et RCP (Relative Cooling Power) en fonction de la température de Curie, des principaux matériaux magnétocaloriques qui présentent un EMC élevé dans la plage des températures ambiantes. A partir de ces figures, on peut identifier les alliages $Gd_5(Si_xGe_{1-x})_4$ ($0 \leq x \leq 1$) comme étant les plus prometteurs pour un AMR à température en dessous de la plage de température ambiante

puisque leur EMC est le plus élevé dans l'intervalle de température 250-290 K. Bien que la variation du rapport Si/Ge permette d'ajuster l'EMC sur tout l'intervalle 220-330 K, l'EMC baisse considérablement dans la plage des températures ambiantes comme l'indique la Figure 12. Dans la plage des températures ambiantes (290-320 K) ce sont les alliages $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$ ($0 \leq x \leq 0.4$) qui présentent la plus grande valeur de l'EMC mais avec une valeur très basse de RCP (Figure 13). En plus ces matériaux sont caractérisés par les phénomènes d'hystérèses thermique et magnétique. Cependant ce sont les matériaux $\text{MnFeP}_{1-x}\text{As}_x$ ($0.25 \leq x \leq 0.65$) avec un EMC réversible élevé et une température de Curie, qui semblent les plus prometteurs pour les applications à température ambiante. Ils sont moins concernés par les problèmes d'hystérèses que le matériau précédent, mais l'éventuel relâchement des éléments As et P constituent un problème pour l'environnement. Plusieurs matériaux ayant un EMC élevé et une valeur de RCP élevée ont été découverts mais si l'on considère tous les critères de sélection cités plus haut alors le Gd reste le meilleur matériau pour les applications à températures ambiantes [19].

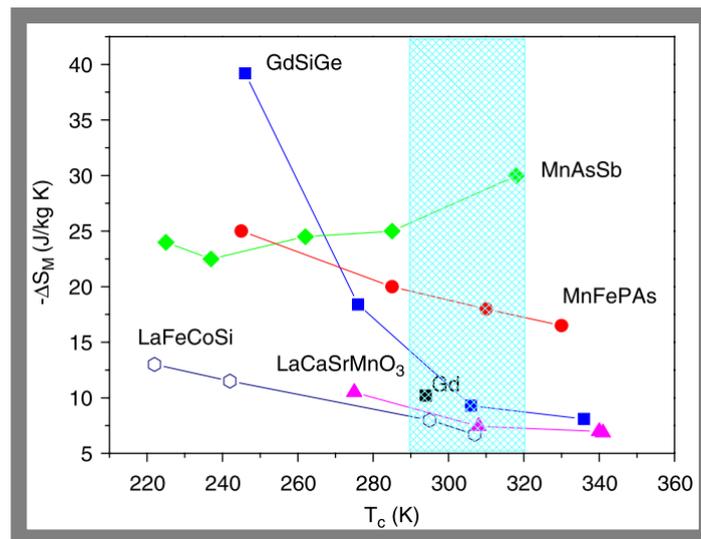


Figure 12: Représentation de la variation d'entropie magnétique ΔS_M en fonction de la température de Curie pour $\Delta H = 5$ T, pour des matériaux candidats potentiels à l'application à la réfrigération magnétique à température ambiante. La composition des matériaux représentés: $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$ ($x = 0, 0.01, 0.15, 0.25, 0.3$), $\text{La}(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)_{11.2}\text{Si}_{1.8}$ ($x = 0, 0.02, 0.07, 0.08$), $\text{La}_{0.7}\text{Ca}_{0.3-x}\text{SrMnO}_3$ ($x = 0.05, 0.10, 0.15, 0.25$), $\text{Gd}_5(\text{Si}_x\text{Ge}_{1-x})_4$ ($x = 0.43, 0.50, 0.515, 1$), $\text{MnFeP}_{1-x}\text{As}_x$ ($x = 0.45, 0.50, 0.55, 0.65$) [18]

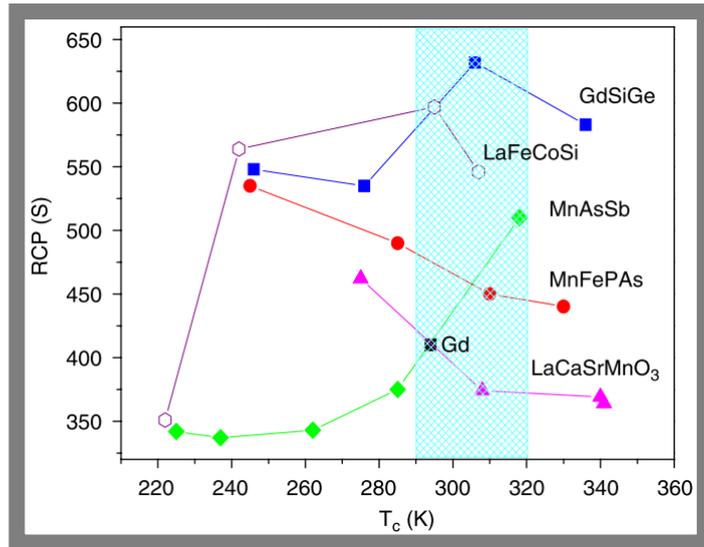


Figure 13: Représentation de RCP (Relative Cooling Power) en fonction de la température de Curie pour $\Delta H = 5$ T, pour les matériaux candidats potentiels à l'application à la réfrigération magnétique à température ambiante $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$ ($x = 0, 0.01, 0.15, 0.25, 0.3$), $\text{La}(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)\text{11.2Si}_{1.8}$ ($x = 0, 0.02, 0.07, 0.08$), $\text{La}_{0.7}\text{Ca}_{0.3-x}\text{SrMnO}_3$ ($x = 0.05, 0.10, 0.15, 0.25$), $\text{Gd}_5(\text{Si}_x\text{Ge}_{1-x})_4$ ($x = 0.43, 0.50, 0.515, 1$), $\text{MnFeP}_{1-x}\text{As}_x$ ($x = 0.45, 0.50, 0.55, 0.65$) [18]

2.4. Les principaux cycles thermodynamiques de réfrigération magnétique

Dans le paragraphe précédent le principe de fonctionnement général d'un cycle de réfrigération magnétique est décrit. La combinaison des phases de magnétisation ou démagnétisation adiabatique, magnétisation ou démagnétisation isotherme et des phases à champ constant, donnent lieu à plusieurs cycles différents présentés ci-après.

2.4.1. Cycle de Carnot

La Figure 14 est la représentation schématique sur un diagramme T-S du cycle magnétique de Carnot. Il comprend deux adiabatiques et deux isothermes. Le matériau magnétocalorique est partiellement magnétisé en condition adiabatique (1-2) augmentant de ce fait sa température de T_F à T_{Ch} . Ensuite, a lieu une ultérieure magnétisation qui cette fois est isotherme (2-3). Dans cette phase la chaleur générée est extraite du système par le fluide caloporteur. La phase suivante (3-4) consiste en une démagnétisation adiabatique. Ce qui contribue à l'abaissement de la température du matériau de T_{Ch} à T_F . Le matériau est complètement démagnétisé dans la phase isotherme (4-1), phase dans laquelle le matériau magnétocalorique absorbe la chaleur du fluide caloporteur.

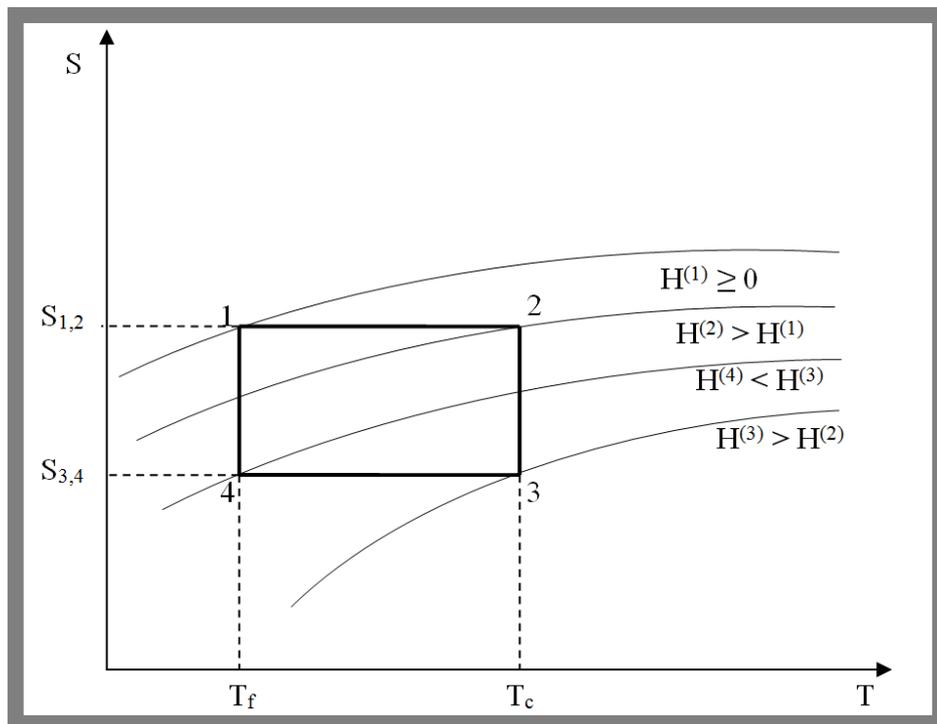


Figure 14: Cycle Carnot

2.4.2. Cycle de Brayton

Le cycle Brayton représenté en Figure 15 est composé principalement de deux phases adiabatiques et de deux phases à champs magnétiques constants durant lesquels ont lieu les échanges de chaleur avec le fluide caloporteur.

La phase (1-2) comprend une magnétisation adiabatique durant laquelle la température du matériau croît de T_1 à T_2 à cause de l'effet magnétocalorique. Ensuite vient la phase (2-3) qui peut être considérée comme la somme de deux phases distinctes: le matériau en présence du champ magnétique H_1 , maintenu constant, cède de la chaleur à la source chaude à travers le fluide diminuant ainsi sa température de T_2 à T_2' . L'ultérieur abaissement de la température de T_2' à T_3 est dû au processus de régénération. Une démagnétisation adiabatique (3-4) suit: la température décroît de T_3 à T_4 . La phase (4-1) consiste d'une part en l'absorption de chaleur en provenance de la source froide à travers le fluide caloporteur (4-4') pour passer de la température T_4 à T_4' , et d'autre part au transfert de chaleur du régénérateur vers le matériau magnétocalorique (4'-1).

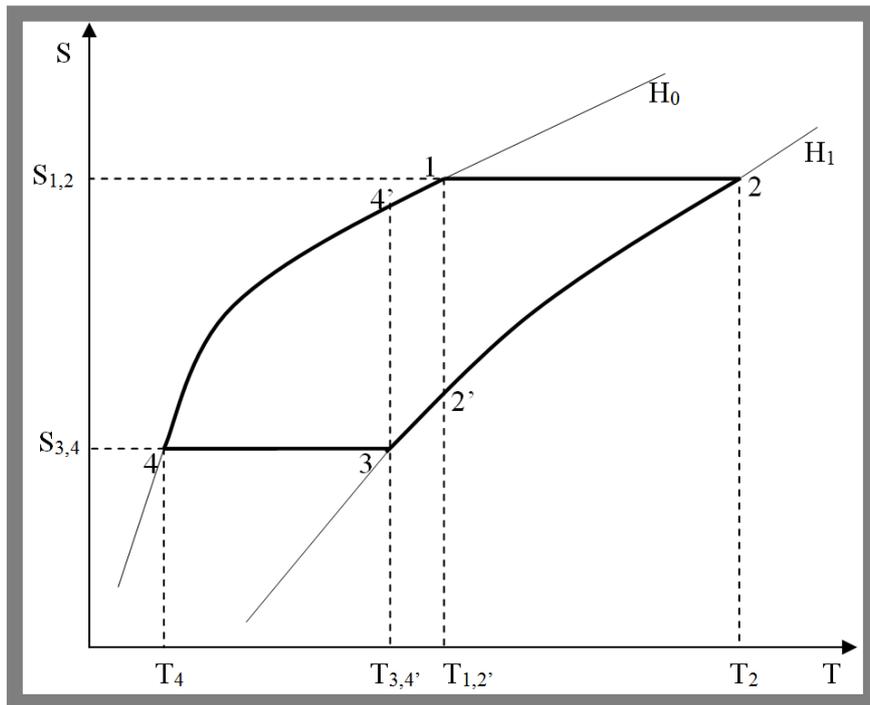


Figure 15: Cycle Brayton

2.4.3. Cycle Ericsson

Le cycle Ericsson, représenté par la Figure 16, est semblable au cycle Brayton décrit dans le paragraphe précédent. La seule différence ici est qu'à la place des phases adiabatiques ce cycle comprend deux isothermes. La phase (2-3) décrit la magnétisation isotherme: l'intensité du champ magnétique est portée de H_0 à ($H_1 > H_0$), la chaleur générée est cédée à la source chaude via le fluide caloporteur. Dans la phase (3-4) le champ magnétique est maintenu constant. Le matériau magnétocalorique absorbe de la chaleur du régénérateur et voit sa température baisser de T_3 à T_4 (3-4). Ensuite on observe une phase de démagnétisation isotherme (4-1) dans laquelle la chaleur est absorbée de la source froide. Enfin, pour fermer le cycle, vient une phase de régénération dans laquelle le matériau magnétocalorique absorbe de la chaleur du régénérateur et sa température passe de T_1 à T_2 (1-2).

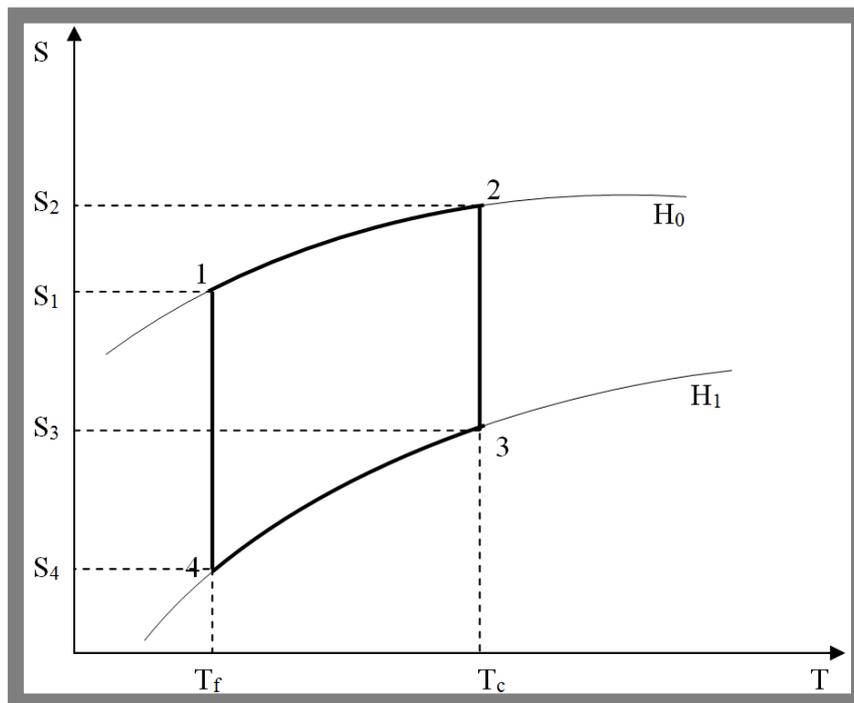


Figure 16: Cycle Ericsson

2.4.4. Cycle AMR

Le cycle AMR (Active Magnetic Regenerator) est une variante du cycle Brayton, dans lequel, le matériau magnétocalorique est à la fois régénérateur et réfrigérant, contrairement au cycle Brayton où un matériau distinct du matériau magnétocalorique est utilisé comme régénérateur. On considère que les puissances thermiques au niveau de l'échangeur de chaleur froid (Q_{ref}) et chaud (Q_{cha}) sont nulles, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'échange thermique entre le système et le milieu extérieur. Si on suppose qu'en condition stationnaire le réservoir de

chaleur chaud est à la température T_C et le réservoir de chaleur froid est à la température T_F , T_i est la température initiale du système, et ΔT_{ad} l'accroissement de température dû à l'EMC, le cycle AMR peut être décrit par les Figures 6-10. La ligne faite de traits interrompus courts représente l'état initial de chaque phase et la ligne de trait continu représente l'état final de la phase.

- ⊙ Etat initial du cycle: la température T_M du matériau magnétocalorique et la température T_f du fluide caloporteur ont la même valeur T_i .

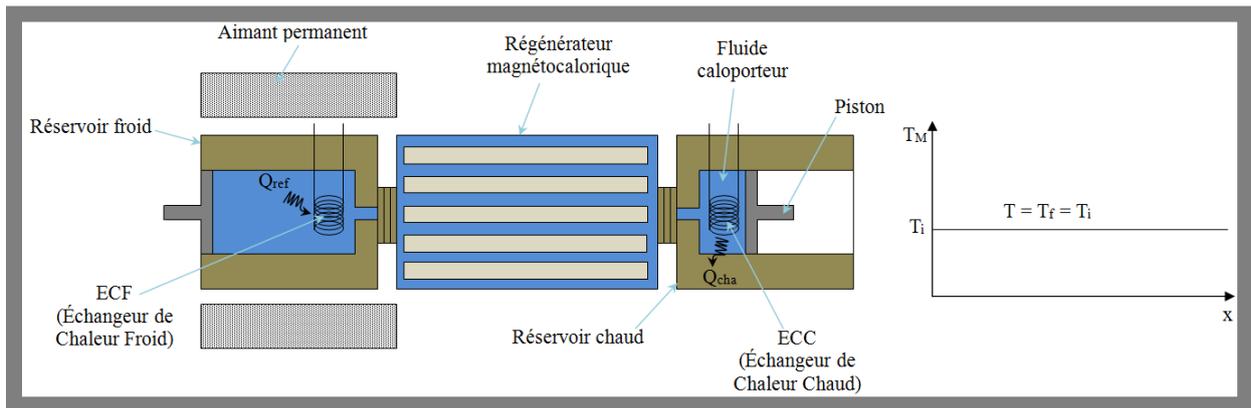


Figure 17: Etat initial

- ⊙ L'aimantation adiabatique: la température du matériau augmente.

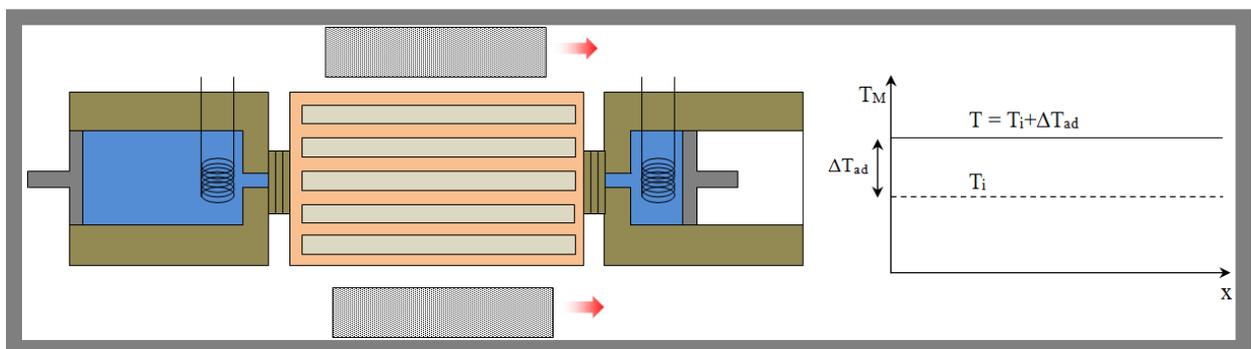


Figure 18: Aimantation adiabatique

- ⊙ Refroidissement isochamp: en présence du champ magnétique H_1 maintenu constant, le fluide, déplacé par les pistons, circule de la source froide vers la source chaude, absorbant la chaleur du matériau pour la céder au réservoir de chaleur chaud à la température $T_{Ch} = T_i + \Delta T$.

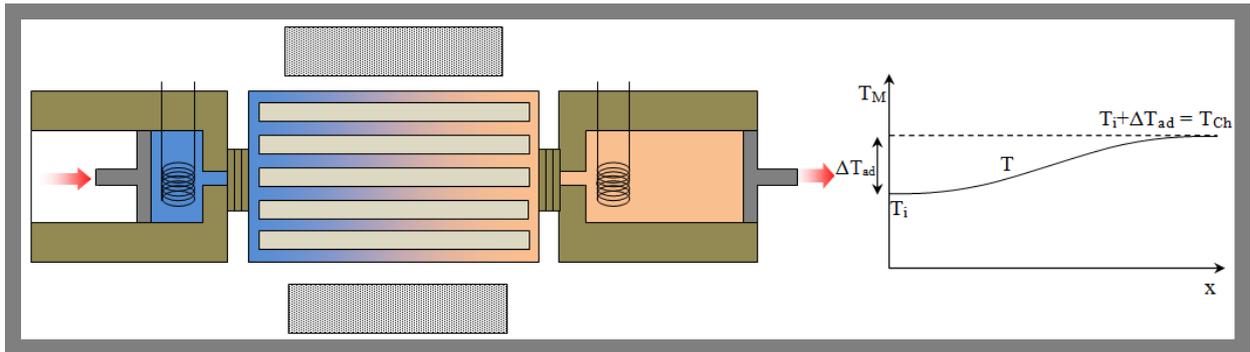


Figure 19: Refroidissement iso champ (champ maximal)

- ⊙ La désaimantation adiabatique: la température du matériau baisse.

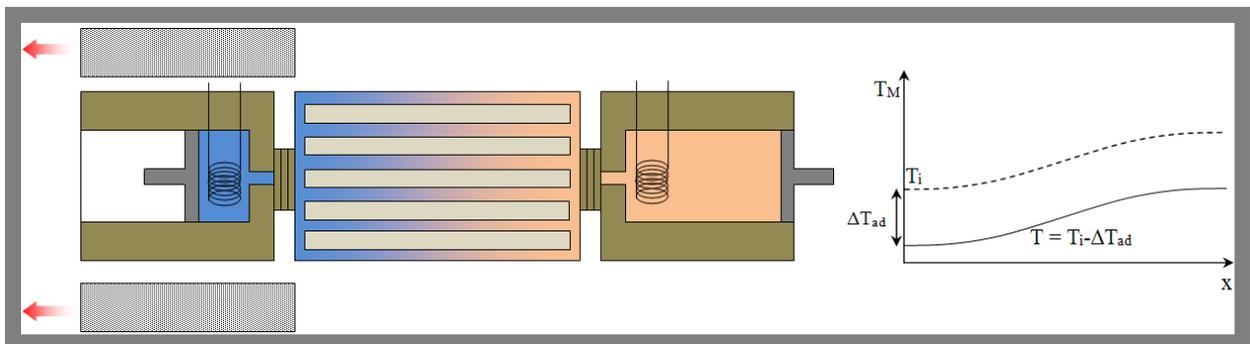


Figure 20: Désaimantation adiabatique

- ⊙ Chauffage iso champ: A l'aide de pistons, le fluide circule de la source chaude vers la source froide, cédant de la chaleur au matériau pour en absorber à la température $T_F = T_i - \Delta T$ au niveau du réservoir de chaleur froid.

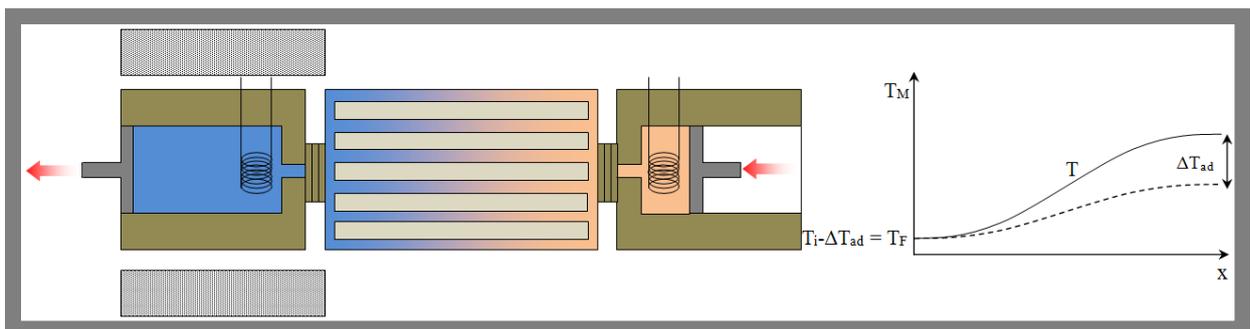


Figure 21: Chauffage iso champ (champ minimal)

Les fluides caloporteurs généralement utilisés dans les cycles de réfrigération magnétocalorique sont l'eau et la solution eau et glycol. Les propriétés physico-chimiques du fluide doivent être compatibles avec le matériau magnétocalorique pour éviter ou limiter la corrosion de ce dernier. Les valeurs de chaleur spécifique et de masse volumique du fluide

caloporteur doivent être élevées pour permettre une bonne diffusibilité de la chaleur. Cependant il existe d'autres fluides à base d'huile ou d'alcool moins utilisés. Même si c'est très rare, des gaz neutres peuvent aussi être utilisés comme fluide caloporteur.

Le régénérateur solide à travers lequel circule le fluide caloporteur se présente sous plusieurs configurations différentes: de la poudre de matériau confiné, des tubes de matériau, des plaques perforées, des plaques parallèles. Ces différentes configurations sont représentées en Figure 22. Le choix de l'une ou de l'autre configuration dépend principalement du rapport superficie/volume, des propriétés physico-chimiques du matériau utilisé et du coût total de la matrice (cout du matériau + cout d'usinage).

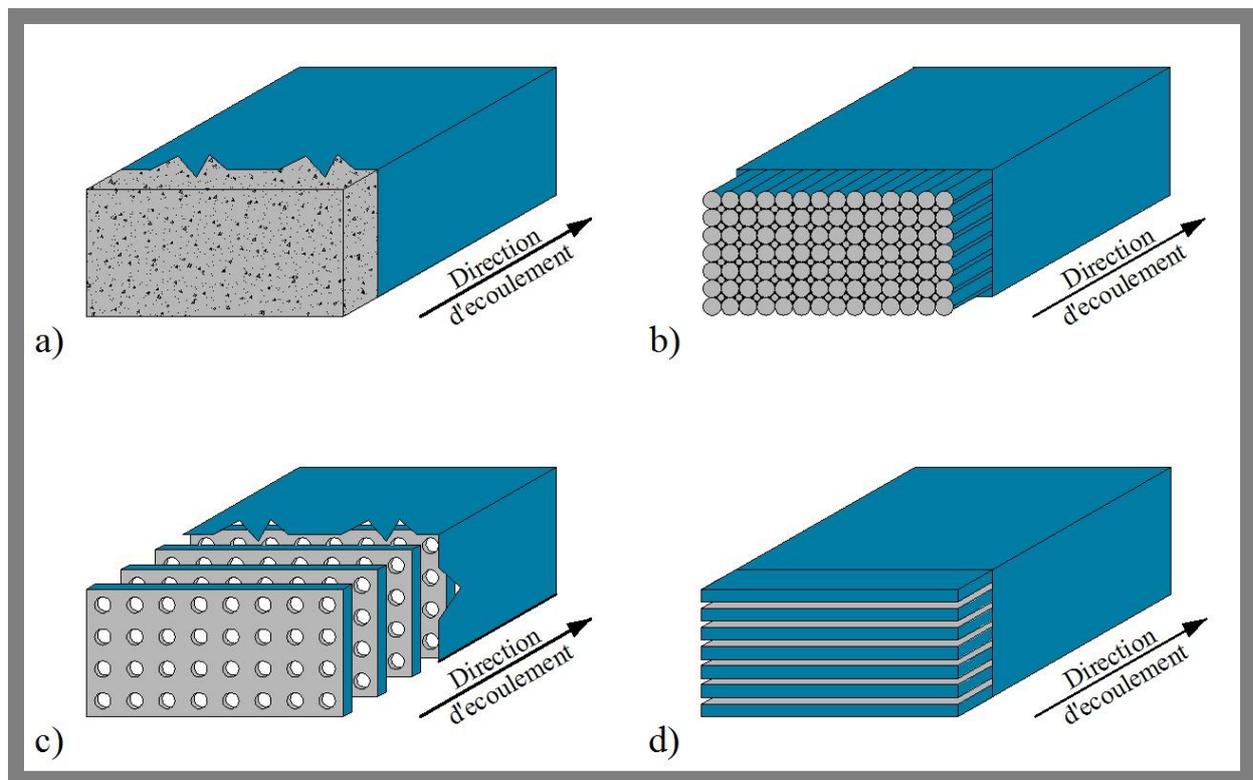


Figure 22: Différentes configurations géométriques du régénérateur solide d'un cycle AMR. a) poudres de matériau confinés b) tubes c) plaques perforées d) plaques parallèles [20]

Le choix fait dans cette thèse est celui des plaques parallèles, car une étude de *Barclay et Sarangi* [21] montre qu'un régénérateur à plaques parallèles peut atteindre des performances meilleures que les matrices de configuration géométrique différente. De plus les régénérateurs à plaques parallèles permettent de mieux contrôler l'écoulement du fluide et le maintenir laminaire et par conséquent maintenir basses les pertes de charge du système. Un autre avantage de cette configuration c'est la possibilité de contrôler les dimensions du régénérateur pour optimiser le transfert de chaleur. Il est donc nécessaire de s'intéresser de plus près à l'étude de l'écoulement et du transfert de chaleur dans les mini/microcanaux à section

rectangulaire. Mais avant cela, la section suivante sera dédiée à une revue des études numériques effectuées pour simuler un AMR. Selon *Petersen* [22], une revue récente [23] indique que seulement deux AMR sur dix construits récemment utilisent les plaques parallèles alors que sept utilisent d'autres types de configurations de régénérateurs.

2.5. Les modèles numériques existants pour un AMR: analyse critique

Plusieurs articles scientifiques et travaux de thèse effectués à nos jours, sont dédiés à l'étude et la modélisation numérique de cycles AMR. Une revue globale de ces ouvrages scientifiques permet de distinguer ces modèles qui peuvent être linéaires ou non-linéaires en trois catégories: modélisation unidimensionnelle (1D) qui concerne la majorité des analyses numériques d'un AMR, bidimensionnelle (2D) ou tridimensionnelle (3D). Les principales hypothèses de modélisation et les équations utilisées sont généralement les mêmes, cependant certaines différences peuvent être mentionnées selon la dimension géométrique considérée.

2.5.1. Hypothèses du modèle AMR

En général les hypothèses faites dans un modèle AMR sont les suivantes:

- * Le fluide caloporteur est incompressible, par conséquent le débit de fluide reste invariable dans la matrice et la masse du fluide qui coule dans la matrice est constante;
- * Si la modélisation est unidimensionnelle, les effets de mal-distribution de fluide sont négligés;
- * Il n'y a pas de changement de phase du fluide. Hypothèse vraie pour les modèles d'AMR à température ambiante;
- * L'écoulement est complètement développé;
- * Les propriétés thermophysiques du fluide sont constantes;
- * Les propriétés thermophysiques du MMC sont constantes excepté la chaleur spécifique qui varie en fonction du champ H et de la température;
- * Le transfert de chaleur par rayonnement est négligé;
- * L'hystérèse qui caractérise les processus de magnétisation et de démagnétisation est négligée.

2.5.2. Équations générales du modèle

De manière générale, les équations caractéristiques d'un modèle AMR peuvent être distinguées en deux groupes d'équations à savoir celles relatives au fluide et celle relative au

régénérateur solide. En ce qui concerne le fluide les équations de Navier Stokes sont utiles pour la résolution du champ de vitesse du fluide:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \rho_f (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \vec{u} \quad (2.23)$$

L'équation de l'énergie suivante est utile pour la résolution du transfert de chaleur dans le fluide:

$$\rho_f C_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T_f \right) = k_f \nabla^2 T_f + \dot{Q}_{DISP} - \dot{Q}_{TT} \quad (2.24)$$

Pour le régénérateur solide nous avons une seule équation à savoir l'équation générale de l'énergie:

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \nabla^2 T_s + \dot{Q}_{EMC} + \dot{Q}_{DISP} + \dot{Q}_{TT} \quad (2.25)$$

Dans ces deux dernières équations \dot{Q}_{DISP} représente la quantité de chaleur due aux déperditions thermiques, \dot{Q}_{TT} représente la quantité de chaleur échangée entre le fluide et le régénérateur solide, alors que \dot{Q}_{EMC} représente le terme source, quantité de chaleur générée à cause de l'effet magnétocalorique.

Les modèles de cycles AMR peuvent présenter des différences plus ou moins importantes selon qu'ils sont écrits en 3D, en 2D ou en 1D. Pour chacune de ces dimensions nous réécrivons les équations générales citées ci-dessus (en citant des exemples en littérature) et nous mettrons en évidence les différences principales.

⊙ Modèles 3D

Les équations de Navier-Stokes permettent de calculer le champ de vitesse et de pression du fluide, alors que les équations de (2.28) et (2.29) servent successivement à calculer la variation de température due au transfert de chaleur par convection et par diffusion dans le fluide et la variation de température par conduction dans le solide en considérant un terme source correspondant à l'EMC.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial z} = 0 \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.27)$$

$$\rho_f C_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} + w \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right) \quad (2.28)$$

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) + \dot{Q}_{EMC} \quad (2.29)$$

Un modèle tridimensionnel possède de nombreux avantages du point de vue de la précision des calculs, d'autant que certaines simplifications plus ou moins importantes que l'on fait généralement en 2D et 1D peuvent être prises en compte. Le principal inconvénient est dans la mémoire très élevée du calculateur, qu'un tel modèle sollicite et le temps de simulation qui peut être considérablement long. Un des rares modèles en 3D du cycle AMR que l'on trouve en littérature est celui de *Bouchard et al.*[24]. Ce modèle est l'analyse d'un régénérateur poreux constitué de particules de diamètre $d = 0,5 \text{ mm}$. La porosité du régénérateur représenté à la Figure 23 est $\varepsilon = 0,33$.

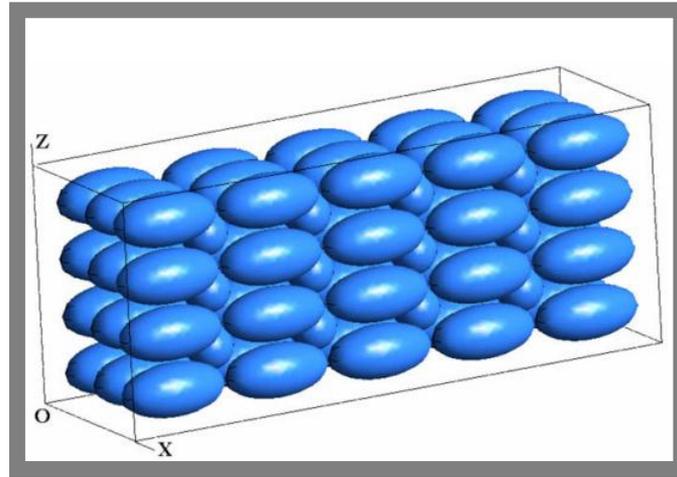


Figure 23: Représentation en 3D du modèle géométrique AMR constitué d'un régénérateur poreux [24]

Le champ de vitesse, le champ de pression, le champ de température sont résolus simultanément. Ce qui est plus proche de la réalité et fournit des résultats plus compréhensibles et plus facile à interpréter. Cependant certaines simplifications, en particulier d'ordre géométrique, doivent être faites pour diminuer au maximum les besoins en temps de calcul et de mémoire de l'ordinateur. En l'occurrence des plans de symétrie ont été introduits pour limiter l'étude à une petite portion du régénérateur. Pour le champ de vitesse et de pression les équations de Navier Stokes (2.26) et (2.27) ont été utilisées, alors que l'équation (2.28) a été utilisée pour le champ de température dans le fluide. L'équation (2.36) est celle utilisée pour le champ de température et l'EMC dans le matériau. L'EMC dans ce modèle est exprimé par le terme source décrit à travers l'équation:

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s C_{s,p} \frac{\Delta T_{ad}}{\Delta t} \quad (2.30)$$

Avec $C_{s,p}$ et ΔT_{ad} variant en fonction de la température et du champ magnétique.

Au niveau des limites constituées de plans de symétrie, les équations suivantes sont valides:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (2.32)$$

Dans la section 2.5.4 nous traiterons avec plus de précision les différentes approches considérées pour la modélisation de l'EMC.

⊙ Modèles 2D

Dans les modèles bidimensionnels, en supposant les propriétés physiques du fluide et du solide constantes excepté la chaleur spécifique du régénérateur solide, les équations de Navier Stokes sont résolues pour calculer le champ de vitesse, selon les équations (2.22) et (2.23):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.34)$$

Les équations de l'énergie comportent exactement les mêmes termes que dans les modèles tridimensionnels. On peut donc évaluer aisément l'effet de la conduction axiale dans le matériau.

$$\rho_f C_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) + \dot{Q}_{DISP} \quad (2.35)$$

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) + \dot{Q}_{EMC} + \dot{Q}_{DISP} \quad (2.36)$$

Le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le matériau magnétocalorique est représenté par l'équation (2.37) qui représente une condition aux limites interne, c'est-à-dire à l'interface fluide-solide.

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = -k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} \quad (2.37)$$

⊙ Modèles 1D

Un modèle 1D suppose généralement, par simplicité, que l'écoulement du fluide est pleinement développé, les déperditions thermiques sont négligeables, et que la conduction thermique est infinie dans la direction transversale. On a uniquement la composante axiale de la vitesse, par conséquent il n'y a pas besoin des équations de Navier Stokes pour la résolution du champ de vitesse. En considérant ces hypothèses, le modèle 1D constitué uniquement d'équations de l'énergie du fluide et du solide, est ainsi représenté:

$$\rho_f C_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = k_f \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_f}{\partial x} \right) - \dot{Q}_{TT} \quad (2.38)$$

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \dot{Q}_{EMC} + \dot{Q}_{TT} \quad (2.39)$$

Avec

$$\dot{Q}_{TT} = h \cdot r \cdot (T_s - T_f) \quad (2.40)$$

Avec r [m^2/m^3] représentant le rapport de la surface de solide baignée et le volume de fluide considéré.

Pour une matrice constituée d'un matériau poreux, un paramètre dit coefficient de porosité ε apparaît et l'expression de \dot{Q}_{TT} devient $\dot{Q}_{TT,f}$ dans l'équation du fluide et $\dot{Q}_{TT,s}$ dans l'équation du solide:

$$\dot{Q}_{TT,f} = h \cdot r \frac{1}{\varepsilon} (T_s - T_f) \quad (2.41)$$

$$\dot{Q}_{TT,s} = h \cdot r \frac{1}{(1 - \varepsilon)} (T_s - T_f) \quad (2.42)$$

Ici la particularité réside dans la détermination du coefficient de transfert thermique h , qui est proportionnel au nombre de Nusselt selon l'équation suivante:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k_f} \quad (2.43)$$

Le paramètre D dans cette équation représente le diamètre d'une particule de matériau dans le cas de matrice constituée de poudre de matériau, ou le diamètre hydraulique dans les autres cas.

Généralement, dans les modèles 1D, des corrélations expérimentales en fonction du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de Prandtl (Pr) sont utilisées pour calculer le nombre de Nusselt (Nu). Le Tableau 1 présente quelques corrélations utilisées dans des modèles 1D, et les références scientifiques correspondantes:

Tableau1: Corrélations expérimentales pour le calcul du nombre de Nusselt, dans certains modèles unidimensionnels du cycle AMR.

Référence	Équation	Numérotation
<i>Allab et al.</i> [25]	$Nu = b \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3}$	(2.44)
<i>Shir et al.</i> [26]	$Nu = (0.5Re^{1/2} + 0.2Re^{2/3})Pr^{1/3}$	(2.45)
<i>Risser et al.</i> [27]	$Nu = \left[\left(0.41 \left(\frac{x}{D_h \cdot Re \cdot Pr} \right)^{-\frac{1}{2}} \right)^2 + \psi^2 \right]^{\frac{1}{2}}$	(2.46)
<i>Kawanami et al.</i> [28]	$Nu = 2 + 0.6Pr^{1/3}Re^{1/2}$	(2.47)

Il est important de remarquer que la corrélation représentée par l'équation (2.47), utilisée par *Kawanami et al.* [28] a permis de déterminer le nombre de Nusselt pour un modèle considérant l'air comme fluide caloporteur. Le nombre de Reynolds compris dans cette corrélation est calculé à l'aide de l'expression bien connue représentée par l'équation (2.48).

$$Re = \frac{D \cdot \rho_f \cdot u}{\mu_f} \quad (2.48)$$

La vitesse u dans cette expression est la vitesse du gaz qui circule entre les particules de matériau magnéto-calorique. Elle est exprimée ainsi:

$$u = \frac{u_0}{1 - \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \left(\frac{D}{D + \delta} \right)} \quad (2.49)$$

u_0 est la vitesse d'entrée de l'air, D est le diamètre des particules, et δ est la distance entre deux particules adjacentes.

Dans l'équation (2.44), b et m sont des constantes dépendant de l'écoulement du fluide. Le terme ψ de l'équation (2.46) est représenté par l'expression suivante:

$$\psi = 8.235 \cdot \left(1 - 2.0421 \frac{a}{b} + 3.0853 \left(\frac{a}{b} \right)^2 - 2.4765 \left(\frac{a}{b} \right)^3 + 1.0578 \left(\frac{a}{b} \right)^4 - 0.1861 \left(\frac{a}{b} \right)^5 \right) \quad (2.50)$$

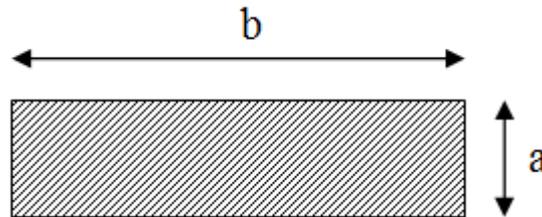


Figure 24 : Représentation de la section d'un canal et définition des coefficients de l'équation (2.50)

Certains modèles comme celui de *Siddikov et al.* [29] ajoutent à l'équation (2.38) un terme diffusif pour le calcul des déperditions thermiques dans le fluide. Ce terme est représenté par l'équation suivante:

$$\dot{Q}_{DISP} = \varepsilon \cdot k_{DISP} \rho_s C_{p,s} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_f}{\partial x} \right) \quad (2.51)$$

Le paramètre k_{DISP} représente le coefficient de déperditions thermiques [$m^2 \cdot s^{-1}$].

Dans les modèles plus complets, des corrélations expérimentales sont utilisées pour calculer le coefficient de pertes de charge qui permet ensuite de prendre en compte, dans l'équation de l'énergie du fluide, l'effet des frottements sur le transfert de chaleur:

$$\dot{Q}_{DF} = \rho_f \frac{\lambda \cdot u^3}{2D_h} \quad (2.52)$$

Il est possible de calculer le gradient de pression en 1D en utilisant l'équation d'Ergun. C'est le cas dans le modèle d'Aprea *et al.*[30]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 180 \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 \frac{\mu_f}{D} u_{fnp} + 1.8 \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right) \frac{\rho_f}{D} u_{fnp}^2 \quad (2.53)$$

En résumé les équations du modèle unidimensionnel complètes sont exprimées ainsi:

* Fluide

$$\begin{aligned} \rho_f C_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) &= k_f \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_f}{\partial x} \right) \\ + \varepsilon \cdot k_{DISP} \rho_s C_{p,s} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_f}{\partial x} \right) &- h \cdot r \cdot (T_s - T_f) + \rho_f \frac{\lambda \cdot u^3}{2D_h} \end{aligned} \quad (2.54)$$

* Solide

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_s}{\partial x} \right) - \mu_0 \rho T_s \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} \frac{dH}{dt} + h \cdot r \cdot (T_s - T_f) \quad (2.55)$$

2.5.3. Les conditions aux limites d'un modèles AMR

Aux extrémités de l'AMR se trouvent les réservoirs de chaleur côté chaud et côté froid. Aux échangeurs de chaleurs relatifs à chaque réservoir, on peut fixer les quantités de chaleurs échangées Q_{cha} et Q_{ref} . Il est possible de fixer directement la température du réservoir chaud T_{Ch} et la température du réservoir froid T_F .

Lorsque le fluide circule du réservoir chaud vers le réservoir froid, $\dot{m} > 0$, alors la température du fluide est $T_f(x = 0, t) = T_{Ch}$.

Lorsque le fluide circule du réservoir froid vers le réservoir chaud, $\dot{m} \leq 0$, alors la température du fluide $T_f(x = L, t) = T_F$.

Le paramètre L représente la longueur totale du régénérateur.

2.5.4. Modélisation de l'EMC

Deux approches sont généralement considérées dans la modélisation numérique de l'effet magnétocalorique:

◎ Approche analytique: modèle de Weiss-Debye-Sommerfeld (WDS)

Sans entrer dans les détails de la formulation de ce modèle nous donneront uniquement les équations qui expriment la chaleur spécifique massique C_{MAG} et l'entropie magnétique, en fonction du champ magnétique et de la température S_{MAG} .

*** Modèle du champ moyen de Weiss**

$$C_{MAG} = -\mu_0 \left(H \frac{\partial M}{\partial T} + \frac{1}{2} \rho \lambda_{mol} \frac{\partial (M)^2}{\partial T} \right) \quad (2.56)$$

Avec le facteur de champ moléculaire exprimée par:

$$\lambda_{mol} = \frac{3k_B T_C}{\mu_0 \rho N_m g^2 \mu_B^2 J(J+1)} \quad (2.57)$$

L'expression de l'aimantation est donné par:

$$M = N_m g J \mu_B B_J(\chi) \quad (2.58)$$

La fonction de Brillouin qui apparait dans l'expression de l'aimantation est décrite par l'équation suivante:

$$B_J(\chi) = \frac{2J+1}{2J} \coth\left(\frac{2J+1}{2J}\chi\right) - \frac{1}{2J} \coth\left(\frac{1}{2J}\chi\right) \quad (2.59)$$

Le ratio d'énergie de Zeeman χ est exprimé par:

$$\chi = \frac{\mu_0 H \mu_B g J}{k_B T} + \frac{3J T_C}{T(J+1)} B_J(\chi) \quad (2.60)$$

Puisque B_J dépend de χ qui dépend lui-même de B_J , la résolution de C_{MAG} se fait par méthode itérative. Les valeurs de B_J et χ ainsi déterminées sont utilisées dans l'équation (2.61) pour calculer l'entropie magnétique.

$$S_{MAG} = N_m k_B \left(\ln \left(\frac{\sinh\left(\frac{2J+1}{2J}\chi\right)}{\sinh\left(\frac{\chi}{2J}\right)} \right) - \chi B_J(\chi) \right) \quad (2.61)$$

La variation d'entropie magnétique pour une variation de champ de H_{min} à H_{max} est calculée à l'aide de l'équation:

$$\Delta S_{MAG} = S_{MAG}(H_{max}, T) - S_{MAG}(H_{min}, T) \quad (2.62)$$

La variation adiabatique de température ΔT_{ad} se détermine à l'aide de l'équation (2.19) en remplaçant l'aimantation M par sa valeur donnée par l'équation (2.58).

*** Modèle de Debye**

Le modèle de Debye permet de déterminer la capacité thermique de réseau selon l'équation suivante:

$$C_{RES} = 9k_B N_m \left(\frac{T}{T_D} \right)^3 \int_0^{T_D/T} \frac{x^4 e^x}{(e^x - 1)^2} dx \quad (2.63)$$

L'entropie de réseau se détermine à l'aide l'expression suivante:

$$S_{RES} = k_B N_m \left(-3 \ln \left(1 - e^{-\frac{T_D}{T}} \right) + 12 \left(\frac{T}{T_D} \right)^3 \int_0^{T_D/T} \frac{x^3}{e^x - 1} dx \right) \quad (2.64)$$

* Modèle de Sommerfeld

A l'aide du modèle de Sommerfeld la contribution électronique de la capacité thermique peut être calculée:

$$C_{ELE} = \gamma_{ELE} T \quad (2.65)$$

Le coefficient de proportionnalité ou constante de Sommerfeld γ_{ELE} est exprimé ainsi:

$$\gamma_{ELE} = k_B Z N_m \frac{\pi^2}{2} \left(\frac{k_B}{\varepsilon_F} \right) \quad (2.66)$$

L'entropie électronique est égale à la capacité thermique.

$$S_{ELE} = C_{ELE} \quad (2.67)$$

Le nombre de moments magnétiques par unité de masse N_m utilisé dans les équations du modèle W-D-S est défini comme le rapport du nombre d'Avogadro et de la masse molaire du MMC, c'est-à-dire $N_m = N_A/M_A$.

⊙ Approche semi-expérimentale: Interpolation de valeurs expérimentales de $C_{p,s}$ et de ΔT_{ad} du matériau

Cette approche consiste à interpoler des données expérimentales des propriétés du matériau que l'on aurait à disposition. Si l'on dispose de valeurs de $\Delta T_{ad}(H, T)$ et de $C_{p,s}(H, T)$ en considérant la conductivité k_s et la masse volumique ρ_s constantes, en utilisant l'équation (2.20), on peut réécrire la puissance spécifique volumétrique générée à cause de l'EMC comme suit:

$$\dot{Q}_{MAG} = \rho_s C_{p,s}(H, T) \frac{dT_{ad}(H, T)}{dt} \quad (2.68)$$

Avec une fonction décrivant la variation du champ magnétique H entre H_{min} et H_{max} en fonction du temps, il est possible de déterminer à chaque pas de temps Δt , la valeur de ΔT_{ad} selon le modèle suivant:

$$\dot{Q}_{MAG} = \rho_s C_{p,s}(H(t), T(t)) \frac{\Delta T_{ad}(H(t + \Delta t), T(t)) - \Delta T_{ad}(H(t), T(t))}{\Delta t} \quad (2.69)$$

A travers cette méthode on obtient une application directe de la variation adiabatique de température sur le solide. A chaque pas de temps la température du matériau varie selon l'équation suivante:

$$T = T(t) + \Delta T_{ad}(T(t), \mu_0 H(t), \mu_0 H(t + \Delta t)) \quad (2.70)$$

En utilisant le modèle Weiss-Debye-Sommerfeld la valeur de la chaleur spécifique a été déterminée à l'aide d'un simple algorithme sur MATLAB, et comparée aux valeurs expérimentales à disposition. Le matériau considéré est le gadolinium (Gd) et la valeur de $\mu_0 H$ utilisée est 1 T. Les valeurs des paramètres et les constantes utilisées sont indiquées dans le Tableau 2. Les résultats obtenus sont représentées en Figure 25 et Figure 26.

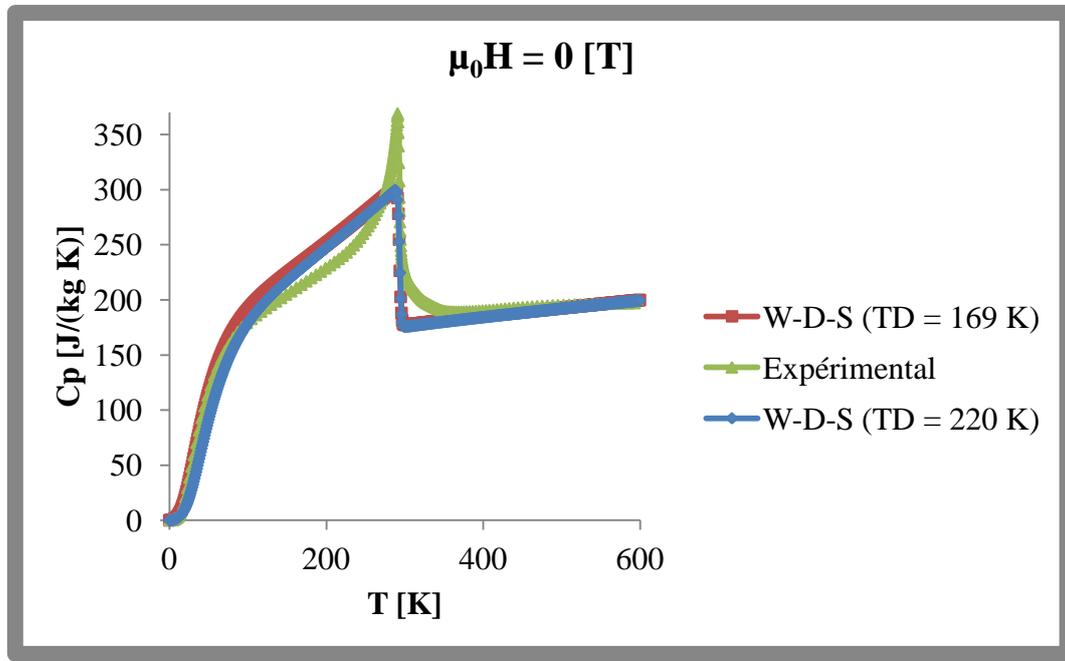


Figure 25: Graphique comparatif des résultats de C_p obtenus à l'aide du modèle W-D-S et celles provenant de mesures expérimentales. Deux valeurs différentes de la température de Debye T_D , sont considérées: 169 K et 220 K. $\mu_0 H = 0$ T.

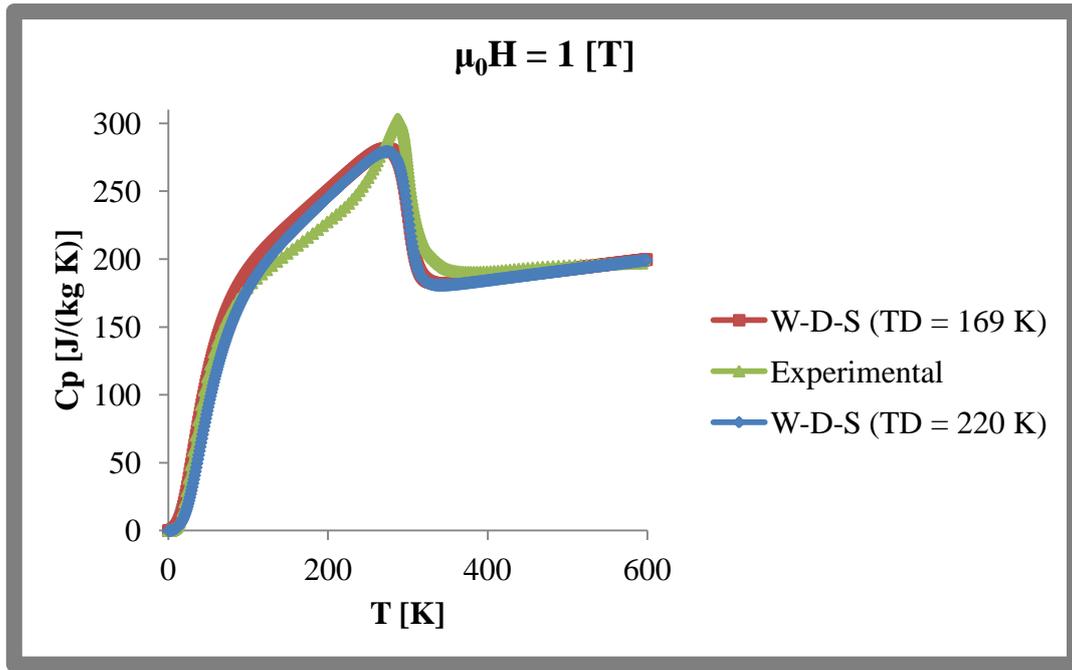


Figure 26: Graphique comparatif des résultats de C_p obtenus à l'aide du modèle W-D-S et celles provenant de mesures expérimentales. Deux valeurs différentes de la température de Debye T_D sont considérées: 169 K et 220 K, $\mu_0 H = 1$ T.

Les courbes de C_p représentées en Figure 25 et Figure 26 sont obtenues pour deux valeurs différentes de T_D . En effet une incertitude réside dans la connaissance de la température de Debye [31]. *Risser* [31] utilise une valeur déterminée pour avoir une meilleure correspondance possible avec les mesures expérimentales de capacité thermique à savoir $T_D = 220$ K, alors que *Petersen* [32] utilise une valeur de $T_D = 169$ K.

Tableau 2: Valeurs des paramètres utilisées pour la détermination des courbes de capacité thermique à travers le modèle W-D-S.

Paramètres	Valeurs	Unités
ρ	7900	[kg.m ⁻³]
J	7/2	[J.s]
g	2	[-]
μ_0	$4\pi \times 10^{-7}$	[H.m ⁻¹]
μ_B	$9.27400949 \times 10^{-24}$	[A.m ²]
k_B	$1.3806488 \times 10^{-23}$	[J.kg ⁻¹]
N_A	$6.02214129 \times 10^{23}$	[mol ⁻¹]
M_A	0.157	[kg.mol ⁻¹]
T_C	293	[K]

T_D	169; 220	[K]
γ_{ELE}	6.93×10^{-2}	[J.kg ⁻¹ K ⁻²]

2.6. Les micro/minicanaux

L'écoulement de fluide liquide et le transfert thermique dans les microcanaux constituent le sujet de recherche de nombreux ouvrages et articles scientifiques dans plusieurs domaines et depuis de nombreuses années. Les pionniers dans ce domaine, *Tuckerman et Pease* [33] ont, très tôt dans les années 80 posé et étudié le problème de refroidissement des circuits intégrés plats à l'aide de la convection forcée d'un fluide liquide. Ils avaient alors dimensionné et testé expérimentalement le refroidissement par de l'eau d'un circuit intégré très compact à base de Silicium. Les résultats obtenus avaient confirmé les prédictions théoriques. Plus tard dans les années 2000, *Kandlikar et Grande* ont décrit les techniques de fabrication des microcanaux [34], [35] et ont aussi proposé une classification des canaux en fonction de leurs dimensions (diamètre hydraulique) [36] alors que *Steinke et Grande* [37] ont effectué une revue des techniques d'amélioration de transfert thermique dans les minicanaux et les microcanaux. Entre 2000 et 2012 de nombreuses études numériques et expérimentales sur l'écoulement laminaire des fluides liquides et le transfert de chaleur dans les microcanaux ont été effectuées. Les objectifs principaux visés sont: déterminer les moyens d'optimisation du transfert de chaleur, l'étude comparative de la théorie de calcul des microcanaux et celle correspondant aux canaux conventionnels d'une part, et les corrélations expérimentales ou les modèles théoriques d'autre part, la comparaison entre modèles numériques différents, la vérification de la validité des modèles numériques à travers les mesures expérimentales. Ces trois principaux objectifs sont recherchés à travers des études faites sur: la dimension des canaux, le profil de la section de passage et le profil longitudinal du canal, le matériau utilisé, la rugosité du matériau, le type de fluide et les considérations faites sur les propriétés du fluide et sur la vitesse du fluide. Le Tableau 17, récapitulatif des articles sélectionnés dans cette revue, se trouve en Annexe 1 de ce document. Il indique que la plupart des travaux dans ce domaine (54,5%) est d'ordre numérique alors que 20% concernent des études exclusivement expérimentales. Les 15,5% restant effectuent en parallèle des études numériques et des études expérimentales. Il est cependant important de noter que même si tous ne font pas des études expérimentales, plusieurs auteurs s'appuient sur des résultats expérimentaux issues de leurs travaux de recherches précédents ou de travaux de recherche d'autres auteurs ou collègues pour valider et discuter les résultats numériques obtenus.

2.6.1. Définition, classification et géométrie des microcanaux

Les paramètres dimensionnels les plus souvent considérés pour l'étude de l'écoulement et le transfert thermique dans les microcanaux sont le diamètre hydraulique (D_h), le facteur de forme (α) défini comme étant le rapport hauteur-largeur dans le cas des microcanaux à section rectangulaire ou le rapport petite base-grande base pour les microcanaux à section trapézoïdale ou enfin le rapport hauteur-base pour les canaux à section triangulaire. Certaines études prennent aussi en compte l'espacement (D_c) entre les canaux dans le cas d'étude de canaux multiples, le rapport longueur-diamètre hydraulique notamment. Si l'on considère la classification des canaux représentée par le Tableau 3, tel que définie par *Kandlikar et al.* [36]. En observant les diamètres hydrauliques de plusieurs des études référencées dans le Tableau 17, on peut déduire qu'elles n'ont pas étudié des microcanaux mais des minicanaux bien qu'ils aient déclaré étudier des microcanaux. Cette classification est seulement indicative car d'autres chercheurs utilisent d'autres critères de classification. Notons cependant qu'elle est utilisée par bon nombre d'analyses scientifiques pour classifier les canaux, étant donné qu'à l'heure actuelle, à notre connaissance, il n'existe pas de consensus qui définisse un standard officiel pour classifier de manière précise les canaux en fonction de leurs dimensions.

Tableau 3: Classification des canaux selon *Kandlikar et al.* [36]

Microcanaux conventionnels	$> 3 \text{ mm}$
Minicanaux	$3 \text{ mm} \geq D > 200 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanaux	$200 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 10 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanaux de transition	$10 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 1 \text{ }\mu\text{m}$
Minicanaux de transition	$1 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 0,1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanocanaux	$0,1 \text{ }\mu\text{m} \geq D$

Les études effectuées concernent les microcanaux à section rectangulaire, section triangulaire et ceux à section trapézoïdale. Les microcanaux à section circulaire sont très peu étudiés numériquement si ce n'est expérimentalement comme dans le cas *Xi et al.* [38]. La Figure 27

représente les différentes formes de sections étudiées et la définition du facteur de forme et du diamètre hydraulique pour chaque profil.

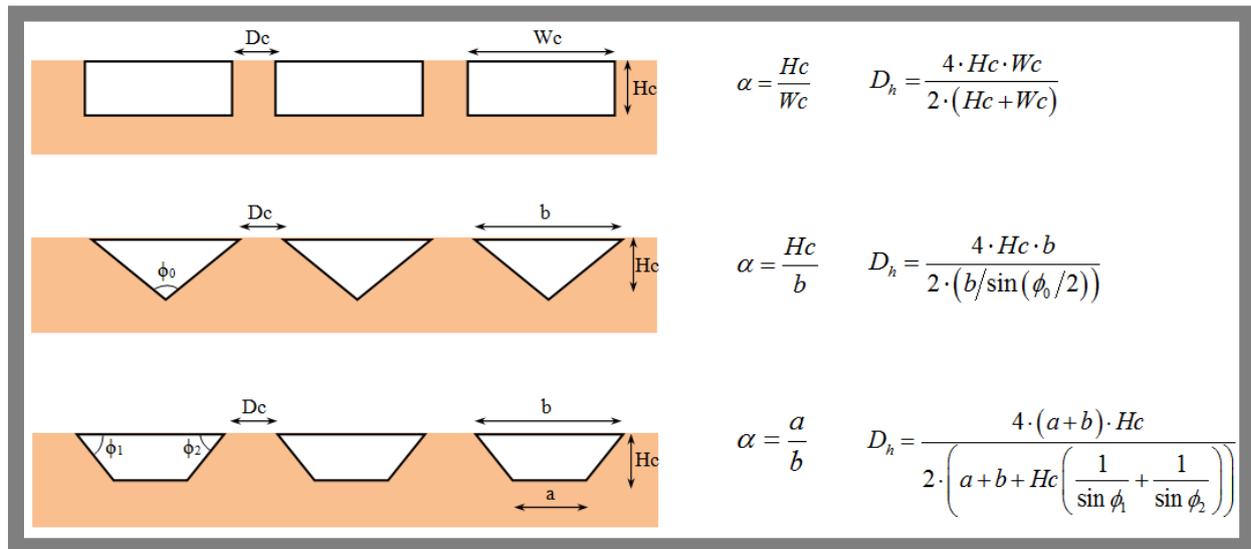


Figure 27: Différents profils de section de passage et définition du facteur de forme

Les microcanaux étudiés diffèrent aussi selon le profil longitudinal. Les plus connus sont les microcanaux droits. Mais on peut aussi distinguer les microcanaux dont le profil longitudinal est de forme sinusoïdale. C'est le cas notamment de *Sui et al.* [39] qui a effectué des études numériques en 3D, et expérimentales, l'effet du profil sinusoïdal de la longueur des microcanaux sur le coefficient de pertes de charges et le nombre de Nusselt (voir la Figure 28). *Lei Chai et al.* [40] ont analysé le transfert de chaleur convectif sur des microcanaux comportant des cavités à distance régulière sur toute la longueur des canaux. Dans le but d'augmenter le transfert de chaleur entre le solide et le fluide, *Haller et al.* [41] ont étudié les microcanaux en forme de 'L' ou en forme de 'T'.

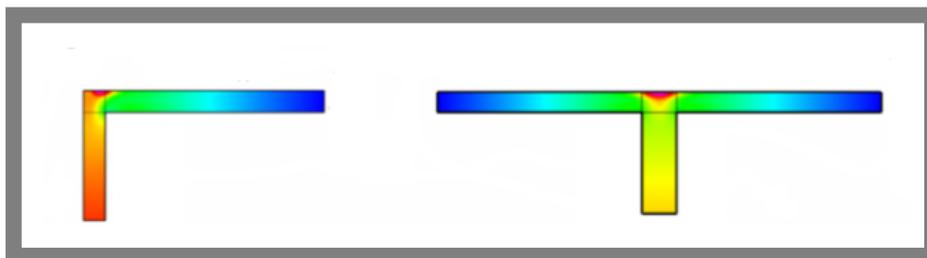
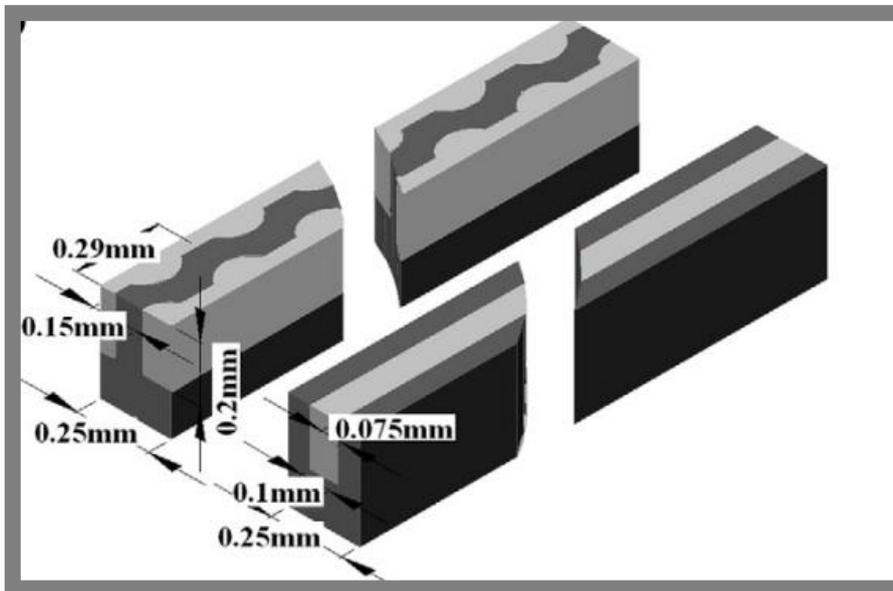
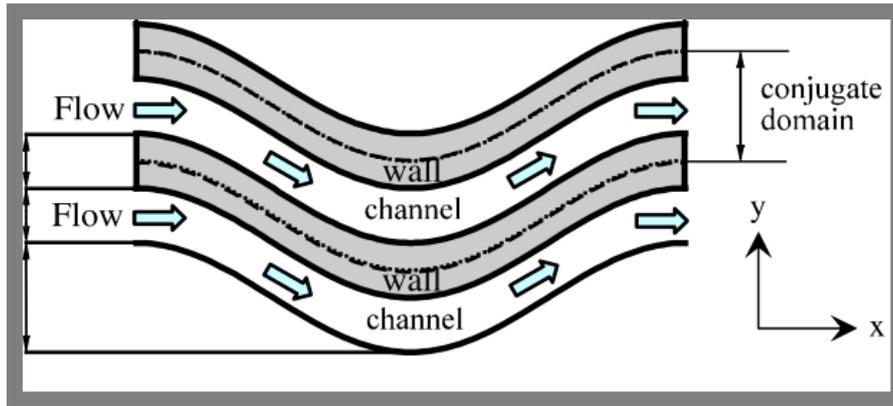


Figure 28: Canal à profil ondulatoire [39], et canal avec des cavités rentrantes le long des parois [40], canal avec des profils en 'L' et 'T' [42]

Toujours dans la recherche de l'optimisation de l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans les microcanaux, des géométries particulières sont analysées, tels que les microcanaux avec des générateurs de vortex (tourbillon) longitudinaux [43] représentés par la Figure 29, ou les microcanaux interrompus [44] représentés par la Figure 30. Dans le premier cas il s'agit d'une étude expérimentale dans laquelle des paires de barrettes de matériaux sont soudées tout le long des microcanaux. Chaque paire de barrettes est inclinée d'un certain

angle par rapport à l'axe d'écoulement du fluide, et toutes les deux forment ainsi un obstacle en 'V', et permettent de créer une perturbation de l'écoulement du fluide. Il en suit une accélération du mouvement du fluide sur les parois externes des barrettes et une décélération entre la paire de barrettes d'où l'effet tourbillon. Le deuxième cas est une étude numérique tridimensionnelle de microcanaux dont la longueur est divisée en plusieurs zones indépendantes dans lesquelles la couche limite thermique est en développement.

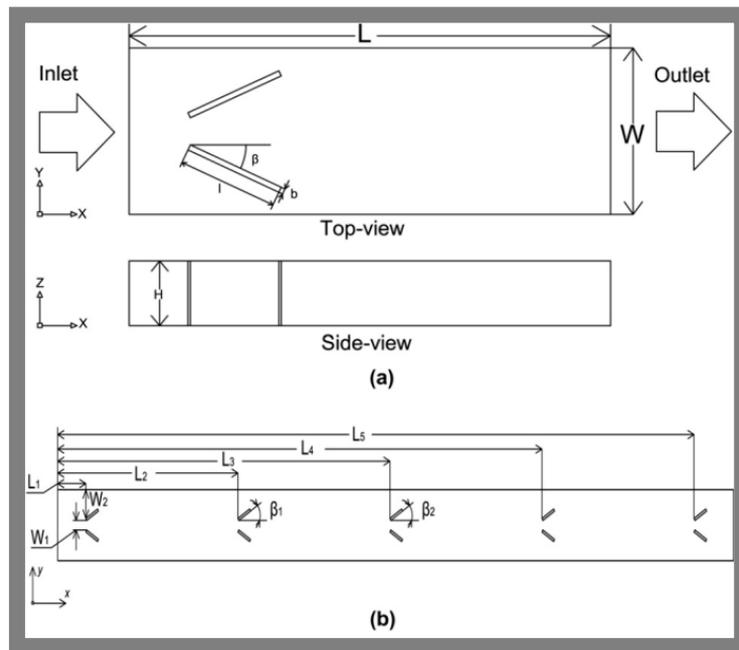


Figure 29: Microcanaux avec des générateurs de vortex longitudinaux [43]

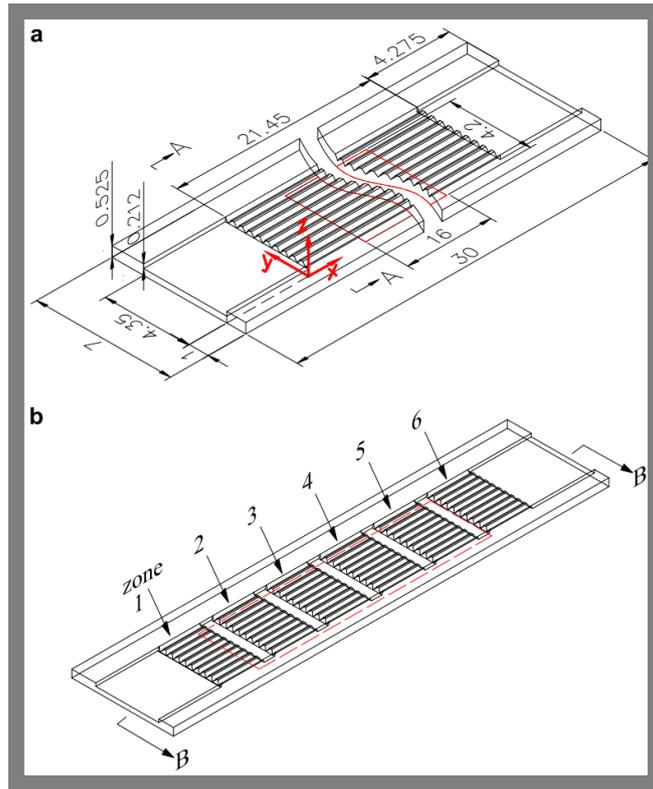


Figure 30: microcanaux interrompus [44]

2.6.2. Les matériaux et leur rugosité

Les études sur l'écoulement et le transfert thermique dans les microcanaux, étant pour la plupart effectuées pour des applications aux MEMS, on retrouve généralement les matériaux qui constituent la base de fabrication des composants de la micro-électronique, c'est-à-dire le Silicium, le Cuivre et l'Aluminium. Quelques études ont employé comme matériaux le fer [45], [46], le Titane [46] et le gadolinium [47]. Ce dernier matériau concerne les applications des microcanaux à la réfrigération magnétique. Le gadolinium est le matériau constituant les microcanaux qui sont l'objet de notre étude. Nous prendrons comme référence les travaux de *Shevade et Rahman* [47] en considérant les spécificités liées à notre problème.

Si la rugosité de surface n'affecte pas l'écoulement laminaire dans les macrocanaux, elle revêt une grande importance dans les canaux à dimensions plus limitées, plus particulièrement dans les microcanaux. Elle joue un rôle important dans l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur, c'est-à-dire sur la quantité de pertes de charges dans les canaux et sur le coefficient de transfert de chaleur. Généralement la rugosité dans les microcanaux est le résultat du niveau de précision de la technologie de fabrication, mais dans d'autres cas elle est expressément recherchée dans le but de provoquer une augmentation de la quantité de chaleur transférée. Dans tous les cas les calculs concernant les microcanaux devraient la prendre en compte car l'effet de la rugosité sur la performance n'est pas négligeable. *Zhang et al.* [48] ont développé

et analysé un modèle numérique bidimensionnel dans le but de déterminer l'effet des éléments de rugosité sur les caractéristiques thermiques et hydrodynamiques. Les profils des éléments étudiés sont de trois types différents: triangle, rectangle, demi-cercle, comme représenté par la Figure 31.

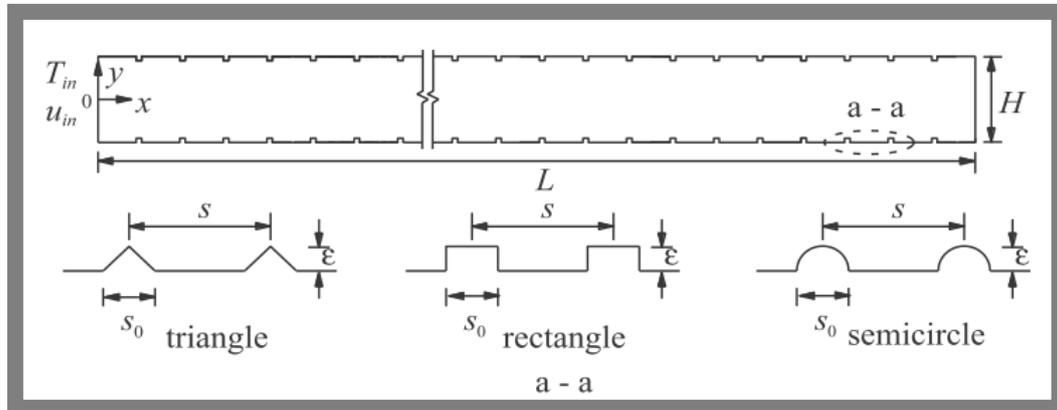


Figure 31: schéma du microcanal rugueux de Zhang *et al.* [48]

Une double étude par simulation numérique en trois dimensions et par le modèle RLM en une dimension, de Gamrat *et al.* [49], permet de déterminer l'effet de la rugosité sur le nombre de Poiseuille et sur le nombre de Nusselt. Le modèle RLM est une combinaison de deux idées: celle de Koo et Kleinstreuer [50] proposant de modéliser la région de rugosité comme une couche équivalente de milieu poreux adjacent à une couche de fluide et celle de Taylor *et al.*[51] consistant à utiliser une approche par éléments discrets. Bavière *et al* [52] a ensuite adopté la même approche, pour modéliser le frottement latéral de la paroi rugueuse et le coefficient de transfert de chaleur dans un écoulement turbulent. La Figure 32 représente les éléments de rugosité qui sont des micro-cubes disposés sur la surface de deux façons différentes: ils sont alignés dans un cas et disposés en quinconce dans l'autre cas.

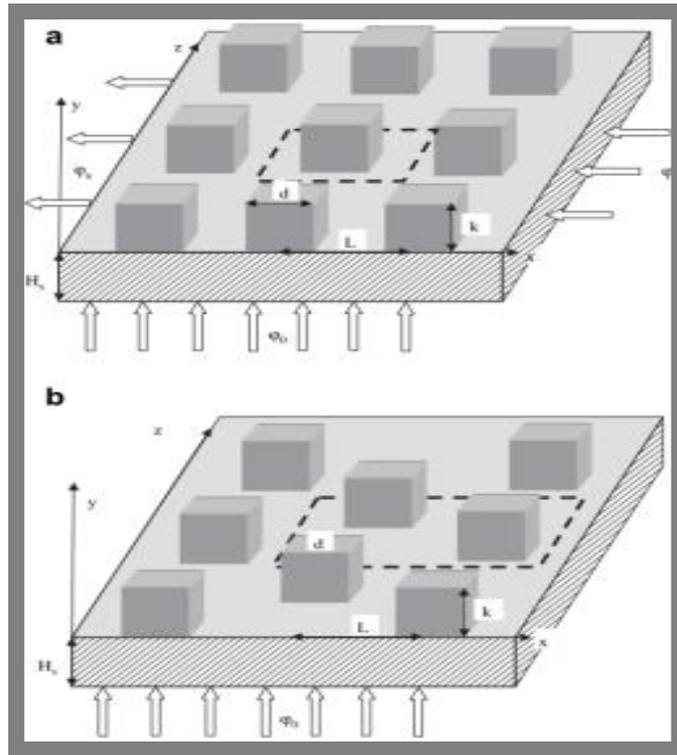


Figure 32: Schéma de la surface rugueuse étudiée par Gamrat et al. [49]

La construction de la surface rugueuse étudiée par *Chen et al.* [53] est basée sur la structure de l'ensemble de Cantor, qui utilise la dimension fractale pour indiquer la fréquence de variation du profil de surface. Pour deux profils ayant la même dimension relative, la dimension fractale peut être différente. L'effet de la dimension fractale, de la rugosité et du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur entre la paroi et un fluide en écoulement laminaire, est étudié et discuté.

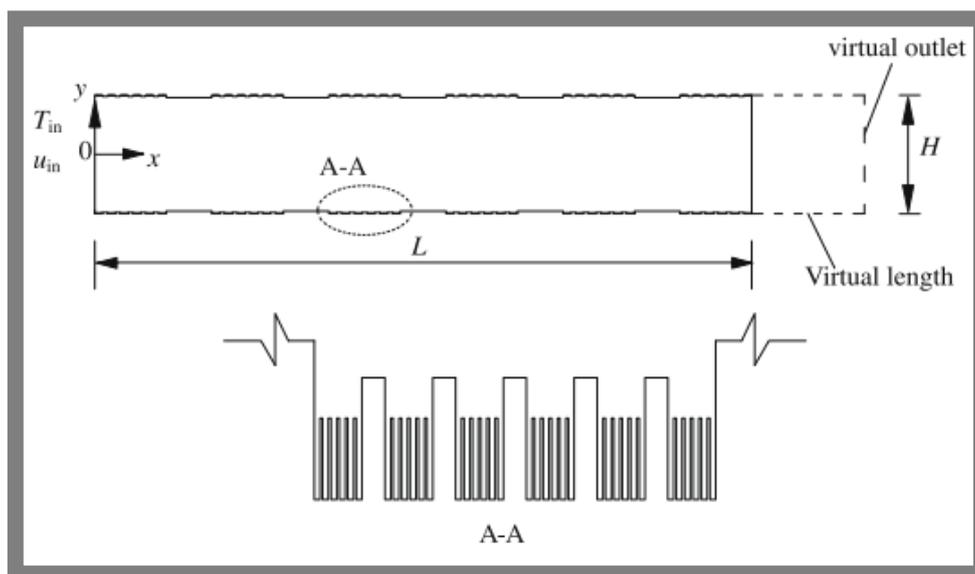


Figure 33: Schéma du microcanal construit par *Chen et al.* [53]

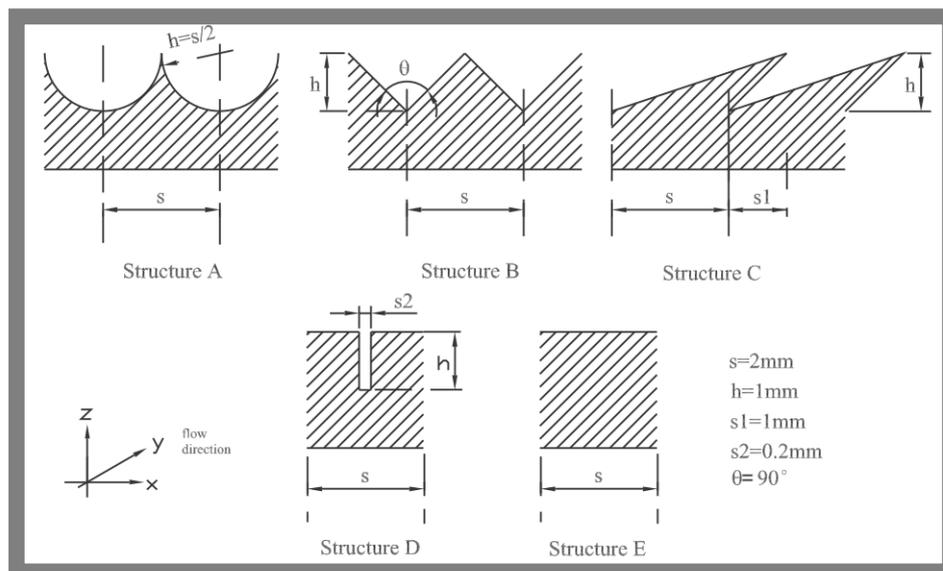


Figure 34: Schéma des différents profils d'éléments de rugosité de surface étudiés par Liu et al. [54]

Dans l'étude de l'effet de la rugosité de surface des microcanaux sur le transfert thermique, *Shen et al.* [55] et *Wu et Chen.* [56] ont quant à eux conduit des essais expérimentaux. Le premier, avec une rugosité relative comprise entre 4 et 6% et Re compris entre 162 et 1257, a effectué des mesures des valeurs locales moyennes du nombre de Nusselt et des mesures du facteur de perte de charge. Le deuxième a effectué des mesures du coefficient de perte de charge et du nombre de Nusselt en considérant des nombres de Reynolds inférieurs à 100 et des valeurs de rugosité relative plus basses, comprise entre 0,00326 et 1,09%.

Toutes ces études de rugosité considèrent l'eau comme fluide caloporteur.

2.6.3. Les fluides

La plupart des analyses effectuées utilisent l'eau comme fluide pour les études numériques et l'eau déminéralisée pour les études expérimentales. Les effets de la haute conductivité thermique des nanofluides à des concentrations différentes, sont aussi analysés dans plusieurs études telles que celles de *Chen et al.* [57], *Akbarinia et al.* [58], *Jung et al.*[59], *Hung et al.* [60], *Mohammed et al.* [61], *Mohammed et al.* [46], *Yang et al.* [62], *Mohammed et al.* [63]. L'éthylène glycol est le fluide utilisé pour le transfert thermique dans les microcanaux de *Hung et al.*[57] et *Xi et al.* [38]. *Owhaib et Palm* [64] ont, quant à eux, étudié expérimentalement le transfert thermique avec le réfrigérant R134. Même si les propriétés thermophysiques des fluides sont considérées constantes dans la plupart des cas, *Zhuo et al.* [65] ont considéré uniquement la viscosité de l'eau variable en fonction de la température alors que *Y Liu et al.* [54] ont considéré la chaleur spécifique, la conductivité thermique et la

viscosité de l'eau variables en fonction de la température. *Toh et al* [66], en plus des propriétés citées précédemment ont considéré aussi la masse volumique de l'eau, variable en fonction de la température. Les équations utilisées sont représentées par les équations (2.71) - (2.74), et les coefficients correspondants sont indiqués dans le Tableau 4.

$$\rho = \frac{a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 + a_5T^5}{1 + a_6T} \quad (2.71)$$

$$C_p = b_0 + b_1T + b_2T^2 + b_3T^3 \quad (2.72)$$

$$k = c_0 + c_1T + c_2T^2 \quad (2.73)$$

$$\mu = d_0 10^{d_1/(T-d_2)} \quad (2.74)$$

Tableau 4: Valeurs des coefficients correspondants aux équations (2.71) - (2.74)

x	a _x	b _x	c _x	d _x
0	999,84	8958,5	-0,58166	2,414x 10 ⁻⁵
1	18,225	-40535	6,3556x 10 ⁻³	247,8
2	-7,920 x 10 ⁻³	0,11243	-7,964x 10 ⁻⁶	140
3	-5,545 x 10 ⁻⁵	-1,014x 10 ⁻⁴		
4	1,498x 10 ⁻⁷			
5	-3,933x 10 ⁻¹⁰			
6	1,816x 10 ⁻²			

Li et al. [67] ont expressément étudié l'effet de la variation des propriétés de l'eau en fonction de la température sur l'écoulement et le transfert thermique dans les microcanaux. Au total trois méthodes ont été développées et comparées les unes aux autres à savoir:

- * Méthode des propriétés variables: les calculs sont effectués en considérant les propriétés de l'eau variables en fonction de la température à travers une fonction linéaire d'interpolation.
- * Méthode des propriétés d'entrée: les propriétés thermiques de l'eau sont déterminées en correspondance de la température d'entrée du fluide.
- * Méthode des moyennes des propriétés: les propriétés thermiques de l'eau sont les moyennes des valeurs calculées sur tout le domaine de calcul dans le cas de méthode des propriétés variables.

La méthode employée dans ce travail de thèse est celle des propriétés variables qui représente mieux la réalité de l'écoulement et du transfert de chaleur dans les microcanaux. Les résultats

de l'analyse de *Li et al.* [67], résumés dans la section relative aux résultats nous obligent à faire ce choix pour des calculs plus précis.

2.7. Ecoulement et transfert thermique dans les micro/minicanaux: modèles existants

Les hypothèses de calcul suivantes sont celles énoncées pour la plupart des analyses numériques concernant l'écoulement de fluide liquide et le transfert de chaleur dans les microcanaux:

- * L'écoulement et le transfert de chaleur sont considérés stationnaires
- * L'écoulement est laminaire
- * Le fluide est newtonien et incompressible
- * La force de gravité, les dissipations visqueuses, le transfert thermique par rayonnement et convection naturelle sont négligeables
- * L'hypothèse sur les propriétés du fluide varie: elles peuvent être considérées constantes ou dépendantes de la température.

2.7.1. Modèles mathématiques et conditions limites

Les équations utilisées pour modéliser l'écoulement laminaire et le transfert de chaleur convectif dans les microcanaux sont constituées principalement de l'équation de continuité (2.22), l'équation du moment (2.23) et l'équation de l'énergie pour le fluide (2.24), de l'équation de l'énergie dans le solide (2.78), et d'autres équations dépendant des conditions aux limites correspondantes.

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.75)$$

$$\rho_f (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \vec{u} \quad (2.76)$$

$$\rho_f C_{p,f} (\vec{u} \cdot \nabla T_f) = k_f \nabla^2 T_f \quad (2.77)$$

$$k_s \nabla^2 T_s = 0 \quad (2.78)$$

Le modèle ci-dessus est exactement le même utilisé dans notre étude pour modéliser en 2D l'écoulement et le transfert thermique dans un microcanal dont le matériau est le gadolinium et le fluide est de l'eau. Les conditions aux limites pour le calcul des microcanaux dépendent de l'application de ces derniers et de l'objectif de l'analyse.

Les types conditions aux limites généralement utilisés dans un problème d'écoulement et de transfert thermique dans les microcanaux varient très peu.

A l'entrée du canal, la composante de la vitesse correspondant à l'axe d'écoulement, et la température du fluide sont imposées. Ces conditions correspondent aux équations (2.79) et (2.80):

$$u = u_{in} \quad (2.79)$$

$$T = T_{in} \quad (2.80)$$

A la sortie, l'écoulement du fluide est généralement considéré totalement développé, il en est de même pour la température du fluide. Cela se traduit par les équations (2.81) et (2.82):

$$\frac{\partial u}{\partial s} = 0 \quad (2.81)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial s} = 0 \quad (2.82)$$

Sur une paroi du solide, généralement, un flux de chaleur constant est imposé sur la surface de la paroi, sinon elle est considérée thermiquement isolée, en termes d'équations cela correspond successivement aux équations (2.83) et (2.84)(3.19):

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial s} = q \quad (2.83)$$

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial s} = 0 \quad (2.84)$$

Que ce soit pour des études numériques ou expérimentales, le flux de chaleur est appliqué aux parois solides de plusieurs manières différentes. Le flux de chaleur peut être appliqué sur une paroi uniquement, tandis que les autres sont considérées isolées. C'est le cas, en particulier, des microcanaux appliqués aux microsystèmes électromécaniques (MEMS). *Zhuo et al.* [65], *Wang et al.* [68], *Hung et al.*[57], *Koşar.* [69], *Chen-Hsin.*[70], *Park et Punch* [71], *Hung et al.*[60], *Lee et al.* [72], *Toh et al.*[66], *Chai et al.* [73], *Mohammed et al.* [74], *Lelea* [75], *Gunnasegaran et al.* [76], *Chen et al.* [77] ont appliqué cette condition de flux de chaleur à une seule paroi. Peu d'études considèrent l'application du flux de chaleur sur toutes les parois du microcanal. Dans ce type de condition limite, on peut se référer à *McHale et Garimella* [78] et *Chen et al.* [53]. *Toh et al.*[66], *Liu et al.* [79] et *Lelea* [75] ont appliqué sur une seule paroi le flux de chaleur, mais pas sur toute la longueur du canal. L'exemple de *Toh et al.* est représenté à la figure.

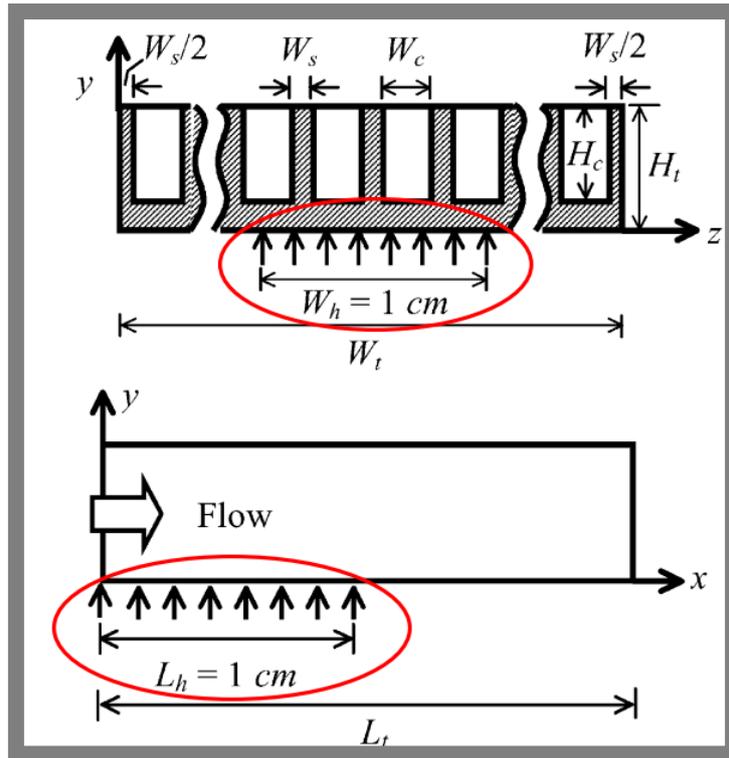


Figure 35: Schéma représentant l'application du flux de chaleur sur une surface partielle de la paroi du microcanal [66]

Sur la paroi du solide il est possible d'appliquer un flux de chaleur constant mais dans certains cas les études sont effectuées avec une condition de température constante à la paroi, comme *Liu et al.*[54]. On retrouve un cas spécial dans lequel le flux de chaleur n'est pas appliqué sur une quelconque paroi du microcanal, il s'agit de *Shevade et Rahman* [47] qui ont adopté une condition de génération uniforme de chaleur dans le solide qui dans le cas occurrent est le gadolinium. Cela est possible à travers l'effet magnétocalorique qui, de manière simple, peut être définie comme l'augmentation de la température de matériau magnétocalorique par l'application d'un champ magnétique en condition adiabatique.

A l'interface fluide-solide, la vitesse du fluide est considérée nulle (condition de non glissement), la température du fluide est égale à la température du solide, le flux de chaleur de conduction à la paroi solide est égal au flux de chaleur de conduction à la paroi fluide. Les équations décrivant ces conditions sont successivement les équations (2.85), (2.86), (2.87):

$$u_{paroi} = 0 \quad (2.85)$$

$$T_f = T_s \quad (2.86)$$

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = -k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} \quad (2.87)$$

Dans certains cas d'étude numérique dans lesquels la conduction de chaleur dans le matériau n'est pas considérée comme particulièrement importante selon le but recherché, uniquement la zone de fluide est modélisée. Dans ce cas, aux parois du fluide, est imposée une température constante $T = T_P$. Cette considération a l'avantage de réduire le coût des calculs étant donné que tous les calculs correspondant à la conduction dans le matériau sont éliminés, et uniquement la convection est déterminée.

2.7.2. Les méthodes numériques

Le calcul par la méthode des volumes finis bidimensionnelle ou tridimensionnelle est la plus récurrente, principalement à travers le logiciel commercial Fluent, ou à travers des algorithmes développés dans d'autres langages de programmation. Ensuite on trouve la méthode des éléments finis et la méthode des différences finies qui sont très peu considérées dans les calculs d'écoulement et de transfert thermique dans les microcanaux.

- * FVM: Dans la méthode des volumes finis, différents algorithmes sont adoptés pour simuler le transport de masse, en particulier ceux de la famille SIMPLE. L'écoulement de fluide est simulé par l'algorithme SIMPLE par *Sui et al.*[39], *Gamrat et al.* [80], *Zhang et al.* [48], *Wei et Joshi* [81], *McHale et Garimella* [82], *Mohammed et al.* [46], *Toh et al.* [66], ou à l'aide de l'algorithme SIMPLER par *Akbarinia et al.* [58], *Lelea* [75]. Ce dernier n'est que la révision du premier et sont tous deux développés par *Suhas Patankar* [83]. La méthode SIMPLEC adoptée par *Gamrat et al.* [49] pour calculer l'écoulement du fluide est elle aussi une amélioration de l'algorithme SIMPLE effectuée par *Doormal et Raithby*[84]. L'algorithme SIMPLEX est adopté par *Chai et al.*[40]. Les détails sur l'algorithme SIMPLEX sont exposés en [85], [86].
- * FEM: Rares sont les analyses basées sur la méthode des éléments finis. *Koşar* [69] est l'unique auteur parmi ceux répertoriés dans cette revue à avoir effectué ses études sur le software commercial COMSOL basé sur la méthode des éléments finis.
- * FDM: *Chen* [70], est le seul dans notre revue bibliographique à avoir opté pour la méthode des différences finies pour résoudre le champ de vitesse pour un problème de convection forcée dans les microcanaux.

On observe donc que la méthode des volumes finis est utilisée dans plus de 50% des articles pour le calcul des microcanaux et que les algorithmes de la famille SIMPLE semblent être les mieux adaptés, en terme de coût computationnel et de son caractère conservatif et pas nécessairement en termes de précision, pour le couplage vitesse-pression dans le calcul de

l'écoulement des fluides incompressibles. Cette thèse a basé les calculs sur la méthode des éléments finis à travers le logiciel COMSOL.

Les principaux paramètres d'analyse d'écoulement et de transfert de chaleur convectif dans les microcanaux sont le nombre de Nusselt, le coefficient de transfert thermique convectif h , la résistance thermique, le nombre de Poiseuille, la température du fluide ou celle du matériau et les pertes de charge dans le canal. Ces paramètres sont calculés en fonction de plusieurs données et cela dépend de l'objectif de l'analyse. Ce sont par exemple le nombre de Reynolds, la coordonnée correspondant à l'axe de l'écoulement du fluide, la vitesse du fluide, le facteur de forme, la rugosité relative...etc. La discussion des résultats d'analyse des microcanaux peuvent se regrouper dans les deux sous-sections ci-dessous. Pour plus de précision sur les résultats des analyses, il est préférable de consulter les références correspondantes.

2.7.3. Comparaison entre les microcanaux et canaux conventionnels, effet d'échelle

Les résultats des études de *Liu et al.* [54] montrent une opposition entre les microcanaux et les canaux conventionnels à travers l'analyse de la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds dans la région de flux complètement développé. Pour *Gamrat et al.* [80] Les simulations numériques faites ici montrent que le transfert thermique ne subit pas d'effet d'échelle lorsqu'on passe d'une hauteur de 1 mm à 0,1 mm. Les résultats présentés dans le travail de *Li et al.* [67] montrent par les simulations 3D effectuées, et basées sur la théorie conventionnelle macro-échelle, est capable de déterminer correctement l'écoulement et le transfert thermique dans les microcanaux. Une analyse expérimentale du transfert de chaleur en convection forcée de l'écoulement du R134a dans un microcanal avec une géométrie circulaire est faite par *Owhaib et al.* [64]. Les diamètres considérés sont les suivants: 1,7, 1,2, 0,8 mm. Les résultats sont comparés avec les données obtenues des théories micro-échelle et théories macro-échelle. Ces comparaisons montrent que les corrélations classiques macro-échelle concordent avec les mesures expérimentales, contrairement aux corrélations micro-échelle. Aucune de ces dernières ne concorde avec les résultats expérimentaux obtenus. Les résultats de *Shen et al.* [55] concordent partiellement avec ceux de *Koşar* [69] en déclarant que pour un écoulement développé, en régime de hautes valeurs de nombre de Reynolds, le nombre de Poiseuille est plus élevé que les prédictions issues des théories conventionnelles, et croît avec l'accroissement du nombre de Reynolds au lieu de demeurer constant. Cependant cet effet est négligeable pour des valeurs du nombre de Reynolds basses. Pour *Jung et al.* [59]

aussi, le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds en régime laminaire, ce qui est contradictoire avec les résultats des analyses classiques conventionnelles. En supposant un profil de température complètement développé, les mesures de transfert thermique de *Park et Punch* [87] donnent des valeurs du nombre de Nusselt différentes des valeurs de Nusselt calculées à partir des théories de transfert thermique conventionnelles. Cependant le coefficient de perte de charge obtenu par mesure expérimentale montre une bonne concordance avec la théorie hydraulique conventionnelle et permet de soutenir que l'écoulement dans les microcanaux est laminaire et complètement développé pour l'amplitude du nombre Reynolds et le diamètre hydraulique traité dans cette étude. *Gao et al.* [88] n'a observé aucun effet d'échelle en ce qui concerne la partie hydrodynamique de l'expérience effectuée sur les microcanaux en variant la hauteur de 1 mm à 0.1 mm par pas de 0.1 mm.

2.7.4. Solutions et techniques d'augmentation de la quantité de chaleur échangée

La plupart des études sur les microcanaux ont pour but de rechercher ou de proposer les meilleurs moyens d'augmentation de la quantité de chaleur échangée entre le fluide et le matériau. Des techniques d'augmentation ont été regroupées et classées par *Steinke et Kandlikar* [37], sous deux catégories selon qu'elles soient passives ou actives. Les caractéristiques de chaque technique ont été résumées pour les canaux conventionnels, les minicanaux et les microcanaux, et représentées dans le Tableau 5.

Tableau 5: Techniques d'augmentation d'échange de chaleur, appliquées aux minicanaux et microcanaux, *Steinke et Kandlikar* [37]

Technique d'augmentation	Canal Conventionnel $D_h > 3 \text{ mm}$	Minicanal $3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \mu\text{m}$	Microcanal $200 \text{ mm} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$
<i>Techniques passives</i>			
Rugosité de surface	La structure de rugosité reste sur la couche limite; provoque une transition anticipée à la turbulence	Utilise des traitements de surface différents; la rugosité peut demeurer sur la couche limite et déborder dans l'écoulement global	Possible avec différentes usinages; peut influencer considérablement l'écoulement
Perturbation d'écoulement	Par l'insertion dans le canal de lames entortillées, de fils en spirale, de bande à ailettes offset; assez efficace	Possible extension des méthodes conventionnelles; bande à ailettes offset; lames entortillées; fils de petite épaisseur	possible par les parois latérales ou dans le canal; géométrie optimale pour un impact minimal sur l'écoulement
Courbure de canal	Pas pratique à cause de l'amplitude élevée de	Plus possible qu'avec les canaux conventionnels;	Plus pratique; rayons de courbure réalisables; grand

	courbure; démontrée avec $D_h = 3.33$ mm.	intègre des coudes pour les échangeurs de chaleur compacts	nombre de canaux en serpentins
Obstructions rentrantes	Effet réduit; l'écoulement devient rapidement un écoulement complètement développé; difficile de ramener l'écoulement à l'état d'écoulement en développement	Peut intégrer des structures d'interruption de l'écoulement; le dimensionnement du collecteur pourrait contribuer à la turbulence préexistante	Les courtes distances sont plus appropriées; peuvent intégrer des opportunités de maintenir l'écoulement développé
Écoulements secondaires	Les obstructions d'écoulement peuvent générer des écoulements secondaires; combinaison d'insertions et d'obstructions	Possible utilisation des jets pour générer des écoulements secondaires; combinaison d'insertions et d'obstructions	Fabrication de géométries pour promouvoir le mélange de fluide dans le canal
Mélange hors plan	Pas très effectif; exigences d'espace prohibitifs	Utilisation possible; le mélange tridimensionnel pourrait ne pas être effectif	Potentiel élevé; géométries complexes 3D complexes très difficile à fabriquer
Additifs de fluides	En majorité les PCM (matériaux à changement de phase)	Possible utilisation de PCM; possible utilisation de fluides additifs	Fluides additifs; possible utilisation de micro et nanoparticules
<i>Techniques actives</i>			
Vibration	Vibration de fluide et de surface utilisée actuellement	Possibilité de mise en œuvre; utilisation possible dans les échangeurs de chaleur compacts	La puissance externe est problème; intègre des actuateurs piézoélectriques
Champs électrostatiques	Forces électro-hydro-dynamiques actuellement; électrodes intégrés	Peut être facile à intégrer dans les échangeurs de chaleur compacts; la puissance externe ne pose pas de problème	Intégration possible d'électrodes dans les parois du canal; problématique de consommation d'énergie
Pulsation d'écoulement	Débit variable montre une augmentation de l'échange thermique	Mise en œuvre possible dans les échangeurs de chaleur compacts pour la distribution de fluide	Mise en œuvre possible; peut simplifier la distribution du fluide
Structures de rugosité variable	Difficile d'intégrer des structures variables très petites dans les microcanaux conventionnels	Difficile à intégrer dans les échangeurs de chaleur compacts	Intégration possible; les actuateurs piézoélectriques changent la structure de la rugosité

Selon ce tableau, on observe que les articles revus proposent tous des techniques de la catégorie passive, en particulier la rugosité, les courbures de canaux, les additifs de fluides et

les perturbations sur le passage du fluide. Les techniques actives sont moins étudiées pour le simple motif qu'elles ne sont possibles que pour des applications très spécifiques et nécessitent des investissements financiers considérables pour leur mise en œuvre complète.

⊙ Augmentation par la rugosité du matériau

A travers l'étude de la rugosité de surface avec des éléments de forme triangulaire, semi-circulaire et rectangulaire, *Zhang et al.* [48] montre que les valeurs moyennes du nombre de Poiseuille et du nombre de Nusselt augmentent en fonction du nombre de Reynolds, et sont plus élevées que pour les valeurs classiques. Les rugosités de forme triangulaires et semi-circulaires induisent un meilleur échange de chaleur mais aussi des pertes de charges plus élevées, que les rugosités à forme rectangulaire. Le modèle numérique et le modèle RLM de *Gamrat et al.* [49] concordent pour montrer que Po et Nu augmentent avec la rugosité relative et sont presque indépendants de Re , en régime laminaire. Cette étude montre que la rugosité accroît le coefficient de pertes de charges plus qu'il n'accroît le coefficient de transfert thermique et doit être autant que possible évité durant la fabrication des microcanaux utilisés pour le transfert de chaleur. Les résultats de *Chen et al.* [53] indiquent qu'à cause de la présence de la rugosité, la valeur du nombre de Nusselt local, après l'entrée n'est plus constante mais tend à subir des fluctuations le long du canal rugueux. De plus la performance de transfert thermique dans les microcanaux rugueux est globalement meilleure que dans les microcanaux lisses. Contrairement aux microcanaux lisses, la valeur moyenne du nombre Nusselt (Nu_{moy}) pour les microcanaux rugueux n'est pas constante avec le nombre de Reynolds, mais elle croît presque linéairement avec le nombre de Reynolds et est plus élevée que la valeur locale.

⊙ Augmentation par le type de fluide

Les résultats de l'analyse de l'effet des nanofluides effectués par *Akbarinia et al.* [58] montrent que pour une valeur du nombre de Reynolds donné, la plus grande augmentation du nombre de Nusselt n'est pas due à l'accroissement de la concentration de nanoparticules mais à l'accroissement de la vitesse pour maintenir Re constant. Par contre l'augmentation de la concentration des nanoparticules provoque l'augmentation de la masse volumique et de la viscosité dynamique qui pourraient augmenter la puissance de pompage. *Hung et al.* [57], après avoir analysé différents fluides dans des microcanaux à double couche, conclut qu'ils sont plus performants que les microcanaux à une seule couche, et qu'avec le fluide à conductivité plus élevé on obtient une légère augmentation de température. Une étude

expérimentale a permis à *Jung et al.* [59] de mesurer le coefficient de transfert thermique et le coefficient de frottement des nanofluides Al_2O_3 . Une augmentation considérable du coefficient de transfert thermique convectif sans une élévation majeure du coefficient de perte de charge, est observée, en comparaison avec l'eau et une solution d'eau et d'éthylène glycol à une proportion volumique de 1,8%. *Hung et al.* [60] montre que l'addition des nanoparticules aux fluides augmente considérablement la performance thermique des microcanaux avec une haute puissance de pompage. En plus des conclusions de *Jung et al.* [59] et *Hung et al.* [60], les études de *Mohammed et al.* [61] précisent qu'il n'y a pas de différence notable entre le transfert thermique obtenu en utilisant les nanofluides ou le transfert thermique obtenu en utilisant de l'eau, lorsque la valeur de flux de chaleur appliquée aux parois est basse. Les analyses de *Mohammed et al.*[46] suggèrent que les fluides à faible nombre de Prandtl soient combinés aux matériaux à haute diffusivité thermique pour un transfert de chaleur optimal.

⊙ Augmentation par perturbation de l'écoulement

Liu et al. [89] étudient l'effet des GVL (Générateur de Vortex Longitudinaux) et observe que le microcanal rectangulaire avec les GVL peut augmenter le transfert thermique en augmentant considérablement les pertes de charges, en comparaison à un microcanal sans GVL. L'étude comparative de profils différents de section d'entrée de microcanaux par *Gunnasegaran et al.* [76] montre que les meilleures performances de transfert thermique sont données par les microcanaux à section rectangulaire, ensuite viennent ceux à section trapézoïdale, et enfin ceux à section triangulaire. Les résultats de *Chen et al.* [77] semblent en contradiction avec ceux de *Gunnasegaran et al.* [76] en affirmant que les microcanaux à section triangulaire ont l'efficacité thermique la plus élevée alors que ceux à section rectangulaire présentent l'efficacité thermique la plus basse. Mais cette apparente contradiction peut dépendre de plusieurs paramètres d'étude, en particulier le diamètre hydraulique et la valeur des angles des sommets des sections triangulaires et des sections trapézoïdales.

⊙ Augmentation par courbure du canal

Lorsque les résultats numériques de *Sui et al.* [39] obtenus avec les microcanaux ondulés sont comparés avec les microcanaux droits de même section et de même longueur, on remarque une significative augmentation du transfert thermique. L'analyse des résultats expérimentaux (nombre de Nusselt Nu et coefficient de perte de charge f) de *Sui et al.* [39] montrent que

l'augmentation de l'échange thermique est bien plus grande que l'augmentation des pertes de charges correspondantes lorsqu'on compare les microcanaux ondulés aux microcanaux droits. En analysant les microcanaux à profil à ondes, *Sui et al.* [90] montre que les performances de transfert thermique des microcanaux ondulés peuvent être maintenues à un haut niveau tout au long du canal, permettant une amélioration du transfert thermique et une pénalité réduite en termes de pertes de charge, en comparaison aux microcanaux à profil droit. Les résultats expérimentaux et numériques de *Daniel et al.* [42] montrent une augmentation de transfert thermique obtenue à cause de la réorientation de fluide ou de la séparation en deux du fluide par l'utilisation des canaux à 'L' ou à 'T'. Par contre une telle augmentation de transfert de chaleur a un coût, traduit en augmentation de pertes de charges, donc une puissance de pompage élevée. L'écoulement et le transfert thermique dans des microcanaux avec un profil à anneau sont étudiés par *Youmin et al.* [38] et sont comparés à l'écoulement et au transfert thermique dans les microcanaux droits. La comparaison entre les microcanaux droits et les microcanaux à anneau montre une amélioration des performances de transfert thermique de 50%.

⊙ Autres voies d'augmentation

Les effets d'inclinaison de parois latérales liée aux défauts de micro-fabrication sont analysés de manière expérimentale et par simulations numériques par *Wei et Joshi.* [81]. Les résultats expérimentaux concordent de très près avec les résultats numériques pour montrer que l'inclinaison des parois des microcanaux affecte considérablement la position de la vitesse maximale du fluide, et entraîne une dégradation importante du transfert de chaleur. Par conséquent le contrôle et le dimensionnement en microfabrication est crucial pour la performance des dispositifs micro-échelle.

Xu et al. [91] étudient l'écoulement et le transfert thermique dans les microcanaux interrompus, c'est-à-dire une série de plusieurs microcanaux courts dans lesquels l'écoulement thermique est en développement. Les couches limite hydrauliques et thermiques sont en redéveloppement dans chaque zone séparée. Le développement thermique répété de l'écoulement augmente le transfert thermique global. Il y a deux éléments qui influencent les pertes de charges dans les microcanaux interrompus. Le premier est l'effet de récupération de pression quand le liquide sort d'une zone pour se mélanger dans la microchambre, le second est l'augmentation due à la perte de charge singulière à l'entrée de la zone suivante. Le premier effet compense ou supprime le second, entraînant des pertes de charges similaires ou inférieures pour les microcanaux interrompus que pour les microcanaux conventionnels.

L'effet de la variation de la viscosité et de la conductivité thermique du fluide est étudié par *Liu et al.*[79]. Il en résulte que l'augmentation de transfert thermique non négligeable due à la variation de la viscosité dynamique μ dans le processus thermique en développement est prononcée alors que l'effet de la variation du coefficient de conduction k sur le transfert thermique est relativement insignifiant. Une analyse expérimentale de *Wu et Cheng*. [56] sur des microcanaux de forme trapézoïdale permet de montrer que le nombre de Nusselt et les pertes de charges apparentes (f_{app}) augmentent avec la rugosité de surface, surtout lorsque le nombre de Reynolds est élevé. Une comparaison des résultats qui tiennent compte de débits de la pompe en fonction de la puissance $q_p(P_{pump})$ pour les 13 microcanaux étudiés, montre que les paramètres géométriques sont plus influents sur la performance des microcanaux que la rugosité de surface.

2.8. Conclusion: orientation des choix motivés pour cette thèse

Après avoir examiné les modèles d'étude de l'écoulement de fluide et de transfert thermique dans les microcanaux, leurs méthodes, les mérites et les limites de telles méthodes, on peut remarquer que les modèles physiques sont très variés en fonction de l'objectif recherché. Même si la formulation mathématique reste la même pour presque tous les modèles, les conditions aux limites sont très variables. L'étude des performances et l'augmentation du transfert thermique dans les microcanaux est le principal objectif mais pas le seul, c'est aussi le cas de ce travail de thèse. Nous étudierons en particulier l'augmentation par la rugosité de surface du matériau, ensuite nous étudierons l'influence des dimensions du système et de la rugosité sur le comportement du cycle AMR.

De l'analyse de chaque dimension numérique du modèle AMR il en ressort principalement les points qui suivent

- * La modélisation 1D de l'AMR est la plus répandue à cause de sa relative simplicité et du très bas coût de mémoire de calcul sollicitée. A l'aide de corrélations adaptées le modèle unidimensionnel permet de simuler de manière complète un cycle AMR. Cependant les simplifications suggérées par un tel modèle pourraient compromettre considérablement la validité et la précision des résultats obtenus. Si l'on considère par exemple les corrélations indiquées dans le Tableau1 on remarque qu'elles sont toutes différentes les unes des autres en fonction de la géométrie ou du fluide étudiés. Le degré de validité d'un tel modèle dépend de l'objectif poursuivi. Des mesures expérimentales sont recommandées pour soutenir la validité des résultats obtenus.

- * En comparaison à un modèle 1D, le modèle bidimensionnel comporte l'avantage très important de pouvoir calculer le champ de vitesse et de pression qui permettent de calculer de manière plus précise le champ de température du fluide. En plus il est possible de tenir compte avec précision de l'effet axial de la conduction dans le MMC, de l'effet de la hauteur du MMC et de l'effet de la hauteur des canaux. La modélisation en 2D demande certainement plus de mémoire et de puissance du calculateur qu'une modélisation en 1D mais elle représente un bon compromis entre les modèles 1D et 3D
- * Très peu utilisés, les modèles 3D sont les plus complets puisque toutes les dimensions de l'AMR sont simulées. Cependant sa complexité demande une puissance excessive de calcul. Sous certaines hypothèses, les avantages qu'un modèle 3D offre peuvent être inclus dans un modèle 2D avec bonne précision

Le modèle présenté en détail dans la section '3.1.2' dédiée à la modélisation d'un cycle AMR, a été effectué en 2D pour profiter de la combinaison des avantages de précision et de faible coût de calculs requis. Le coefficient de transfert thermique h est calculé de manière implicite dans le modèle, ce qui rend ce modèle encore plus précis comparé à un modèle 1D.

Pour ce qui est de la modélisation de l'EMC on remarque que:

- * à travers la Figure 25, pour la valeur de champ magnétique nul, le modèle WDS décrit correctement la variation de la chaleur spécifique en fonction de la température, exception faite en correspondance des points qui déterminent un changement de direction de la courbe. Il s'agit des points représentant les pics supérieur et inférieur, en correspondance de la température de Curie du matériau. Or c'est en correspondance de ce point que s'obtient la valeur la plus élevée de l'EMC;
- * à travers la Figure 26, Pour une valeur de champ magnétique de 1 T, le modèle WDS permet de simuler une variation de la chaleur spécifique en fonction de la température qui soit plus proche de la courbe des valeurs expérimentales, cependant l'écart entre les deux reste encore peu négligeable, en correspondance et autour de la température de Curie.

Ces observations motivent le choix d'effectuer nos études à travers l'approche semi-expérimentale pour obtenir la meilleure correspondance possible avec des données de matériaux réelles et diminuer ainsi les imprécisions de résultats liées aux paramètres d'entrées relatifs aux propriétés de matériaux. C'est aussi le critère qui a orienté le choix de l'outil

COMSOL comme software de simulation pour ce travail de recherche. En effet COMSOL Multiphysics, à travers sa fonction d'interpolation, permet d'interpoler les données thermophysiques du matériau magnéto-calorique, sachant que celles-ci, notamment l'aimantation et la chaleur spécifique, varient en fonction de deux paramètres que sont la température et le champ magnétique qui varie à son tour en fonction du temps.

Partie II: Etude d'un régénérateur magnéto-calorique à plaques parallèles

Cette partie présente les modèles physiques de détermination du coefficient de transfert thermique dans les microcanaux et de simulation du comportement du cycle AMR de réfrigération magnétique; la formulation mathématique des modèles définis, les méthodes numériques utilisées, la validation de ces modèles; le couplage des modèles et leur exploitation efficace en vue d'atteindre les objectifs fixés.

Elle est divisée deux chapitres:

- ⊙ Le Chapitre 3 comprend trois grandes parties dont les deux premières correspondent aux deux modèles développés et étudiés à savoir la modélisation numérique des microcanaux pour la détermination du coefficient de transfert thermique h et la modélisation numérique du cycle de réfrigération magnétique actif;
- ⊙ Le Chapitre 4 présente une étude du dimensionnement d'un système de climatisation basé sur le cycle AMR, avec une application sur un véhicule électrique.

Chapitre 3. Etude des microcanaux et analyse du cycle AMR

3.1. Etude d'un régénérateur magnétique actif

Cette section présente les modèles physiques du problème défini; la formulation mathématique des modèles définis, les méthodes numériques utilisées, la validation de ces modèles; le couplage des modèles et leur exploitation efficace en vue d'atteindre les objectifs fixés ainsi que les résultats obtenus et la discussion de ceux-ci.

Elle est divisée en deux grandes parties correspondant successivement aux deux modèles développés et étudiés: la modélisation numérique des microcanaux pour la détermination du coefficient de transfert thermique h et la modélisation numérique du cycle de réfrigération magnétique actif.

3.1.1. Modèle physique pour la détermination du coefficient de transfert thermique convectif h

La matrice est constituée de plaques de gadolinium parallèles et espacées entre elles pour former des canaux de section rectangulaire dans lesquels circule le fluide caloporteur. Pour la détermination du coefficient d'échange nous ferons l'analyse énergétique de l'un de ces minicanaux.

Pour l'étude de ce modèle, les données des Tableau 7 et Tableau 8 correspondant respectivement aux paramètres géométriques du canal et de vitesse de fluide sont utilisés. La Figure 36 représente le modèle physique considéré pour la modélisation de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur entre le solide et le fluide. Les paramètres e , H_c , L_c représentent successivement la hauteur de la plaque de gadolinium, la hauteur du canal et la longueur du canal. Les coupes A-A et B-B représentent les limites sur lesquelles sont appliquées les conditions de symétrie: symétrie d'écoulement sur B-B et symétrie de transfert thermique sur A-A et B-B.

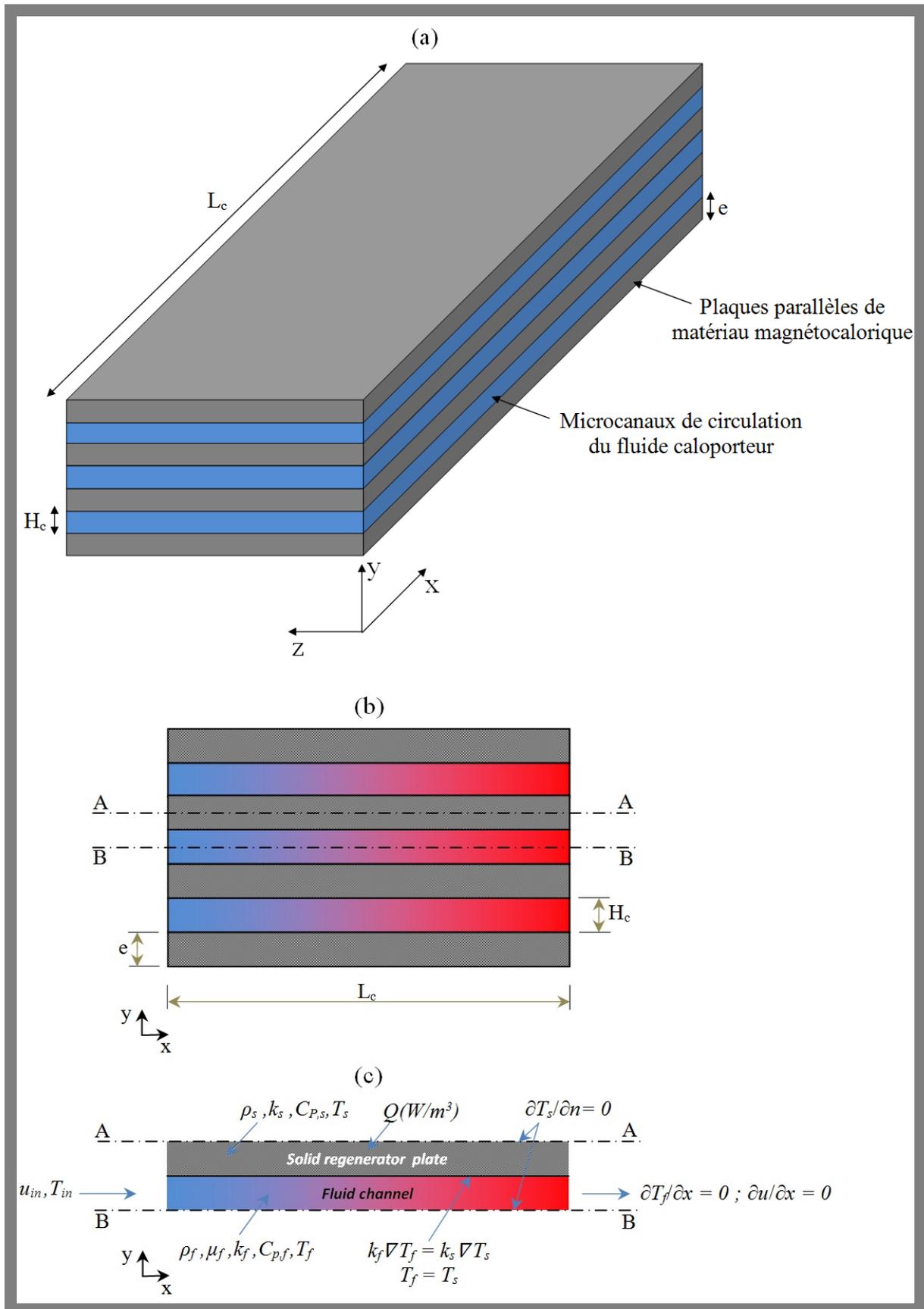


Figure 36: Modèle physique pour la détermination de h : a) Schéma représentant la configuration géométrique de l'AMR b) représentation en 2D du modèle c) coupe géométrique étudiée

3.1.1.1. Modèle physique pour la détermination du coefficient de transfert thermique convectif h

Plusieurs hypothèses sont faites:

- * Le fluide est newtonien et incompressible
- * L'écoulement est laminaire
- * L'écoulement est en régime stationnaire
- * La force de gravité est négligée
- * Le système est considéré comme adiabatique
- * Le transfert de chaleur entre le fluide et le régénérateur est considéré comme stationnaire

3.1.1.2. Formulation mathématique

Les équations qui gouvernent l'écoulement du fluide sont:

L'équation de continuité indiquée par l'expression (3.1)

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (3.1)$$

L'équation du moment exprimée en (3.2)

$$\rho_f (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \vec{u} \quad (3.2)$$

L'équation de l'énergie exprimée par l'équation (3.3)

$$\rho_f C_{p,f} (\vec{u} \cdot \nabla T_f) = k_f \nabla^2 T_f \quad (3.3)$$

L'équation qui gouverne le transfert de chaleur dans le solide par l'équation (3.4):

$$k_s \nabla^2 T_s + Q_0 = 0 \quad (3.4)$$

Q_0 est la génération interne volumétrique de chaleur due à l'application du champ magnétique.

A l'entrée, la composante de la vitesse correspondant à l'axe d'écoulement, et la température du fluide sont imposées. Ces conditions correspondent aux équations suivantes:

$$u(x=0) = u_0 \quad (3.5)$$

$$T(x=0) = T_{in} \quad (3.6)$$

A la sortie, l'écoulement du fluide est considéré totalement développé, il en est de même pour la température du fluide. Ces conditions se traduisent par les équations (3.7), (3.8):

$$\frac{\partial u}{\partial n} = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad (3.8)$$

Puisque le modèle prend en compte une demi-portion du domaine fluide et une demi-portion du domaine solide, la condition de symétrie est imposée sur les parois supérieures et inférieures, les autres parois sont considérées thermiquement isolées. En termes d'équations cela correspond à l'équation (3.9):

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = 0 \quad (3.9)$$

A l'interface fluide-solide, la vitesse du fluide est considérée nulle (condition de non glissement), la température du fluide est égale à la température du solide, le flux de chaleur de conduction à la paroi solide est égale au flux de chaleur de conduction à la paroi fluide. Les équations décrivant ces conditions sont successivement les équations (3.10), (3.11) et (3.12):

$$u_{paroi} = 0 \quad (3.10)$$

$$T_f = T_s \quad (3.11)$$

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = -k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} \quad (3.12)$$

Les propriétés thermophysiques du fluide (chaleur spécifique, masse volumique, viscosité dynamique, conductivité thermique) sont considérées variables en fonction de la température. Pour le calcul du coefficient d'échange thermique local l'expression décrite par l'équation (3.13) est utilisée.

$$h = \frac{q_{paroi}}{T_{paroi} - T_f} \quad (3.13)$$

3.1.1.3. Implémentation

Le développement du modèle pour la détermination du coefficient d'échange thermique est effectué sur le logiciel commercial COMSOL Multiphysics. Il s'agit d'un solveur et d'un outil de simulation numérique basé sur la méthode des éléments finis. Il est spécialisé dans l'analyse et la résolution des problèmes multi-physiques et des phénomènes couplés aux équations partielles différentielles. Il comporte plusieurs modules dont chacun aide à la résolution d'une physique en particulier. Ces modules permettent la résolution de problèmes en 1-D, 2-D ou 3-D et peuvent être couplés les uns aux autres.

En effet dans notre cas, nous devons résoudre l'écoulement de fluide, le transfert de chaleur dans le fluide, le transfert de chaleur dans le solide et le transfert de chaleur entre fluide et solide.

Cette analyse comporte principalement deux physiques qui sont l'écoulement et le transfert de chaleur. Ils peuvent être étudiés en utilisant et couplant les modules correspondants ('écoulement laminaire', 'Transfert de chaleur dans les fluides' et 'Transfert de chaleur dans les solides'). Une autre alternative est d'utiliser le module 'Transfert de chaleur fluide-solide'

qui réunit toutes les physiques du problème à résoudre. C'est cette dernière solution offrant plus de simplicité d'utilisation qui a été adoptée.

Le fluide considéré pour ce problème c'est l'eau. Il s'agit donc d'un écoulement incompressible.

Les tableaux qui suivent contiennent les données de simulations de l'écoulement du fluide. Le premier représente les propriétés thermophysiques de l'eau qui sont considérées initialement constantes, le deuxième représente trois configurations différentes de canaux selon leurs dimensions.

Tableau 6: Propriétés thermophysiques de l'eau utilisée comme fluide caloporteur

Propriétés de l'eau utilisées dans le calcul		
Conductivité thermique	0,6	W/(m.K)
Masse volumique	1000	kg/m ³
Viscosité dynamique	1E-03	Pa.s
Nombre de Prandtl	6,97	-

Tableau 7: Différentes configurations géométriques de canal

	C0.2	C0.3	C0.4
L [mm]	100	100	100
H [mm]	0,2	0,3	0,4
W [mm]	10	10	10
D _h [mm]	0,39	0,58	0,77

Tableau 8: Différentes valeurs de vitesses utilisées pour la détermination du coefficient de transfert thermique

	Vf.1	Vf.2	Vf.3
V _f [m/s]	0,1	0,15	0,2

Dans un premier temps nous considérerons le C0.4 et par simplification nous appliquerons une température constante T_p , à la paroi du canal selon le schéma de la Figure 37. En effet la présence du type de matériau n'a aucune incidence sur la variation de la valeur moyenne du coefficient de transfert thermique dans le canal. De même, ni la variation du niveau de pertes

de charges, ni la valeur absolue des pertes de charges ne sont pas influencées par la présence du matériau.

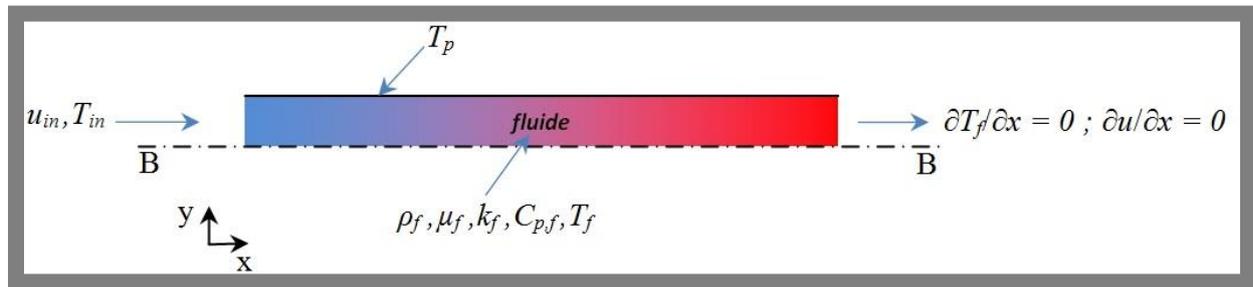


Figure 37: Ecoulement et transfert thermique dans un canal avec condition de température constante imposée sur les parois

Cependant, considérer la présence du matériau à l'interface du fluide est important si l'on veut déterminer la valeur réelle du coefficient de transfert thermique.

La rugosité des canaux

En parallèle à l'étude des microcanaux lisses, une étude est faite en considérant la rugosité de surface des matériaux solides qui les constituent. Pour prendre en compte la rugosité de surface des matériaux, une méthode simplifiée a été utilisée. Mais avant de décrire cette méthode, la procédure de mesure de la rugosité de surface sera décrite.

☉ Mesures expérimentales de la rugosité de surface

Les mesures ont été effectuées dans les laboratoires de l'Institut d'Electronique du Solide et des Systèmes (InESS) de Strasbourg.

Les six différents matériaux qui ont été considérés sont indiqués dans le tableau suivant.

Tableau 9: Description des différents matériaux utilisés dans les mesures expérimentales de rugosité de surface

Matériau/Alliage	Description	Procédé de fabrication
Gd	Gadolinium	-
GdTb (14°C)	Gadolinium-Terbium	Frittage de poudre à 14°C
GdTb (21°C)	Gadolinium-Terbium	Frittage de poudre à 21°C
LaFeCoSi	Lanthane-Fer-Cobalt-Silicium	-
FeCoSi	Fer-Cobalt-Silicium	Frittage de poudre polymère
Inox	Inox	-

La technique de mesure utilisée est la microscopie interférométrique. Cette technique utilise un principe basé sur la démodulation de phase en lumière monochromatique et la démodulation d'amplitude en lumière blanche. Les détails de cette technique de mesure sont présentés dans un article récent de *Halter et al.*[92].

Le dispositif expérimental comprend principalement:

- * un microscope métallographique équipé d'un objectif interférométrique de type Lennik (le grossissement de l'objectif = 50x et la résolution latérale est de 0.43 μm);
- * une camera CCD de marque Prosilica a une résolution de 1360x138 μm . Pour cet objectif on a une taille de l'image correspondant à 183x138 μm .
- * le balayage des franges se fait avec une platine piézoélectrique qui a une dynamique de 100 μm et un système de mesure de position capacitif. Ce qui produit une sensibilité axiale de 1 nm.
- * le logiciel d'acquisition, de contrôle et d'analyse a été développé en Labview au laboratoire Icube. L'algorithme de mesure des franges est basé sur la mesure de la visibilité.

La Figure 38 représente et décrit le principe de fonctionnement du système complet d'acquisition de contrôle et d'analyse de la rugosité des matériaux. La Figure 39 représente une image réelle du dispositif expérimental complet dans le laboratoire de l'InESS.

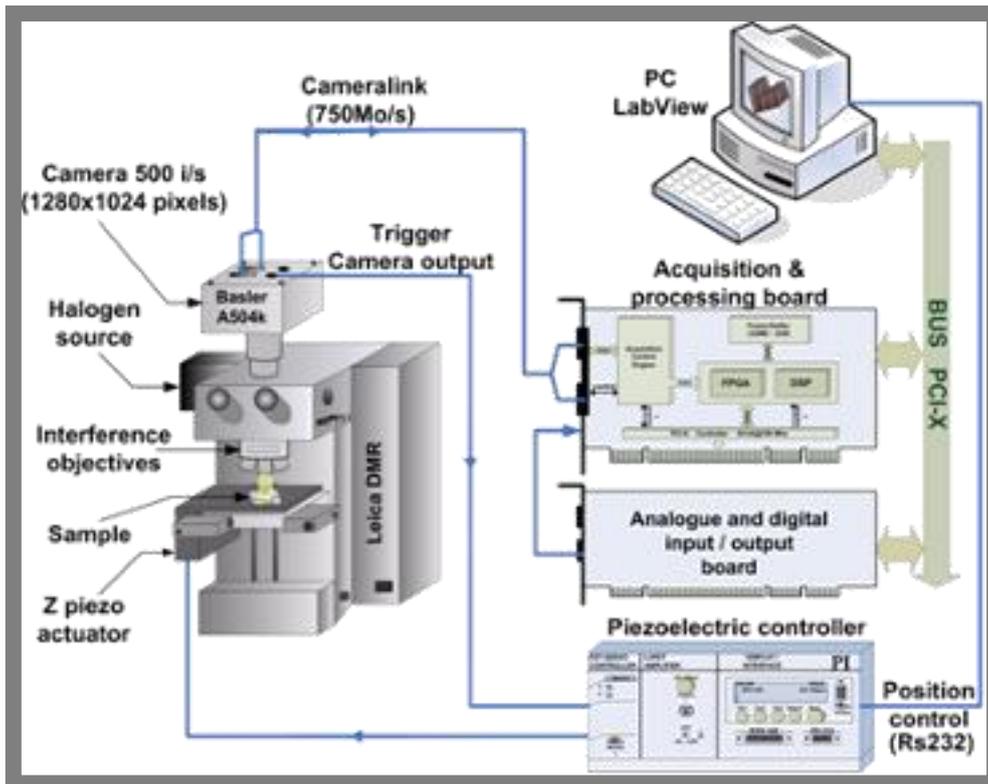


Figure 38: Principe de fonctionnement du dispositif d'acquisition de mesures de rugosités de surface de l'InESS



Figure 39: Photographie du dispositif expérimental en laboratoire

Les mesures permettent d'obtenir les dimensions de rugosité sous forme de coordonnées de points en trois dimensions (x, y, z). Ainsi les centaines de points obtenus permettent de reconstituer une image 3D de la surface rugueuse du matériau mesuré. Le résultat obtenu pour chaque matériau est représenté par la Figure 40 (Gd), la Figure 41 (GdTb à 14°C), la Figure 42 (GdTb à 21°C), la Figure 43 (LaFeCoSi), la Figure 44 (FeCoSi) et la Figure 45 (Inox).

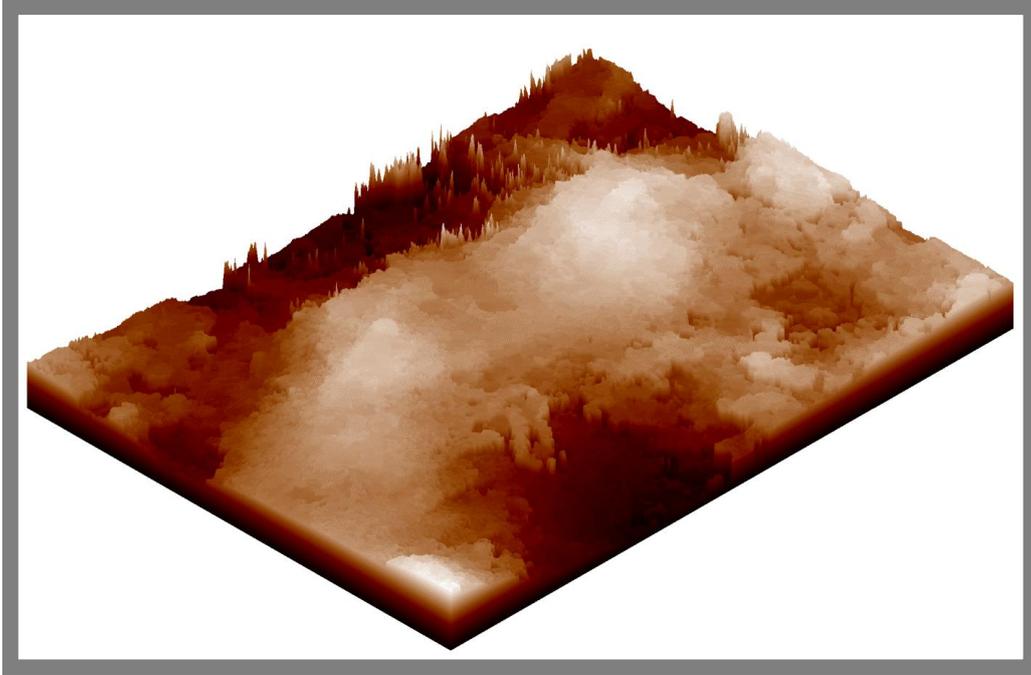


Figure 40: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau Gd

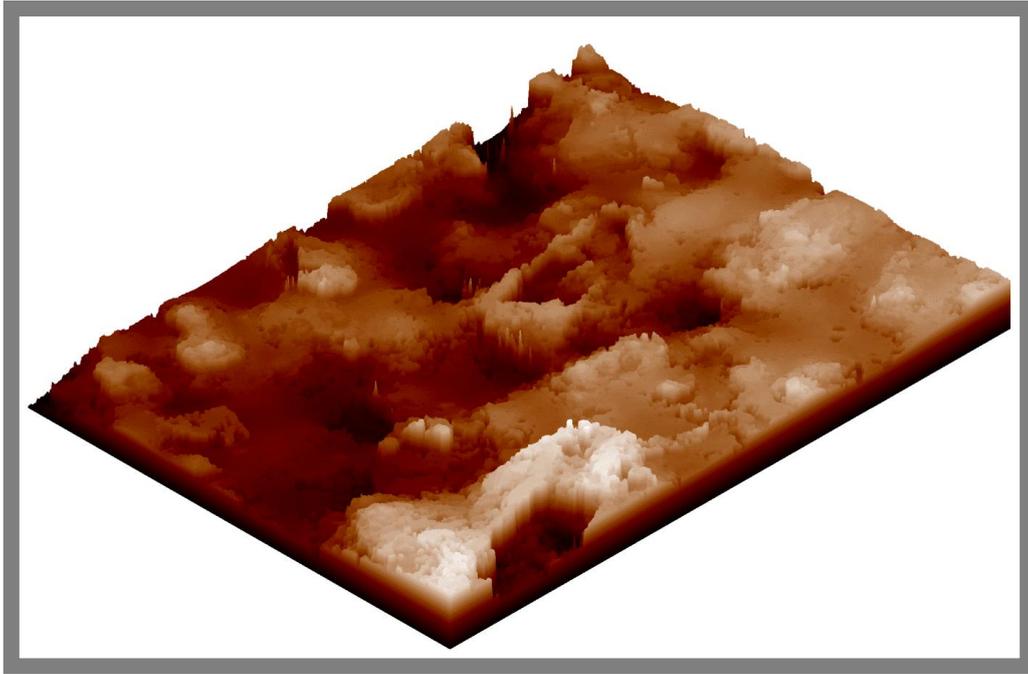


Figure 41: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau GdTb (14°C)

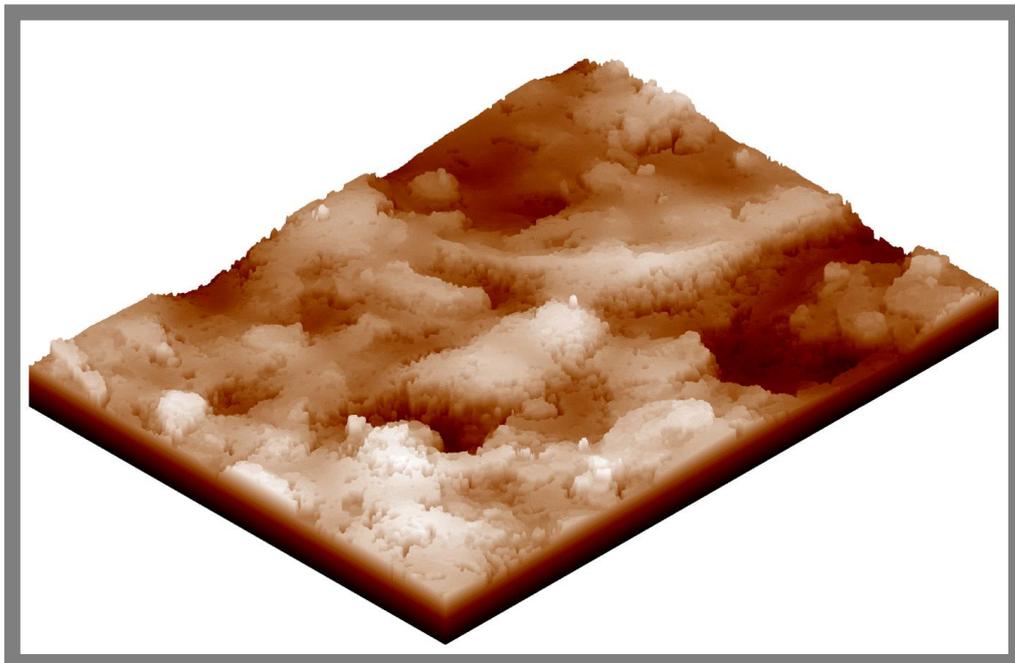


Figure 42: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau GdTb (21°C)

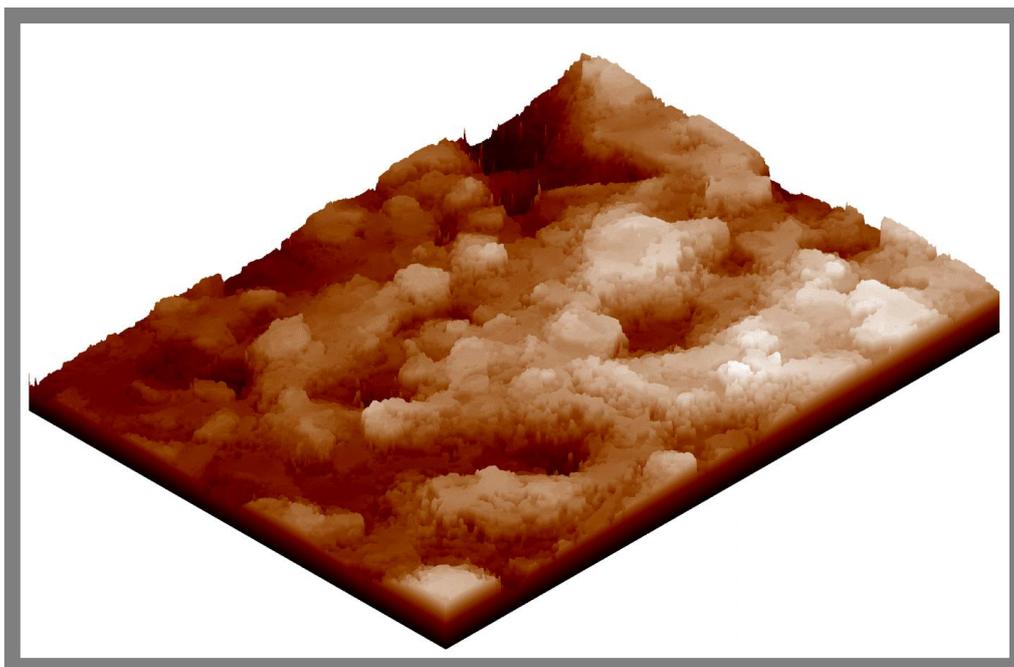


Figure 43: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau LaFeCoSi

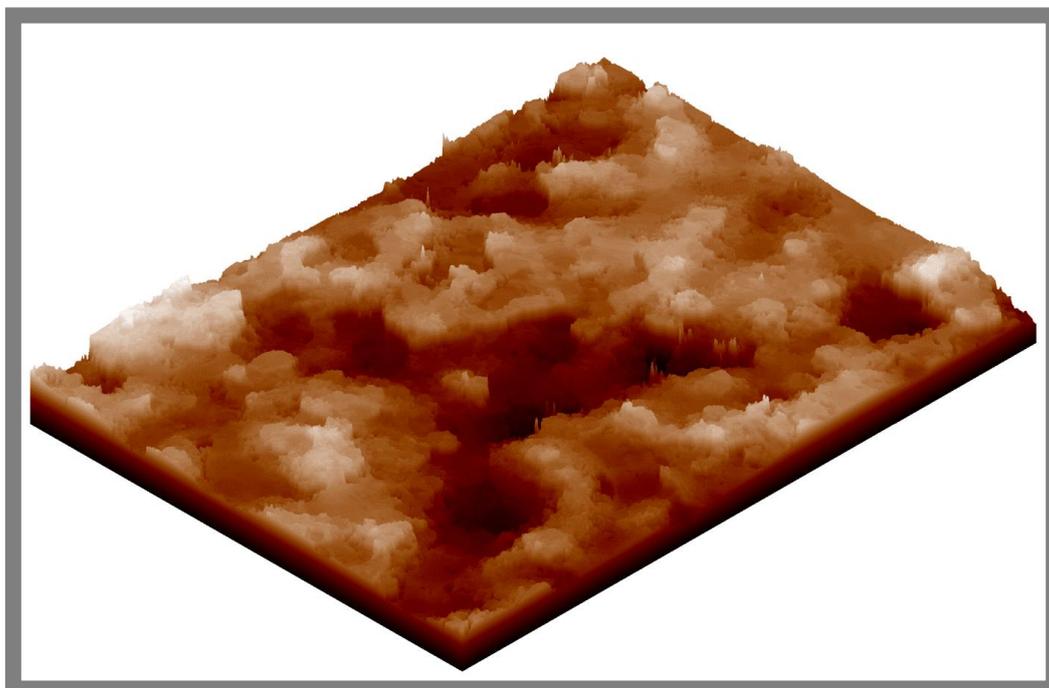


Figure 44: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau FeCoSi

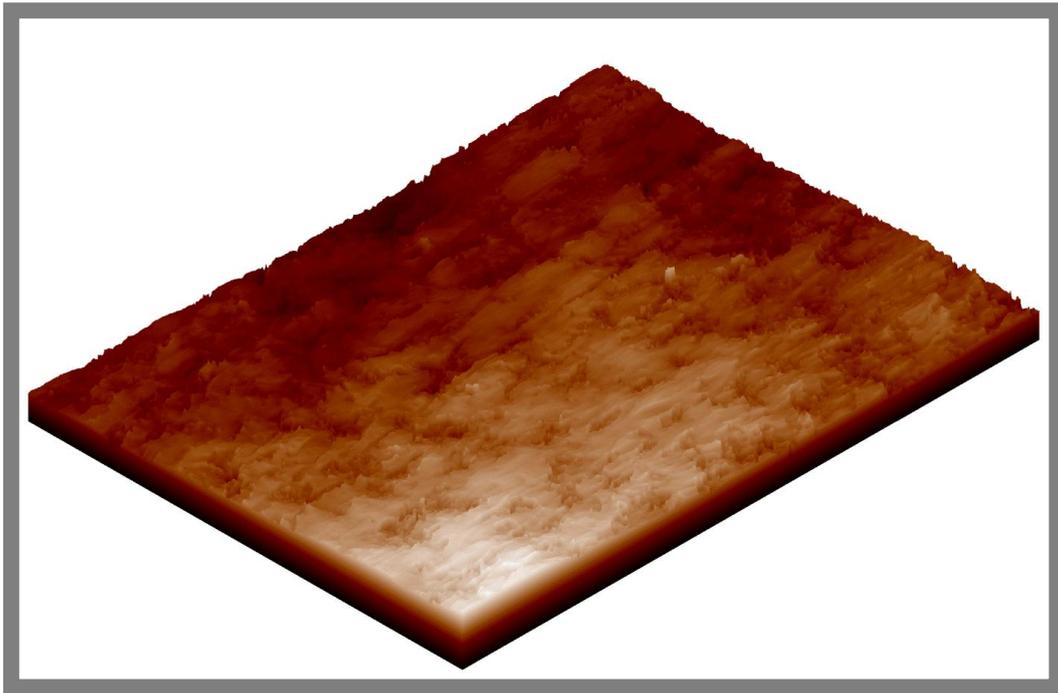


Figure 45: Représentation 3D de la rugosité de surface du matériau inox

⊙ Détermination des dimensions de la rugosité pour la simulation 2D

En considérant que le modèle développé est bidimensionnel (2D) et que le logiciel COMSOL Multiphysics utilisé ne permet pas d'exploiter les résultats de mesures tels qu'ils ont été obtenus, une méthode de calcul simplifiée des dimensions de la rugosité a été adoptée. En considérant par exemple le gadolinium, l'idée adoptée est celle de couper la portion de surface mesuré sur la diagonale pour obtenir un profil bidimensionnel de la rugosité (voir la Figure 46).

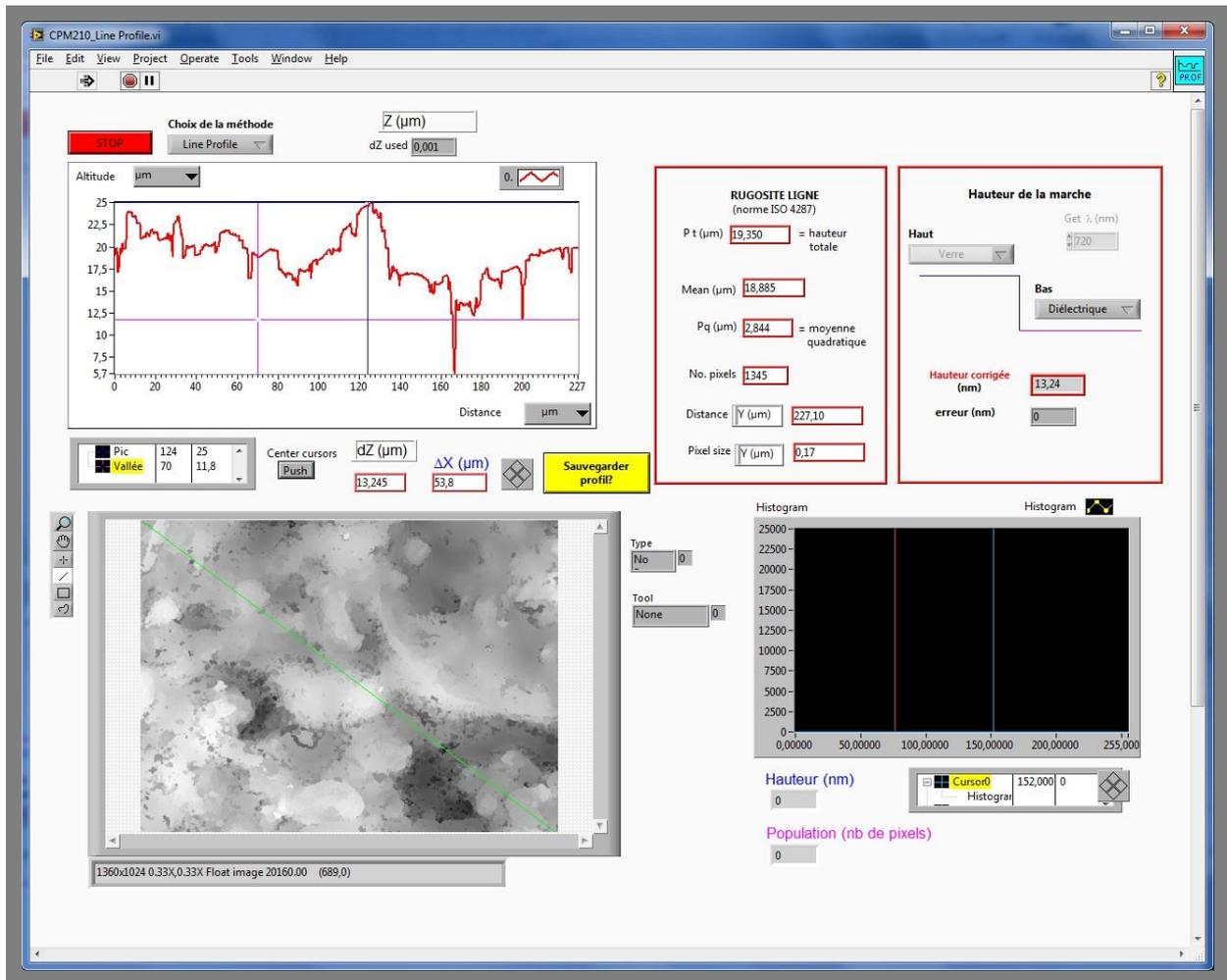


Figure 46: Méthode de mesure 2D du profil de rugosité

En effectuant une moyenne des hauteurs des principaux sommets d'une part, et celle des distances entre les différents sommets, on obtient successivement les valeurs des paramètres ε (hauteurs de chaque aspérité) et s (distance entre les sommets de chaque aspérité) qui représentent les dimensions d'une aspérité de forme triangulaire, tels que représentés en Figure 47. On suppose donc que la paroi du matériau solide est constituée d'une succession de plusieurs de cette aspérité.

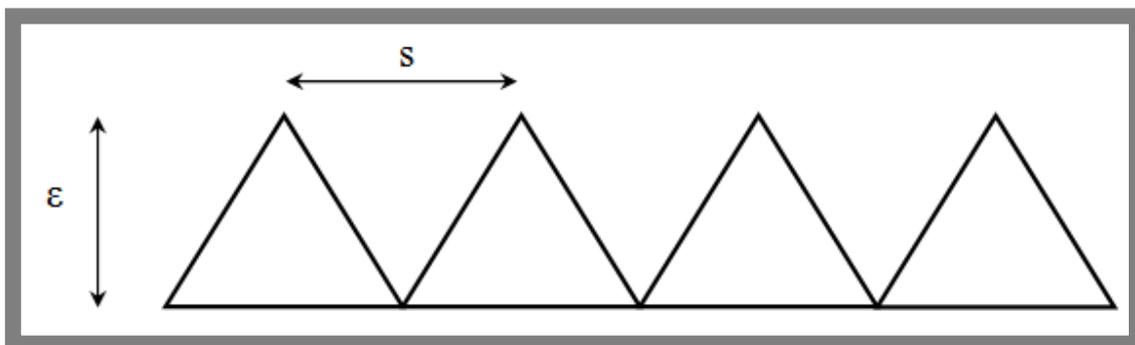


Figure 47: Paramètres indiquant les dimensions de la rugosité

Le profil représenté par la Figure 47 peut être construit et considéré comme paroi du matériau solide dans le logiciel COMSOL. Il faut noter que cette considération est le résultat d'une grande simplification qui comporte certainement des imprécisions. Cependant il n'a pas été possible de trouver autre meilleur moyen de considérer la rugosité de paroi à travers le logiciel COMSOL Multiphysics.

Maillage de la géométrie

La fonction de COMSOL Multiphysics, 'couplage de projection', qui sert à calculer la moyenne d'une variable quelconque du problème, ne permet pas l'utilisation d'autres types de maillage que le maillage triangulaire. En outre le maillage de couche limite n'est pas possible non plus si nous voulons utiliser cette fonction lors de l'exploitation des résultats pour calculer en particulier la température moyenne du fluide en fonction de la longueur du canal. Cette condition nous oblige donc à faire le choix du maillage triangulaire sans maillage particulier de couche limite. Le défi dans ce cas est de construire un maillage assez fin et uniforme qui permette d'assurer une bonne résolution de la région de couche limite tout en minimisant le nombre total d'éléments pour éviter des temps de calculs trop longs.

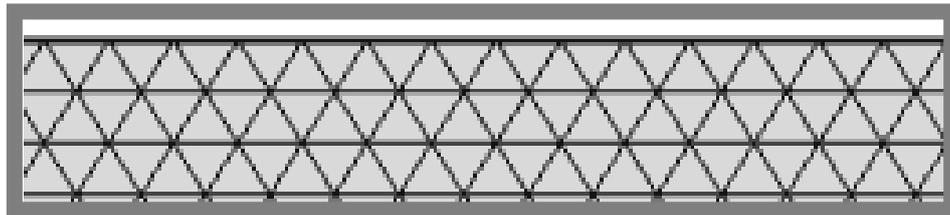


Figure 48: Maillage triangulaire utilisé tant pour le domaine fluide que le domaine solide

Le maillage de la géométrie rugueuse représenté par la Figure 49 est obligatoirement composé d'éléments triangulaires. Ce qui permet de représenter plus facilement les aspérités triangulaires de la rugosité. A la paroi, l'option 'maillage mobile' est utilisée de manière à imposer un profil qui soit semblable au profil triangulaire que nous avons déduit et représenté en Figure 47.

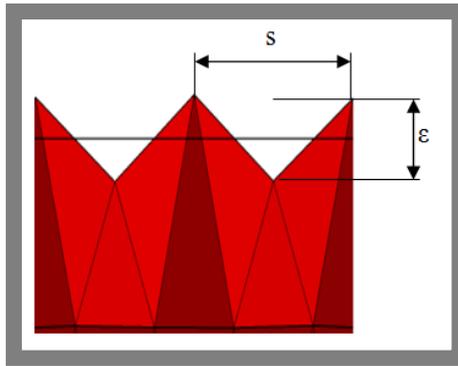
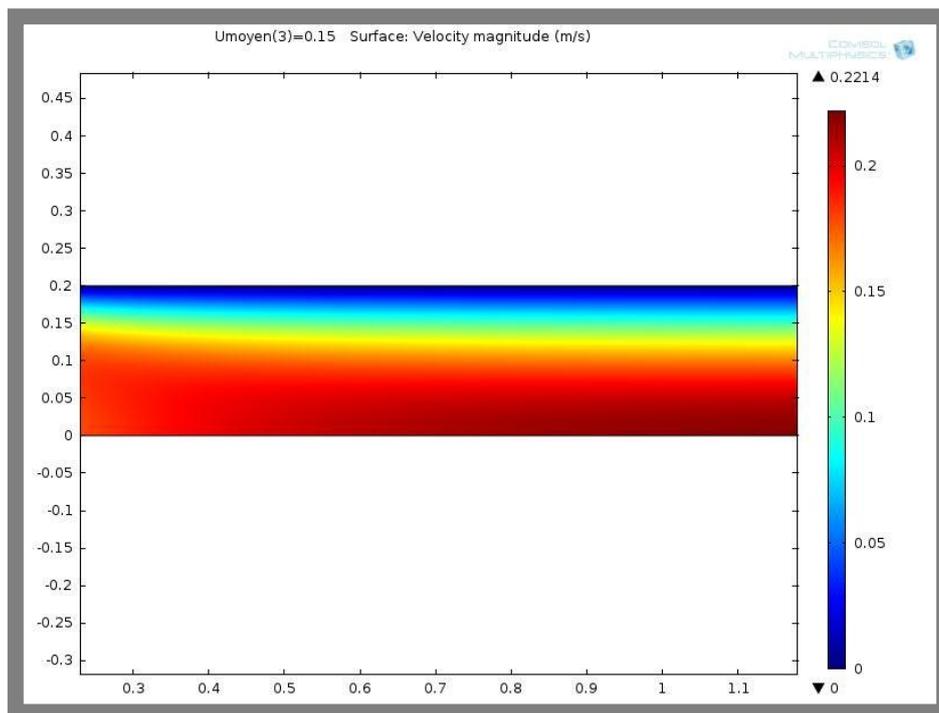


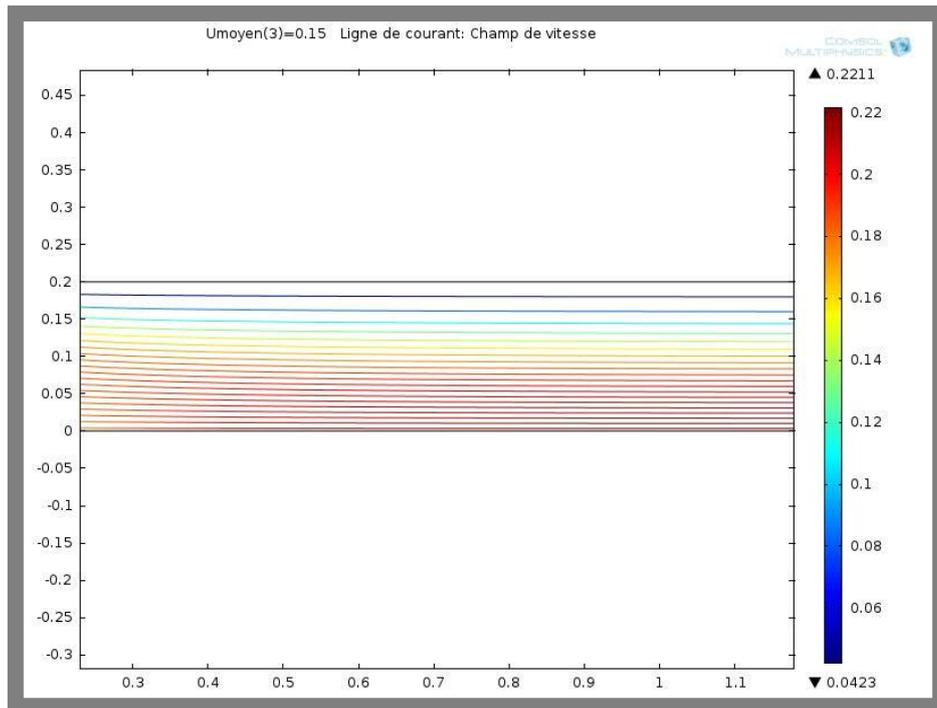
Figure 49: Maillage de la géométrie avec rugosité de surface

3.1.1.4. Résultats pour le calcul de h

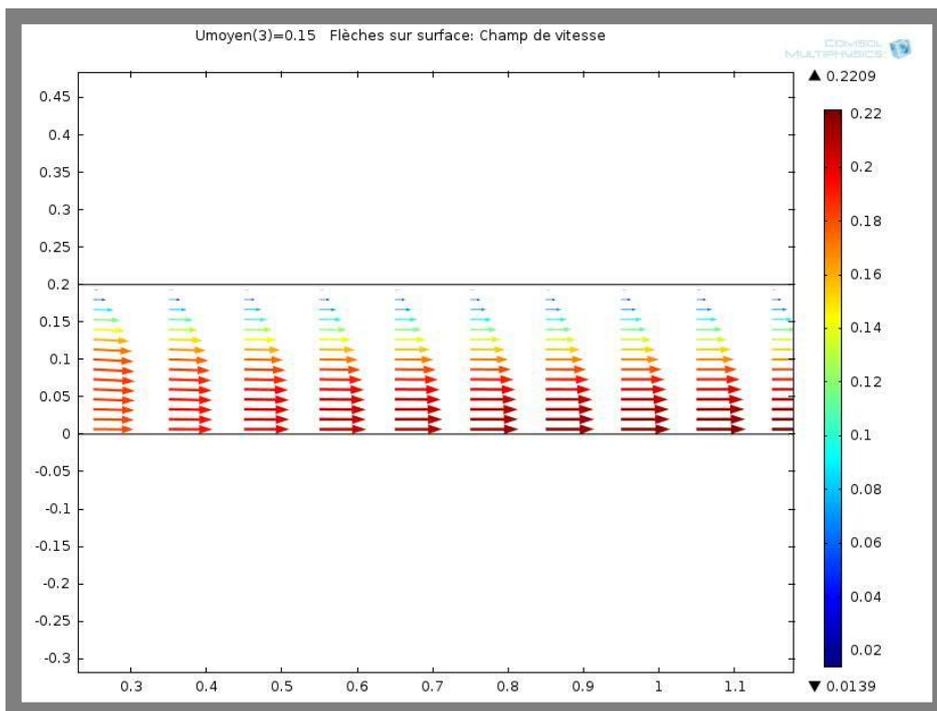
Dans cette section, les résultats obtenus sont représentés sous forme de figures ou de graphiques. La représentation des résultats relatifs aux microcanaux sont divisés en deux groupes distincts: ceux relatifs aux microcanaux lisses et ceux relatifs aux microcanaux rugueux. Un commentaire général de ces résultats, et les conclusions qui se dégagent sont exposés à la fin de la section.



(a)



(b)



(c)

Figure 50: Champ de vitesse: a) représentation du gradient de vitesse à travers la variation de couleurs b) représentation des lignes de champs c) représentation du profil parabolique à travers des flèches

Les trois figures ci-dessus représentent toutes le champ de vitesse en trois modalités différentes: couleurs pleines, lignes de courant, flèches sur surface. Elles permettent successivement la visualisation globale du gradient de vitesse, l'orientation des lignes de

champs pour déterminer à quel point l'écoulement est complètement développé, la visualisation du profil parabolique du champ de vitesse même dans les canaux à micro-échelle.

◎ Résultats correspondant aux canaux à parois lisses

Ici les graphiques correspondant aux études numériques sur les canaux lisses sont présentés. Les figures correspondant à chaque type de canal sont regroupées en annexe. Pour chaque type de canal, trois graphiques sont représentés: le premier indique la variation de température du fluide dans le canal en fonction de la position selon l'abscisse dans le canal, le deuxième représente le gradient de pression tout le long du canal. En considérant qu'à la sortie du canal la pression relative a été imposée nulle, alors la pression maximale indiquée représente la perte de charge totale dans le canal. La troisième représente la variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position sur la longueur du canal. Rappelons que trois types de canaux selon la dimension sont étudiés ainsi que trois valeurs de vitesses différentes, indiquées dans le Tableau 7 et le Tableau 8.

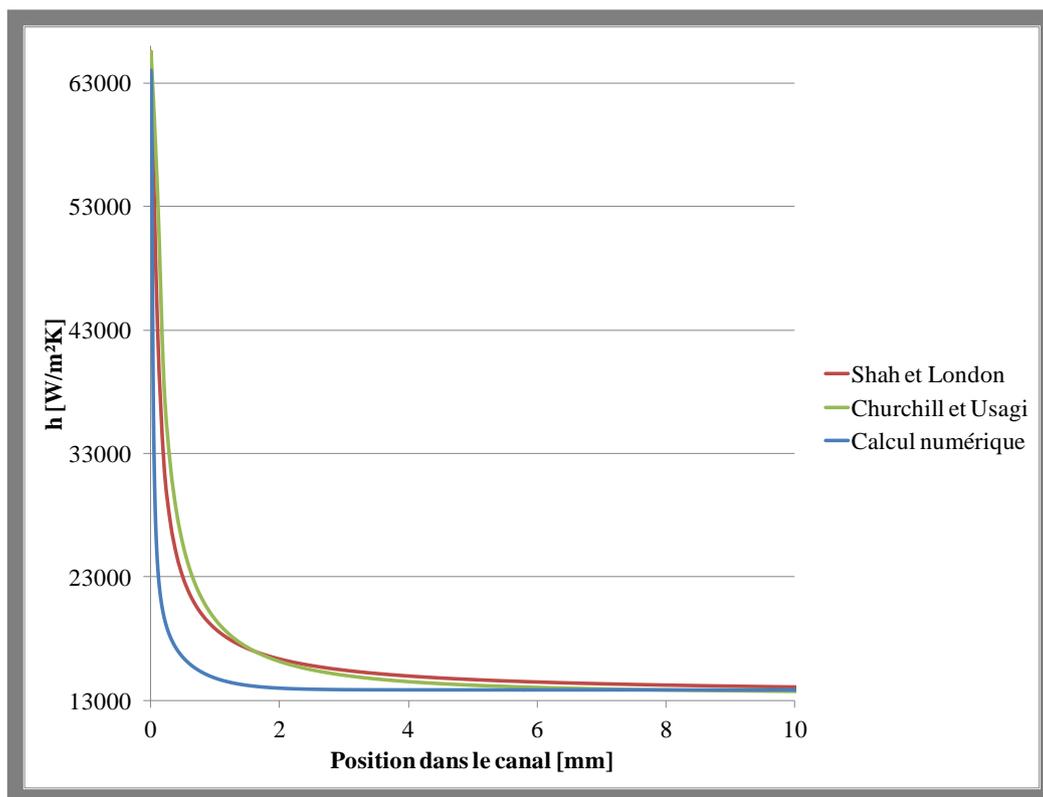


Figure 51: Variation du coefficient de transfert thermique h : comparaison entre deux modèles basés sur des corrélations expérimentales et le modèle numérique construit dans ce travail de thèse, la valeur de hauteur de canal utilisé est $H_c = 0,2$ mm, la vitesse du fluide est $V_f = 0,15$ m/s

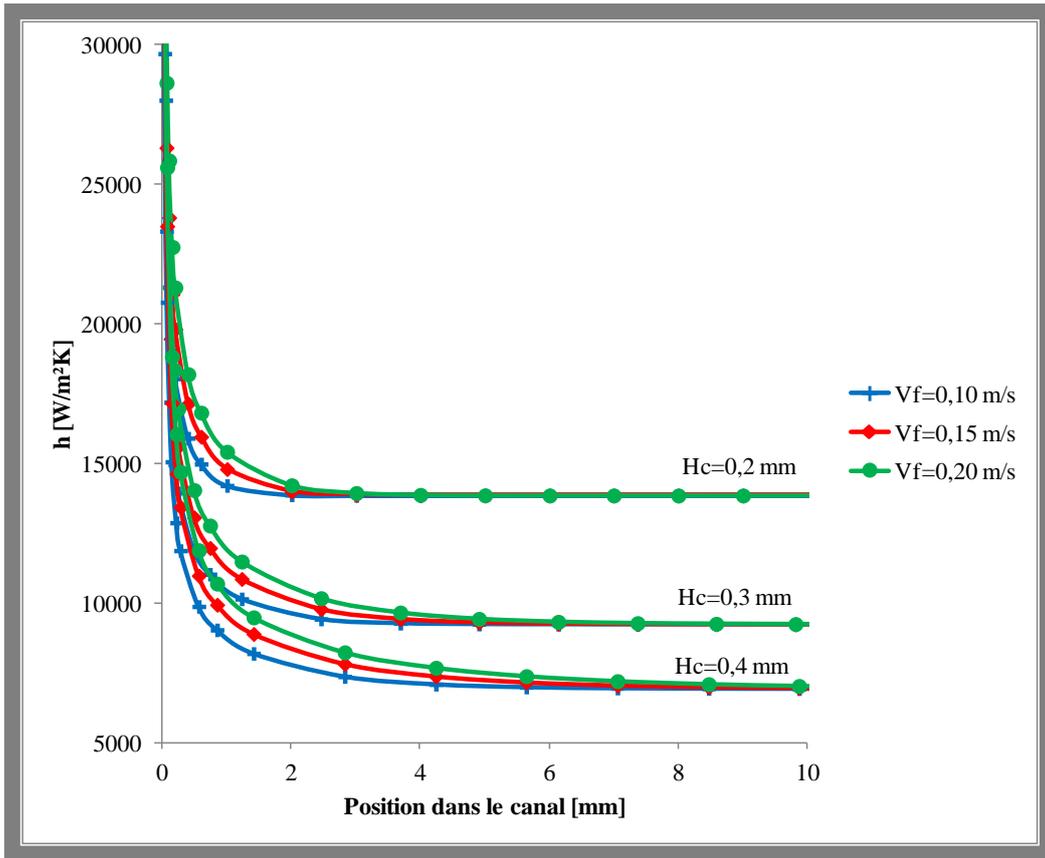


Figure 52: Variation du coefficient de transfert thermique h en fonction de la longueur du canal pour des vitesses de canal (V_f) et hauteurs de canal (H_c) différentes: canaux à parois lisses

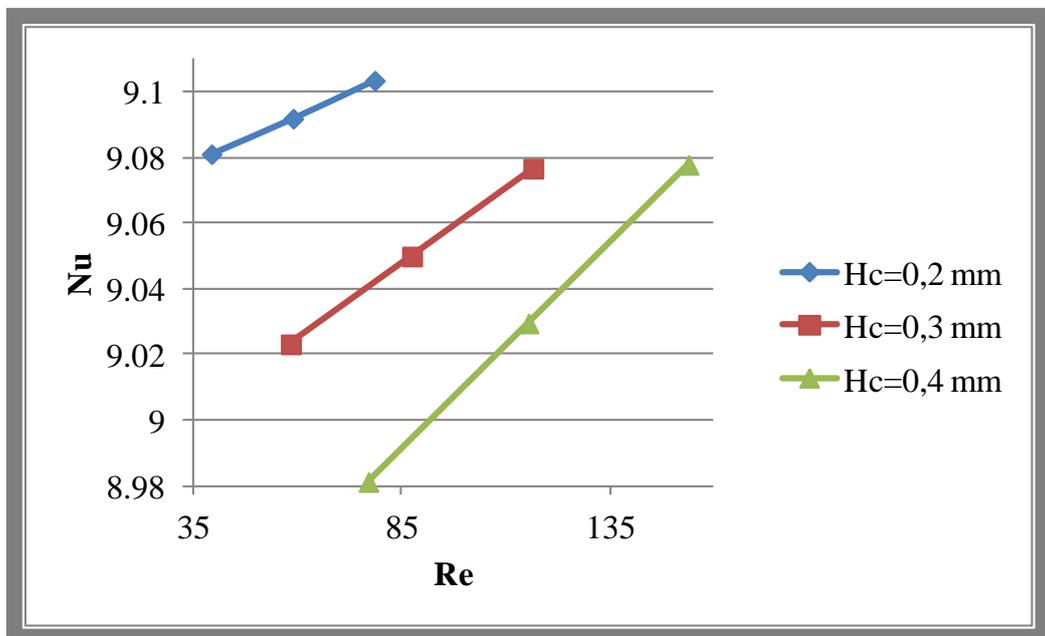


Figure 53: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de hauteur du canal

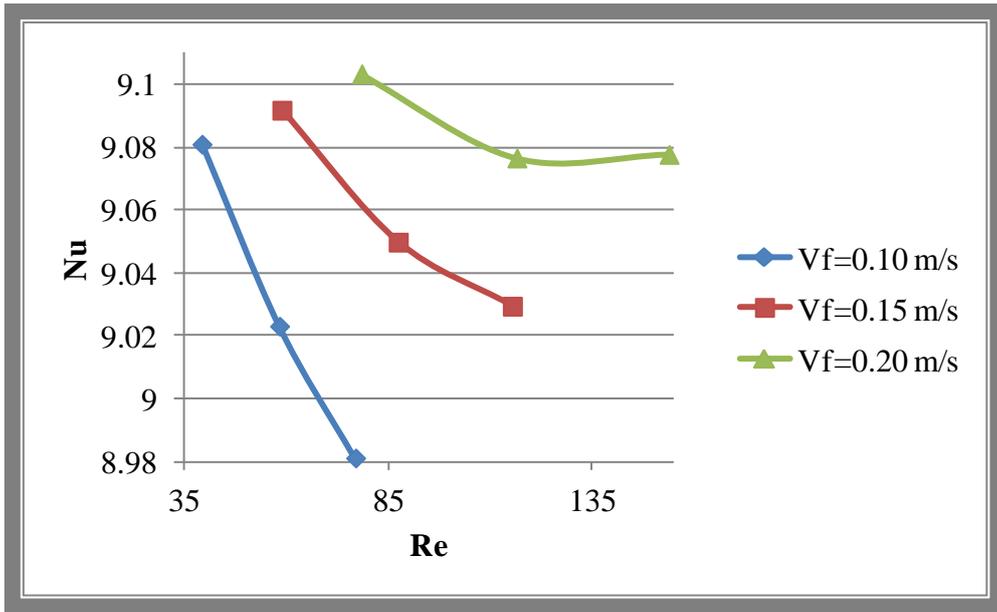


Figure 54: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de la vitesse du fluide

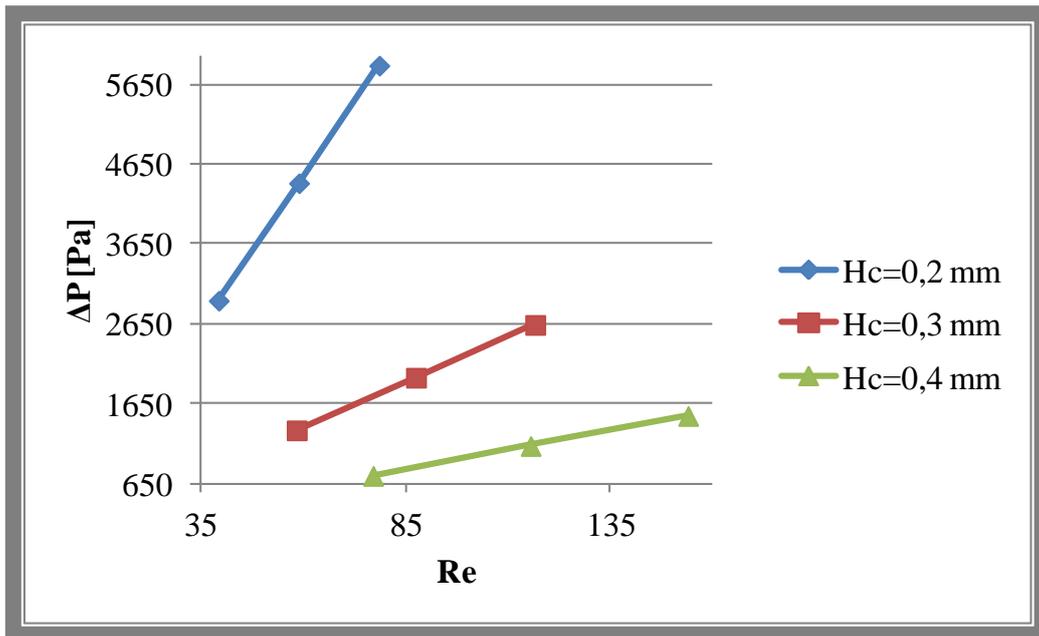


Figure 55: Variation de la perte de charge maximale dans le canal en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de hauteur de canal

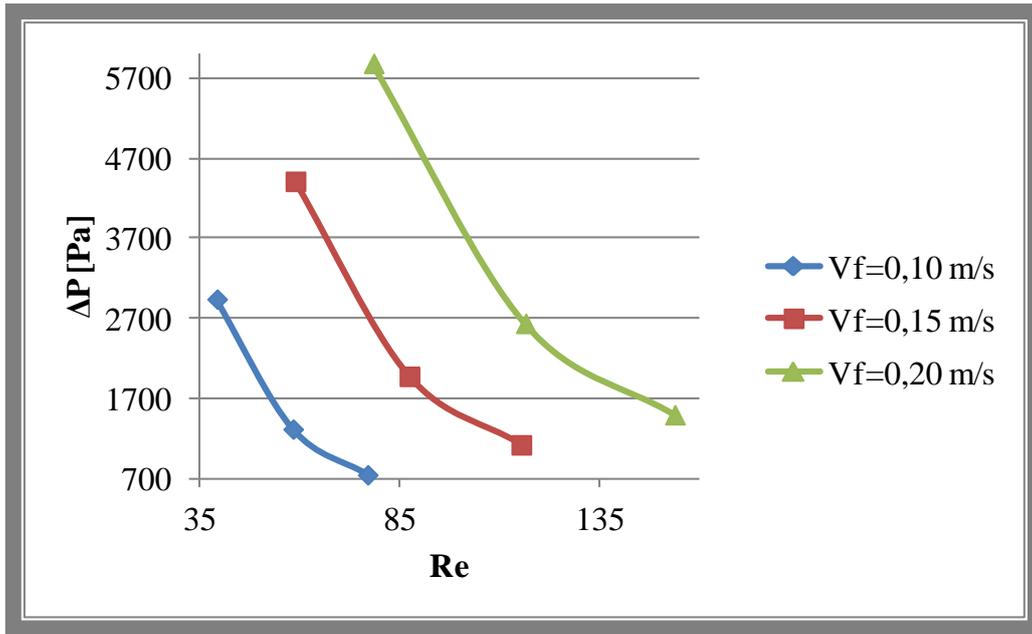


Figure 56: Variation de la perte de charge maximale dans le canal en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de vitesses du fluide

© Résultats correspondant aux canaux à parois rugueuses

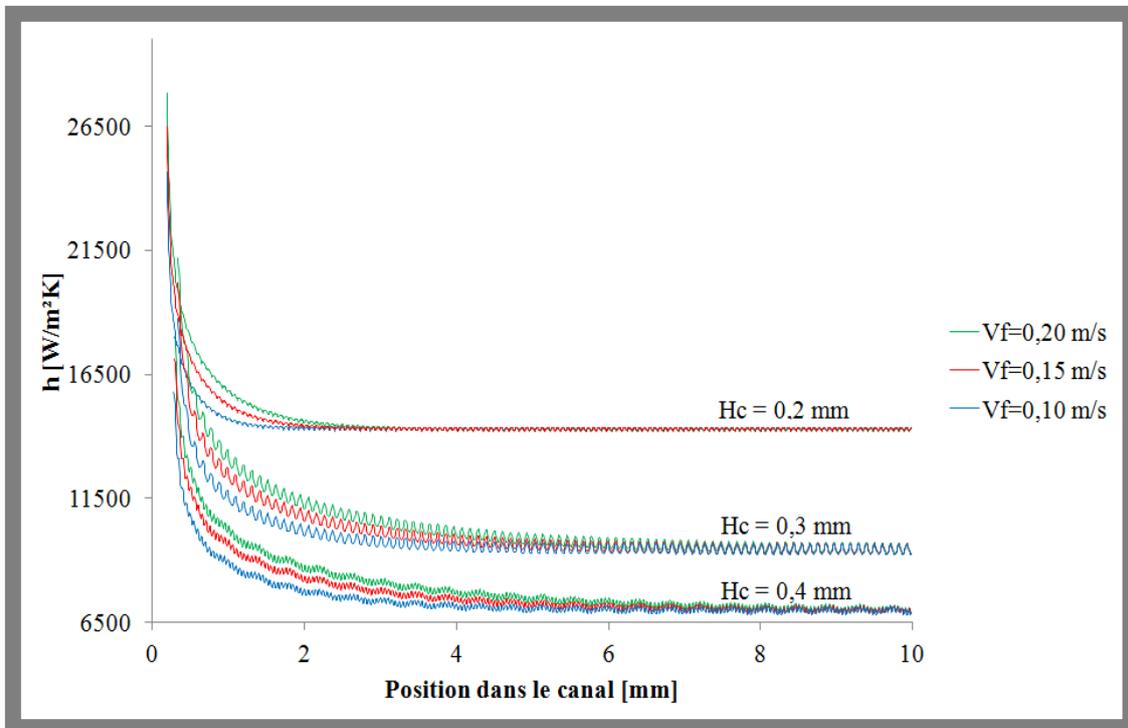


Figure 57: Variation du coefficient de transfert thermique h en fonction de la longueur du canal pour des vitesses de canal (V_f) et hauteurs de canal (H_c) différentes: canaux à parois rugueuses

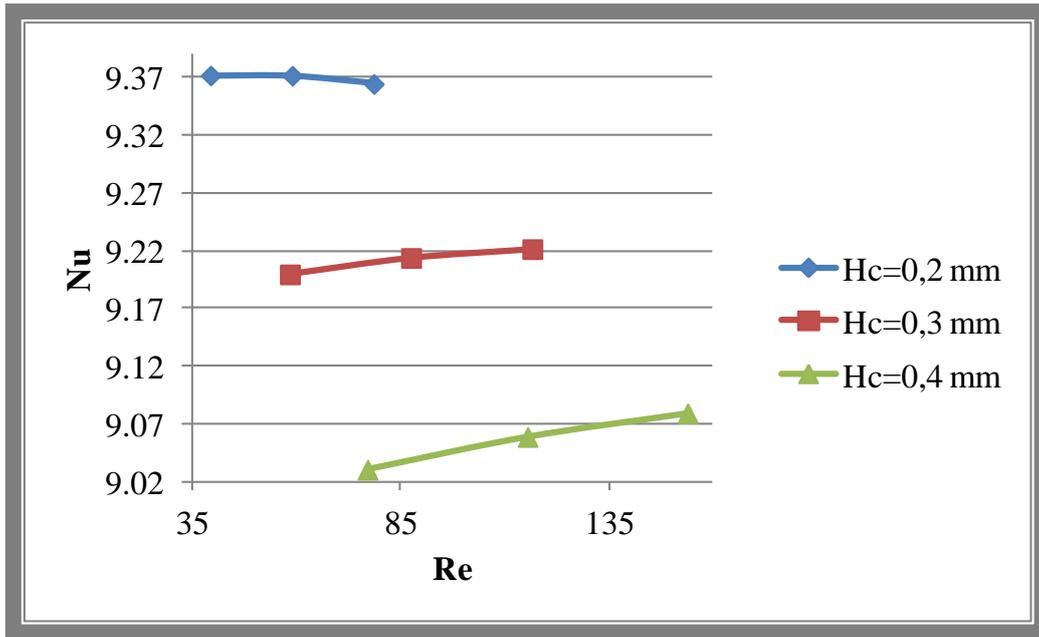


Figure 58: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de hauteur de canal rugueux

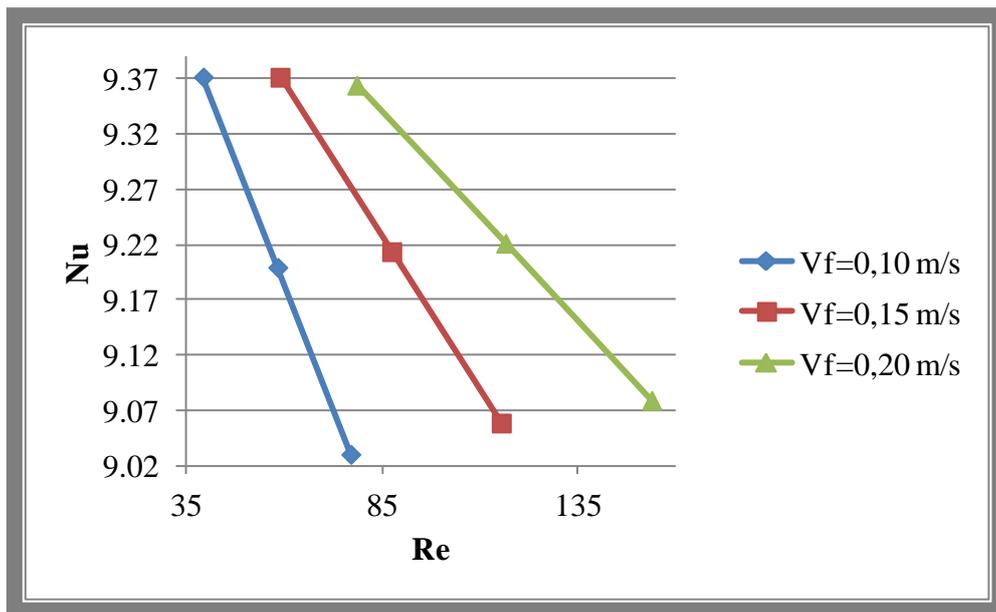


Figure 59: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de vitesse dans le canal rugueux

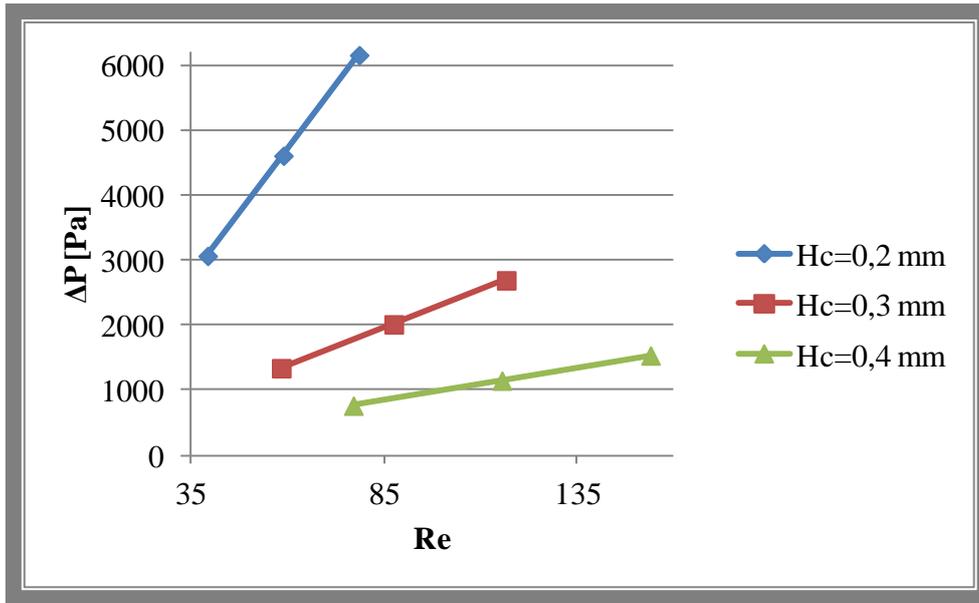


Figure 60: Variation des pertes de charge maximales dans le canal rugueux en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de hauteur de canal

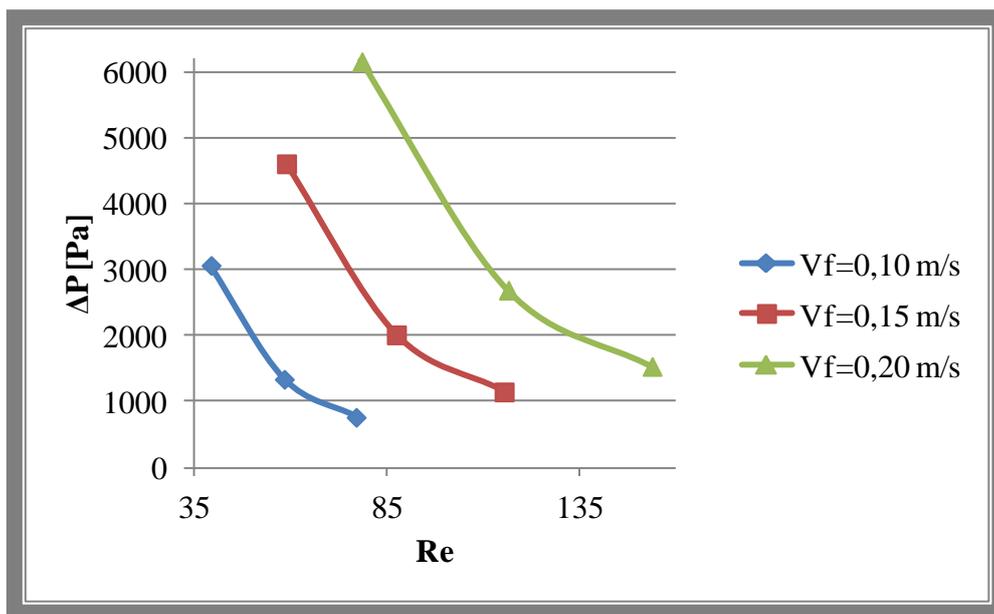


Figure 61: Variation des pertes de charge maximales dans le canal rugueux en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de vitesses du fluide

⊙ Résultats de comparaison des canaux à parois lisses et des canaux à parois rugueuses

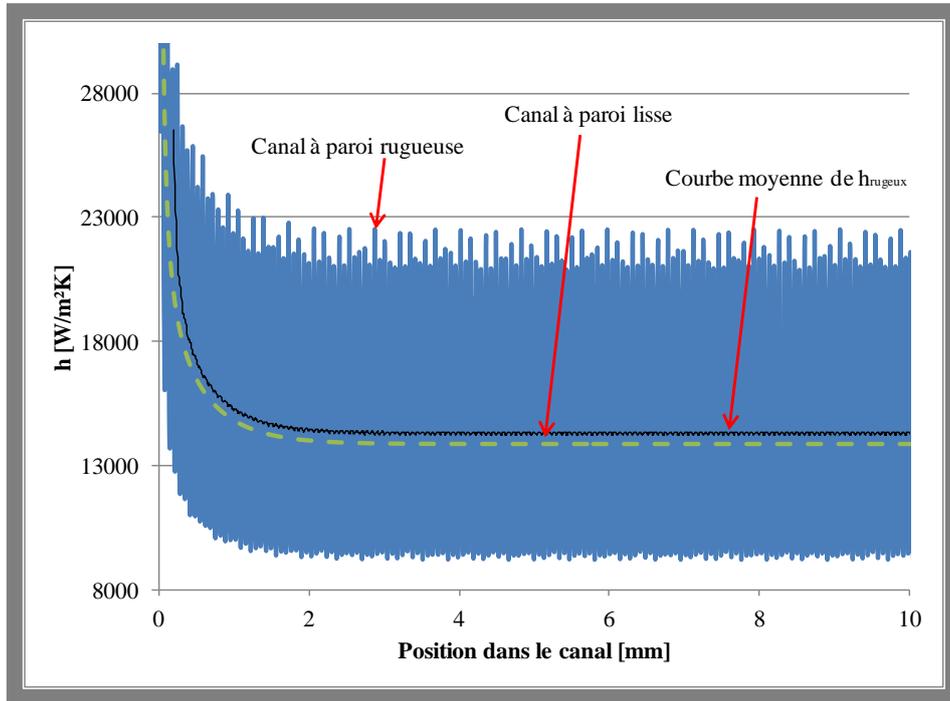


Figure 62: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position dans le canal: comparaison entre le canal à parois lisses et le canal à parois rugueuses, $H_c = 0,2$ mm, $V_f = 0,15$ m/s

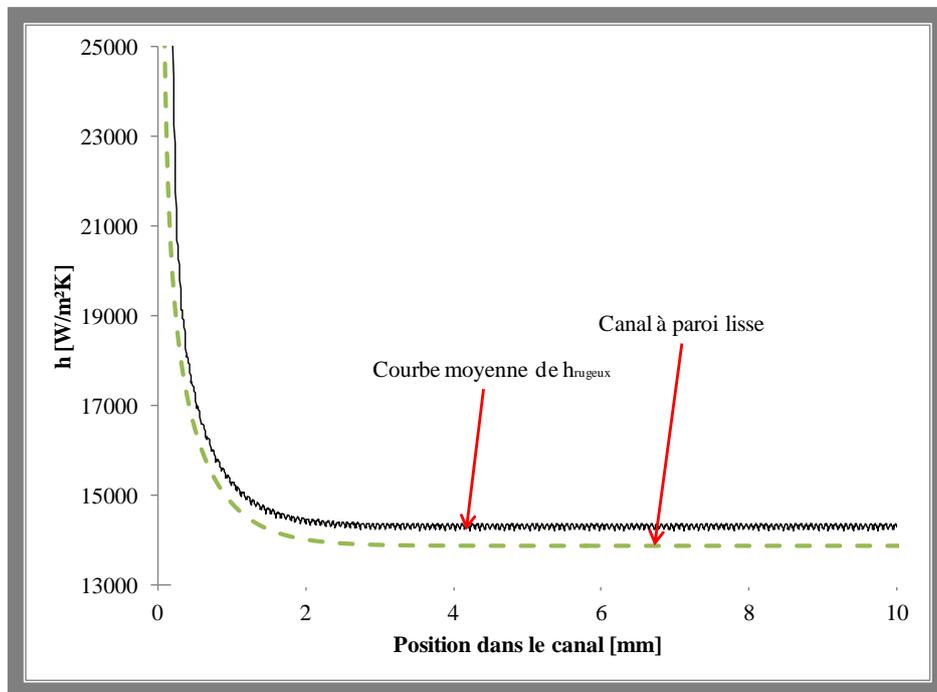


Figure 63: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position dans le canal: comparaison entre le canal à parois lisses et le canal à parois rugueuses, $H_c = 0,2$ mm, $V_f = 0,15$ m/s

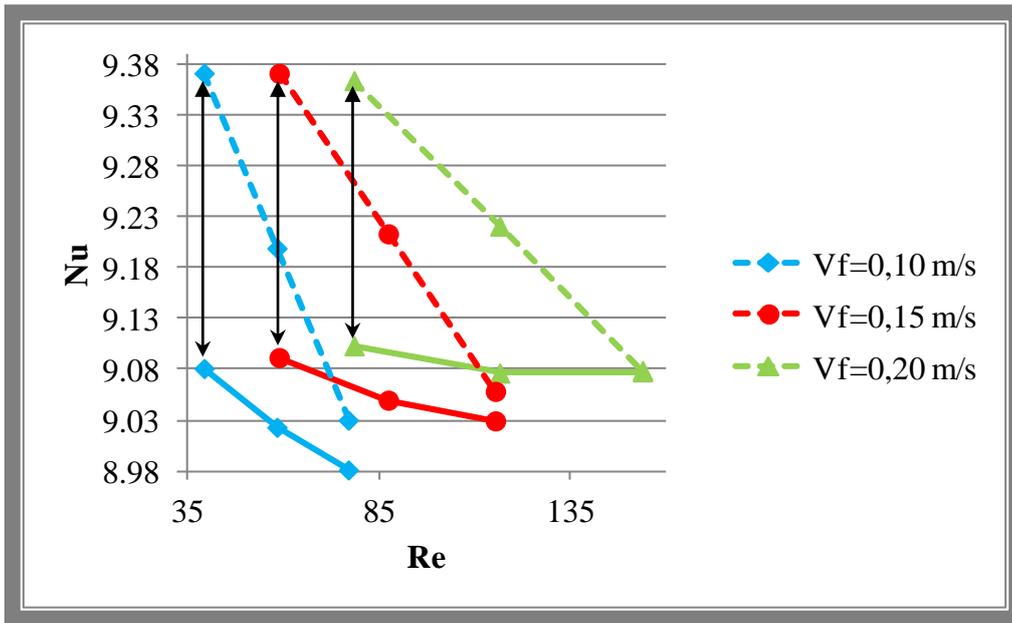


Figure 64: Variation du Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de vitesse du fluide: comparaison entre les canaux à parois lisses (traits continus) et les canaux à paroi rugueuses (traits interrompus courts)

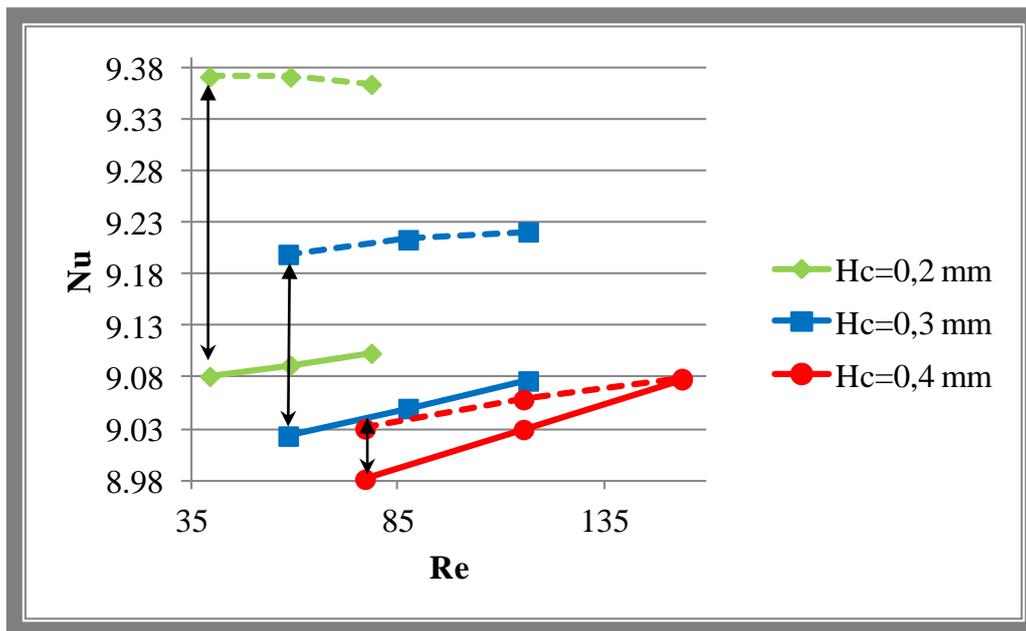


Figure 65: Variation du Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de hauteur du canal: comparaison entre les canaux à parois lisses (traits continus) et les canaux à paroi rugueuses (traits interrompus courts)

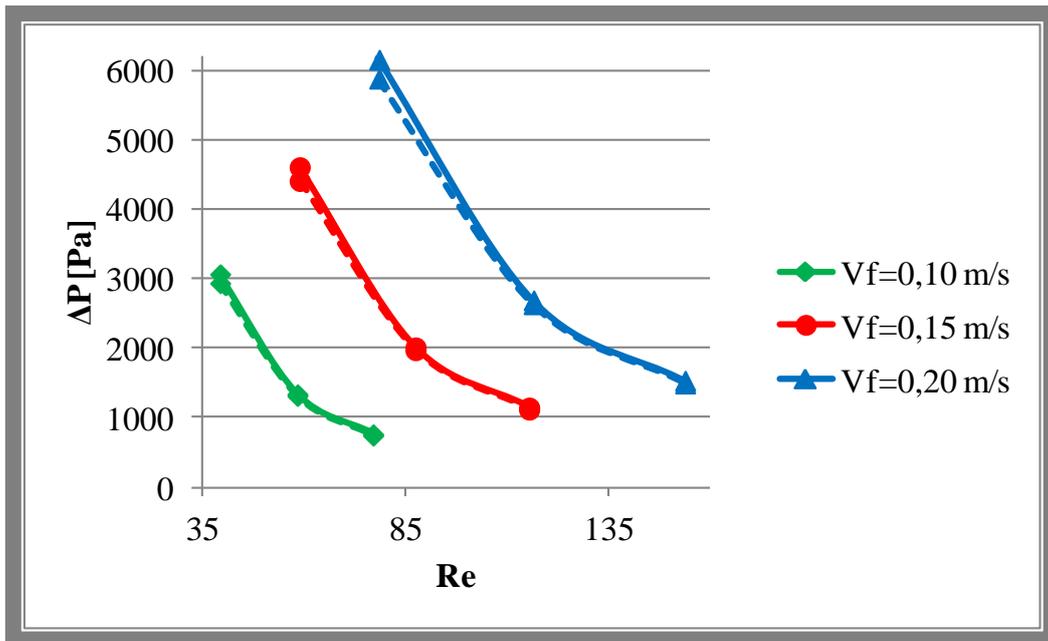


Figure 66: Variation de perte de charge maximale en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de vitesses: comparaison entre les canaux à parois lisses (traits continus) et les canaux à paroi rugueuses (traits interrompus courts)

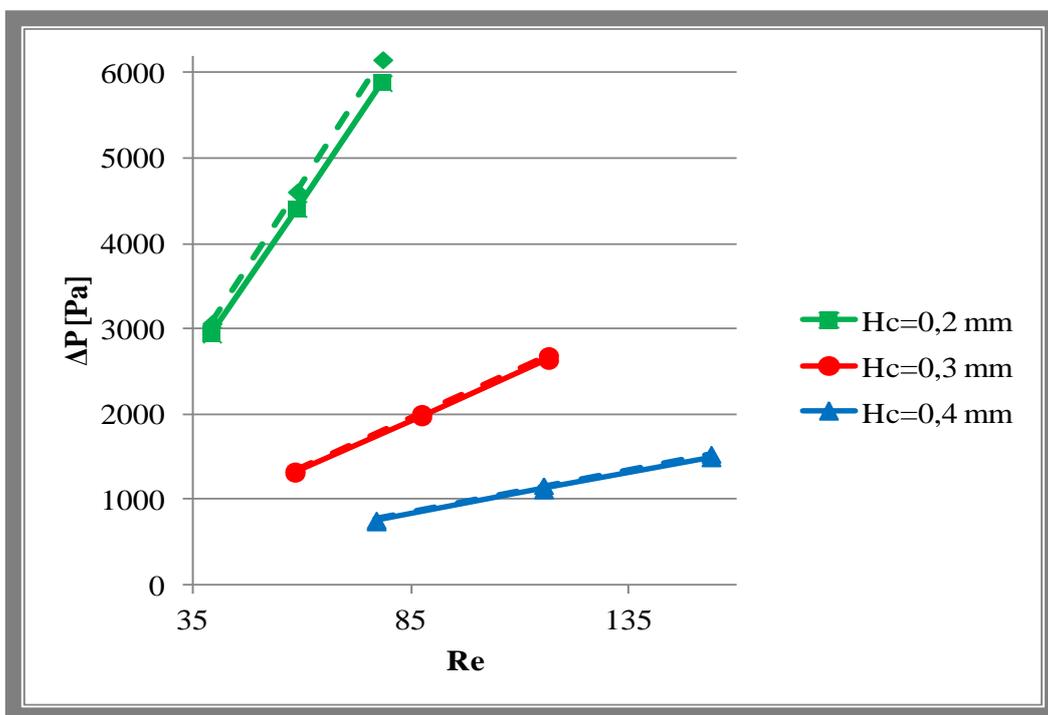


Figure 67: Variation de perte de charge maximale en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de hauteur de canal: comparaison entre les canaux à parois lisses (traits continus) et les canaux à paroi rugueuse (traits interrompus courts)

Tableau 10: Augmentation de la valeur moyenne de h à cause de la rugosité de surface des parois des canaux

dh_{moyen} [W/(m.K)]			
Vf	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	445	429	400
C0.3	182	169	149
C0.4	38	23	1

Tableau 11: Augmentation du nombre de Nusselt à cause de la rugosité de surface des parois des canaux

dNu [-]			
Vf	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	0,29	0,28	0,26
C0.3	0,18	0,16	0,14
C0.4	0,05	0,03	0,00

Tableau 12: Augmentation des pertes de charges dans les canaux dues à la rugosité de surface

$d(\Delta P)$ [Pa]			
V_f	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	129	199	274
C0.3	26	41	57
C0.4	20	30	42

L'analyse des résultats représentés à travers les graphiques et tableaux ci-dessus permet de faire quelques observations:

Les modèles de calcul de h basés sur des corrélations expérimentales semblent surestimer leurs valeurs, c'est ce que nous montre la Figure 51.

La Figure 52 représente la synthèse des valeurs de h pour les trois types de canaux et les trois valeurs de vitesses étudiées. En fixant la hauteur H_c des canaux et faisant varier la vitesse du fluide, on obtient une élévation de la valeur maximale du coefficient de transfert thermique localisé à l'entrée du canal. Ce qui provoque une légère augmentation de la valeur moyenne du coefficient de transfert thermique.

Si l'on fixe la vitesse du fluide et que l'on fait varier plutôt la hauteur (la hauteur) du canal de seulement 0,1 mm le résultat obtenu est une translation considérable de la courbe entière de variation du coefficient de transfert thermique. Elle est augmentée pour une diminution de la hauteur du canal ou diminuée pour une augmentation de la hauteur du canal. Par conséquent la valeur optimale de h s'obtient pour la plus grande valeur de V_f et la plus petite valeur de H_c possibles.

L'augmentation de V_f et de la diminution de H_c sont limités par les valeurs de pertes de charges correspondantes. Dans les deux cas, c'est-à-dire pour une augmentation de la vitesse du fluide ou pour une diminution de la hauteur du canal, les pertes de charges augmentent. L'augmentation des pertes de charges dans le canal a une double portée:

- * L'augmentation de la puissance de la pompe nécessaire au mouvement du fluide, et par conséquent influence la valeur du coefficient de performance.
- * L'augmentation de la force de pression mécanique exercée sur la paroi du matériau, par conséquent influence la résistance mécanique du matériau.

Pour ces motifs il est important de déterminer en parallèle à la valeur de h , celle de la perte de charge correspondante ΔP .

Le calcul du Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds permettent d'évaluer la variation de l'échange thermique convectif en fonction de la hauteur du canal d'une part, et en fonction de la vitesse du fluide d'autre part. Ces graphiques sont représentés par la Figure 53 et la Figure 54 pour les canaux à parois lisses, la Figure 58 et la Figure 59 pour les canaux à parois rugueuses. On observe dans ces graphiques que pour une valeur de Re donnée la valeur de Nu croît avec H_c d'une part et avec V_f d'autre part. Les trois courbes de la Figure 53 croissent linéairement avec le nombre de Reynolds, pour converger en un même point, par conséquent, nous observons que l'augmentation du transfert thermique par convection en fonction de la diminution de H_c est plus importante pour les basses valeurs de Re , et sont de moins en moins importantes pour les grandes valeurs de Re . L'allure des courbes de la Figure 54 montre plutôt que l'augmentation Nu en fonction de l'augmentation de V_f est moins importantes pour les valeurs basses de Re et plus importante pour les valeurs élevées de Re jusqu'à une atteindre une valeur constante pour une certaine valeur de Re .

La première observation évidente que l'on peut faire en regardant les figures de $Nu(Re)$ correspondant aux canaux à parois rugueuses est l'augmentation générale des valeurs de Nu . L'effet de la rugosité se remarque aussi par le fait que les courbes de la Figure 58,

équivalente de la Figure 53 ne croissent pas linéairement avec Re , alors que les courbes de la Figure 59 équivalente de la Figure 54, sont linéaires.

Les effets de la rugosité sur Nu sont mieux mis en évidence à travers la Figure 64 et la Figure 65: en plus des effets décrits précédemment, on observe que l'augmentation de Nu en fonction de Re , due à la rugosité de surface du matériau, est maximale pour la valeur minimale de H_c et décroît progressivement lorsque H_c augmente; l'augmentation de Nu en fonction de Re , due à la rugosité de surface du matériau est presque constante pour toutes les valeurs de V_f considérées.

Les effets de la rugosité décrits ci-dessus sont chiffrés et présentés par le Tableau 11. En observant la diagonale de la matrice constituée par ce tableau, on note que, plus la hauteur des canaux augmente, moins important est l'effet de la rugosité sur l'augmentation de Nu .

3.1.2. Modèle physique de simulation du comportement du cycle AMR

Le modèle du cycle AMR décrit dans la Figure 68 est un modèle unidimensionnel pour le fluide et bidimensionnel pour le solide permettant de considérer l'effet de la conduction axiale dans le solide.

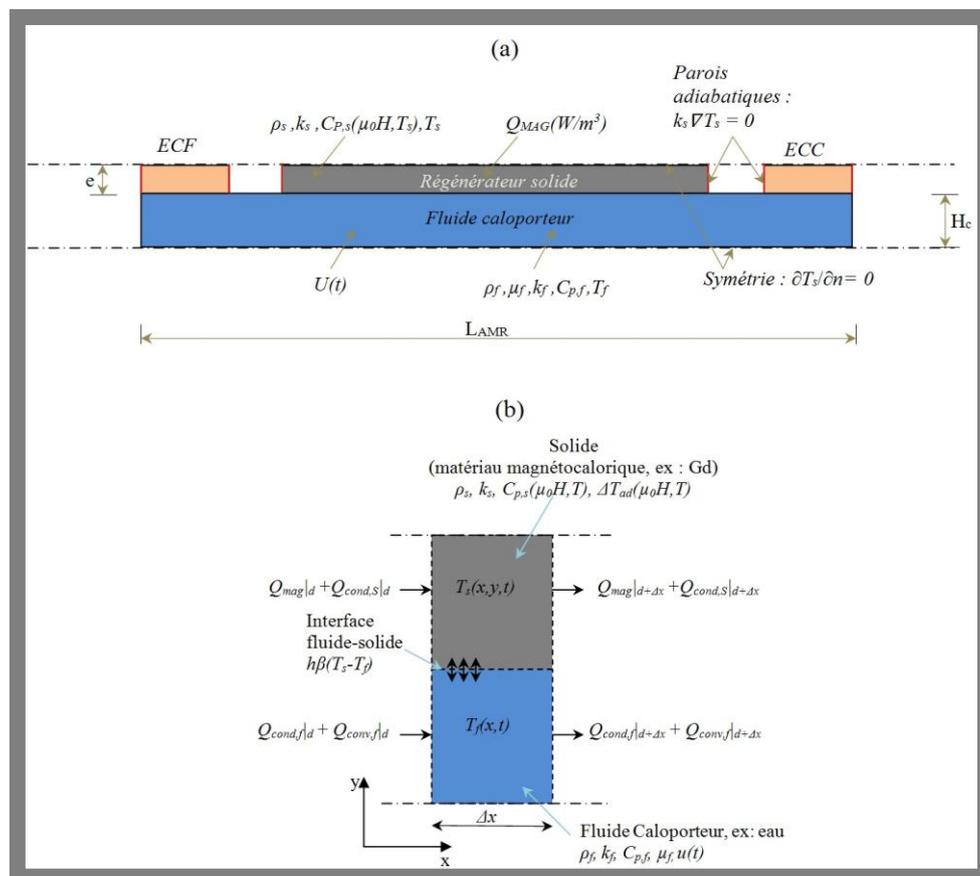


Figure 68: Schéma descriptif du modèle physique de simulation du cycle AMR

3.1.2.1.Hypothèses de calculs pour le modèle AMR

Des hypothèses simplificatrices sont nécessaires afin d'adapter notre problème à la simulation 2D d'une part, mais aussi de rendre plus simple et rapide la résolution des équations en jeu sans toutefois compromettre la physique du problème. Dans le cas de modélisation bidimensionnelle de notre cycle AMR les hypothèses suivantes sont considérées:

- * Le fluide est incompressible, par conséquent il n y a pas de compression, ni expansion, ni oscillation de pression durant les périodes d'écoulement.
- * Le fluide ne subit pas de changement de phase puisque les températures en jeu ici correspondent aux conditions ambiantes
- * Il n y a pas de fuite hors du système
- * Le système est considéré thermiquement adiabatique. En pratique cette hypothèse est difficilement réalisable.
- * Le champ magnétique appliqué est uniforme et provoque une augmentation uniforme de température dans le solide.
- * L'effet démagnétisant n'est pas considéré dans ce modèle.
- * Les propriétés thermophysiques du matériau sont considérées constantes excepté la chaleur spécifique $C_{p,s}$ qui varie en fonction de $\mu_0 H$ et de la température T ; $\mu_0 H$ est elle-même une fonction du temps

3.1.2.2.Formulation mathématique et conditions aux limites

Les équations qui gouvernent le modèle sont les suivantes:

Equation de l'énergie pour le fluide représentée par l'équation (3.14)

$$\rho_f C_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) T_f \right) = \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) \quad (3.14)$$

Equation de l'énergie pour le régénérateur solide exprimée en (3.15)

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + \dot{Q}_{MAG} \quad (3.15)$$

Le terme source \dot{Q}_{MAG} qui représente l'effet magnéto-calorique exprimée en (3.16)

$$\dot{Q}_{MAG} = \rho_s C_{p,s} \left(\frac{\partial T_{ad}}{\partial H} \frac{dH}{dt} + \frac{\partial T_{ad}}{\partial T_s} \frac{dT_s}{dt} \right) \quad (3.16)$$

Les conditions limites à l'interface entre le fluide et le solide sont représentées par les équations (3.17) et (3.18).

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = -k_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (3.17)$$

$$T_s = T_f \quad (3.18)$$

Les conditions aux limites aux extrémités du système sont différentes selon que nous considérons l'écoulement du fluide du réservoir froid vers le réservoir chaud ou du réservoir chaud vers le réservoir froid.

Dans la période d'écoulement du réservoir froid vers le réservoir chaud la température du côté froid est $T_f = T_{froid}$ et au côté chaud nous avons $\partial T_f / \partial x = 0$. Dans la période d'écoulement du fluide du réservoir chaud vers le réservoir froid, nous avons $\partial T_f / \partial x = 0$ au côté froid et $T_f = T_{chaud}$ au côté chaud.

Les performances du système s'expriment à travers la variation de la puissance thermique froide obtenue et le coefficient de performance.

La puissance s'obtient en intégrant dans le temps le flux de chaleur échangé pendant chaque période du cycle à l'échangeur de chaleur côté froid, par l'équation (3.19).

$$Q_{froid} = \int_0^{\tau} \int_0^s \dot{q}_{froid} dt ds \quad (3.19)$$

Le coefficient de performance exprimé par l'équation (3.20) est le rapport entre l'énergie spécifique transférée à l'échangeur de chaleur froid et le travail spécifique total du cycle.

$$COP = \frac{\dot{q}'_{froid}}{\dot{W}_{total}} \quad (3.20)$$

Le travail total du cycle comprend la somme du travail nécessaire pour aimanter le matériau magnétocalorique et du travail nécessaire pour déplacer le fluide dans la matrice. Sa valeur se calcule à travers l'équation (3.21).

$$\dot{W}_{total} = \dot{q}'_{froid} + \dot{q}'_{chaud} + \dot{W}_{DEP} \quad (3.21)$$

Le rendement du système est le rapport entre la valeur de COP réel et celle de COP_{Carnot} .

$$\eta = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (3.22)$$

Le coefficient de performance de Carnot se détermine par l'équation (3.23).

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{froid}}{T_{chaud} - T_{froid}} \quad (3.23)$$

La vitesse du fluide correspond au déplacement cyclique des pistons dans le temps. L'intensité de champ magnétique varie elle aussi de manière cyclique selon un cycle en forme d'ondes carrées. Ces deux cycles sont représentés en Figure 69.

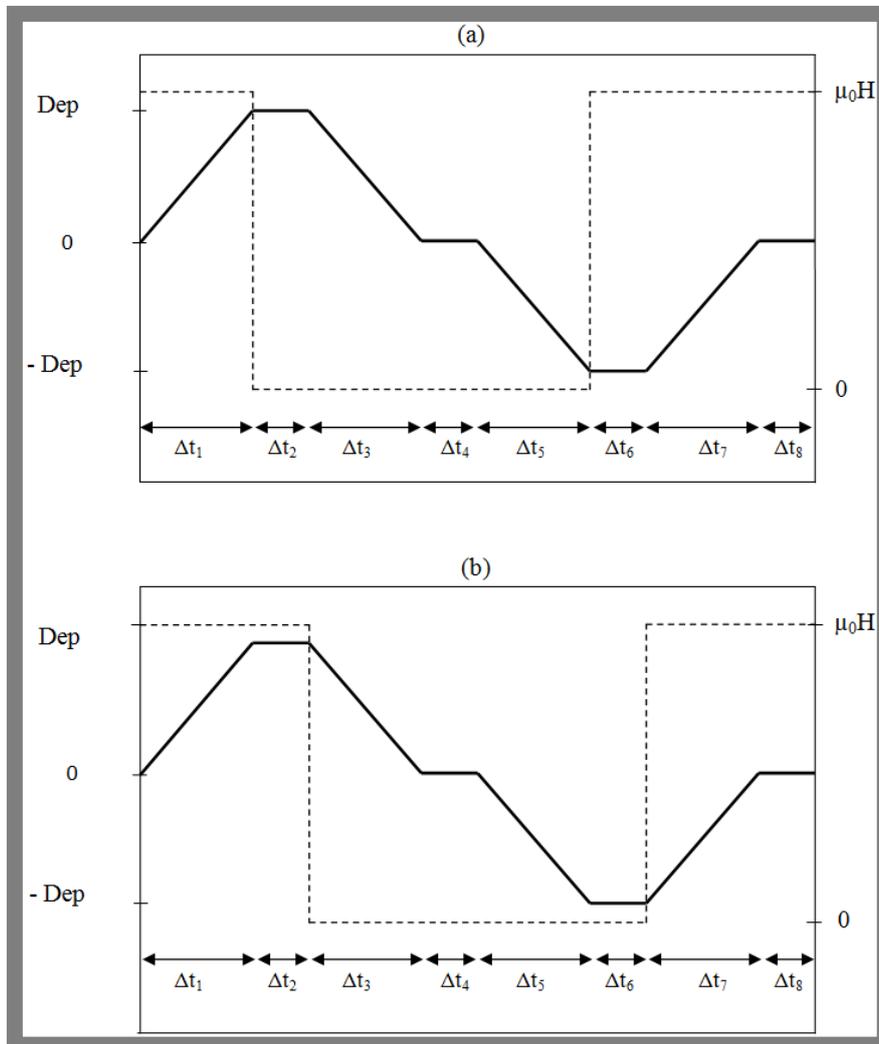


Figure 69: Cycle de déplacement du piston dans le temps (ligne continue) et cycle de variation du champ magnétique (traits interrompus courts). a) champ magnétique nul durant le transfert thermique au réservoir chaud. b) champ magnétique maximal durant le transfert thermique au réservoir chaud

Si nous notons Δt_{course} et $\Delta t_{arrêt}$ successivement la durée de course et la durée d'arrêt des pistons, alors $\Delta t_1 = \Delta t_3 = \Delta t_5 = \Delta t_7 = \Delta t_{course}$ et $\Delta t_2 = \Delta t_4 = \Delta t_6 = \Delta t_8 = \Delta t_{arrêt}$. Dep est la course maximale du piston vers le réservoir chaud et $-Dep$ est la course maximale du piston vers le réservoir froid. Il faut noter que $|Dep| = | -Dep |$.

3.1.2.3. Implémentation du modèle de simulation du cycle AMR

L'implémentation de ce modèle sur COMSOL Multiphysics s'effectue en plusieurs étapes: la construction de la géométrie, l'application des deux physiques (écoulement de fluide et transfert de chaleur) deux problèmes aux domaines correspondants, le couplage de ceux-ci, le maillage de la géométrie, le maillage mobile nécessaire à la simulation du déplacement du piston et le paramétrage du solveur. L'implémentation de l'effet magnéto-calorique à travers la source de chaleur \dot{Q}_{MAG} dans le domaine solide constitue la tâche la plus délicate.

Tableau 13: Données de modélisation du cycle AMR

Paramètres	Notations	Valeurs
Hauteur du canal	H_c	0,5 [mm]
Hauteur de la plaque de matériau	e	0,5 [mm]
Profondeur du matériau	w	10 [mm]
Longueur du régénérateur	L	50 [mm]
Longueur du canal	L_c	100 [mm]
Longueur des échangeurs	L_{ex}	5 [mm]
Amplitude du cycle de vitesse du fluide	U_0	0,05 [m/s]
Fréquence du cycle	f	0,5 [Hz]
Masse volumique du gadolinium	ρ_{Gd}	7900 [kg/m ³]
Conductivité thermique du gadolinium	k_{Gd}	10,6 [W/(m.K)]
Champ magnétique maximal	$\mu_0 H_{max}$	1 [T]
Masse volumique de l'eau	ρ_e	1000 [kg/m ³]
Conductivité thermique de l'eau	k_e	0,66 [W/(m.K)]
Chaleur spécifique de l'eau	$C_{p,e}$	4180 [J/(kg.K)]
Masse volumique de l'aluminium	ρ_{Al}	2700 [kg/m ³]
Conductivité thermique de l'aluminium	k_{Al}	237 [W/(m.K)]
Chaleur spécifique de l'aluminium	$C_{p,Al}$	900 [J/(kg.K)]
Température initiale	T_i	290 [K]
Temps initial	t_0	0 [s]
Temps final	t_{max}	200 [s]

Tableau 14: Données de modélisation des minicanaux

	C0.2	C0.3	C0.4	Unité de mesure
L	100	100	100	mm
H	0,2	0,3	0,4	mm
W	10	10	10	mm
D _h	0,39	0,58	0,77	mm

La Figure 70 représente le cycle de variation du champ magnétique $\mu_0 H$ utilisé pour les calculs numériques alors que le cycle de variation de la vitesse est représenté par la Figure 71. L'amplitude de variation de la vitesse dans cette figure est $U_0 = 0,05$ m/s. Cependant plusieurs cas correspondant à différentes valeurs de l'amplitude U_0 sont étudiés.

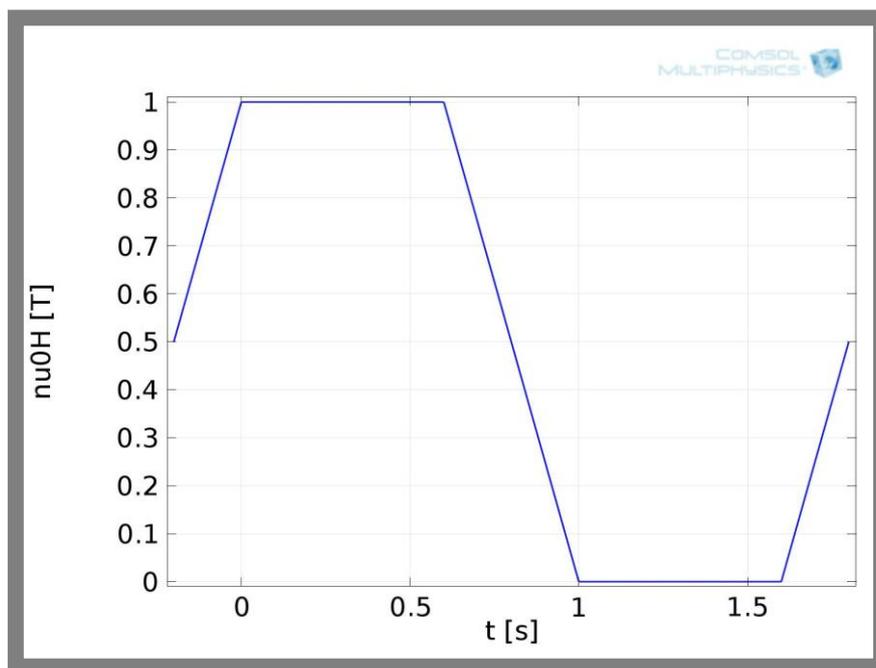


Figure 70: Représentation du cycle de variation du champ magnétique appliqué

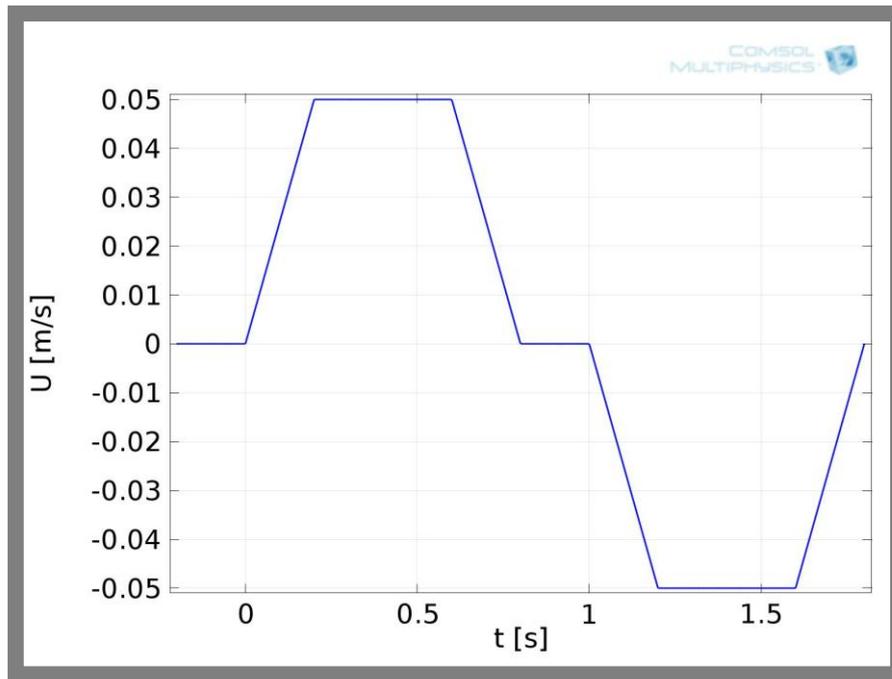


Figure 71: Représentation du cycle de variation de la vitesse du fluide caloporteur, l'amplitude de variation du cycle $U_0 = 0,05$ m/s

© La modélisation de l'effet magnétocalorique

D'après l'équation (3.15) l'effet magnétocalorique est pris en compte comme terme source à travers \dot{Q}_{MAG} . En effectuant une interpolation des valeurs expérimentales de $C_p(T, \mu_0 H)$ et de $\Delta T_{ad}(T, \mu_0 H)$ à disposition pour le gadolinium, on obtient les courbes correspondantes représentées par la Figure 72 et la Figure 73.

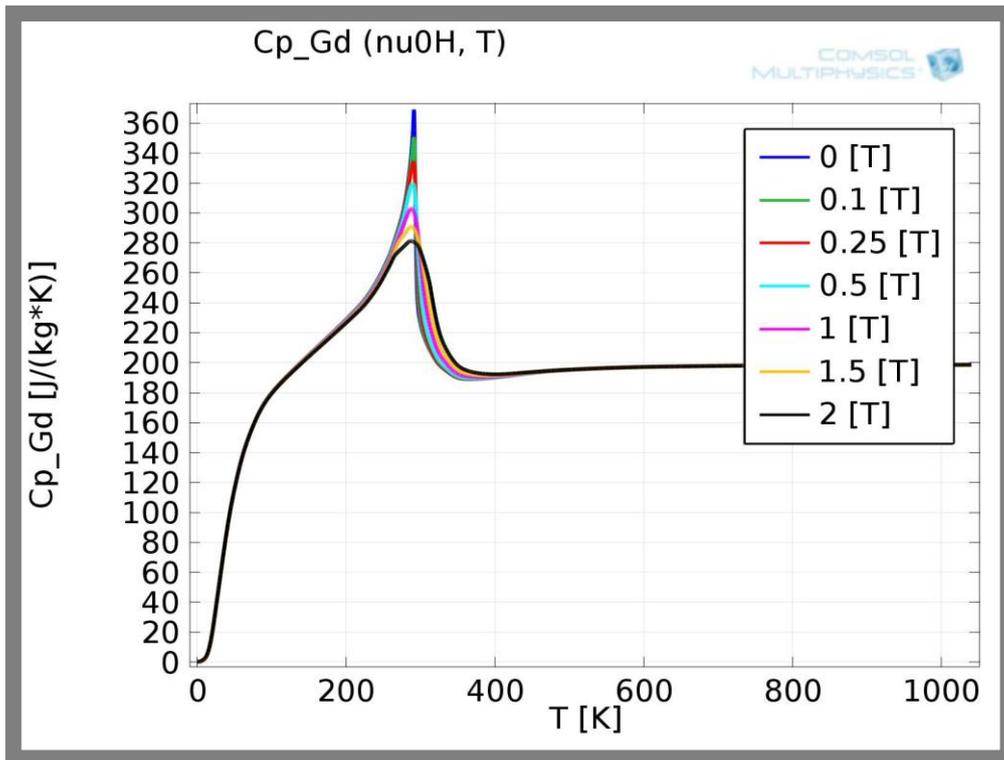


Figure 72: Valeurs interpolées des données expérimentales de C_p pour le gadolinium, en fonction de T et $\mu_0 H$

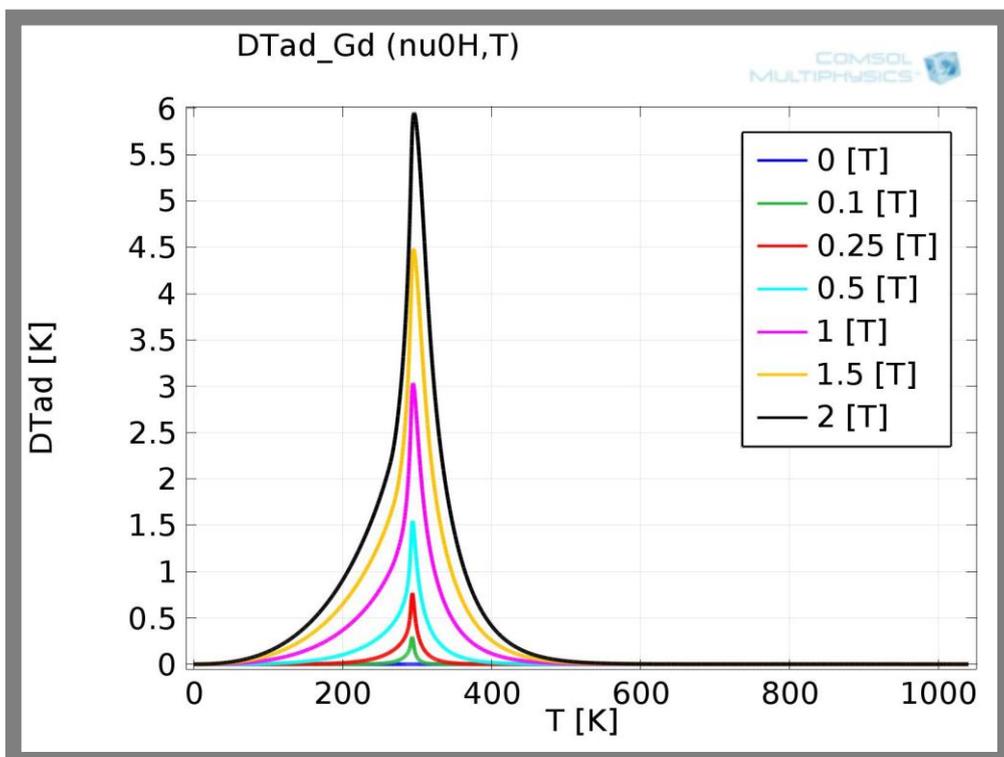


Figure 73: Valeurs interpolées des données de ΔT_{ad} pour le gadolinium, en fonction de T et $\mu_0 H$

L'utilisation de ces données se fait à travers une discrétisation temporelle de Q_{MAG} selon l'équation (3.24).

$$\dot{Q}_{MAG} = \rho_s c_{p,s}(\mu_0 H(t), T(t)) \frac{\Delta T_{ad}(\mu_0 H(t + \Delta t), T(t)) - \Delta T_{ad}(\mu_0 H(t), T(t))}{\Delta t} \quad (3.24)$$

3.1.3. Résultats du modèle du cycle AMR

Avec les paramètres d'entrée indiqués dans la section précédente, le modèle permet d'obtenir les résultats représentés par les figures ci-après:

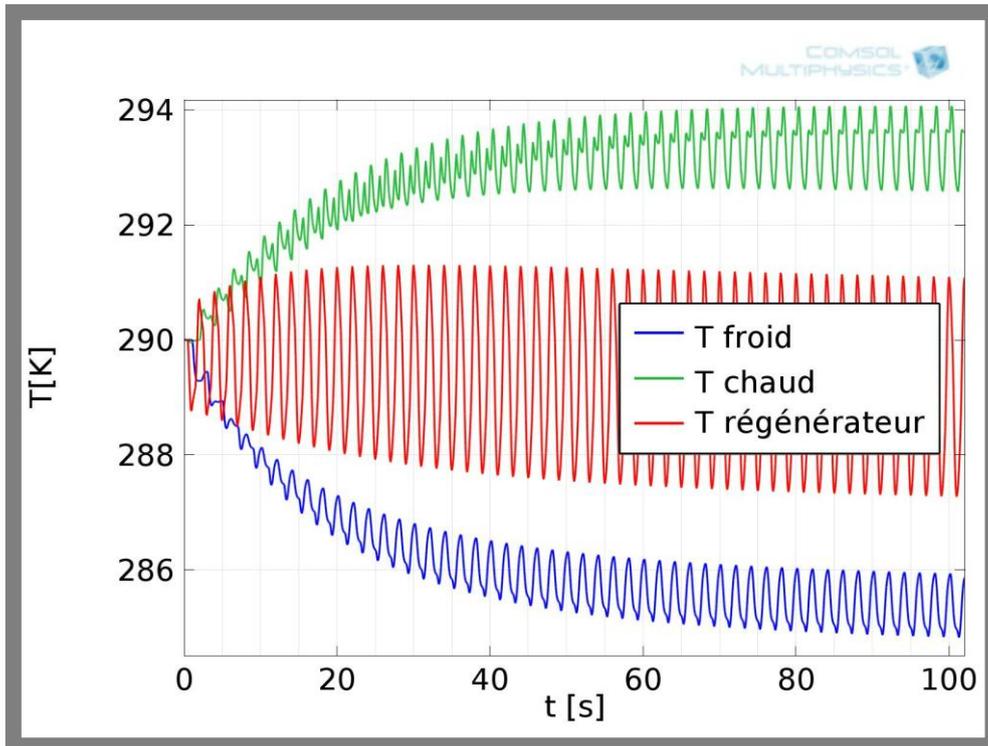


Figure 74: Variation des températures du système en fonction du temps: température du côté froid, température du côté chaud, température du régénérateur, $\mu_0 H = 1$ T

En considérant un fonctionnement du cycle en condition adiabatique (sans échange de chaleur du système avec l'extérieur) les températures des extrémités (froide et chaude) du système, ainsi que celle du régénérateur varient dans le temps selon la Figure 74.

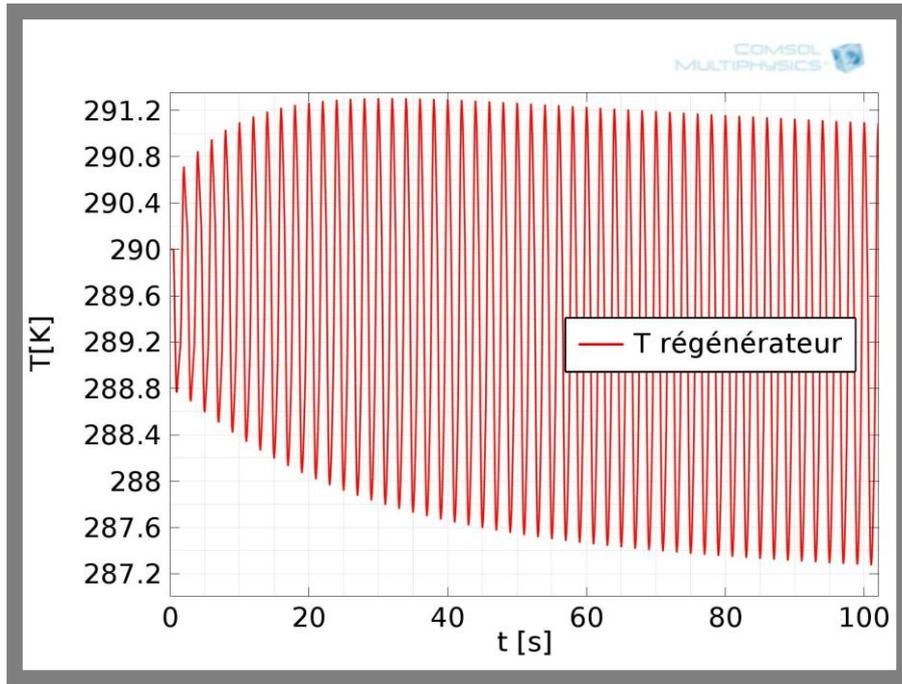


Figure 75: Variation de la température du régénérateur dans le temps. En condition stationnaire, l'amplitude de cette courbe représente la variation de température adiabatique maximale possible au champ magnétique maximal donné.

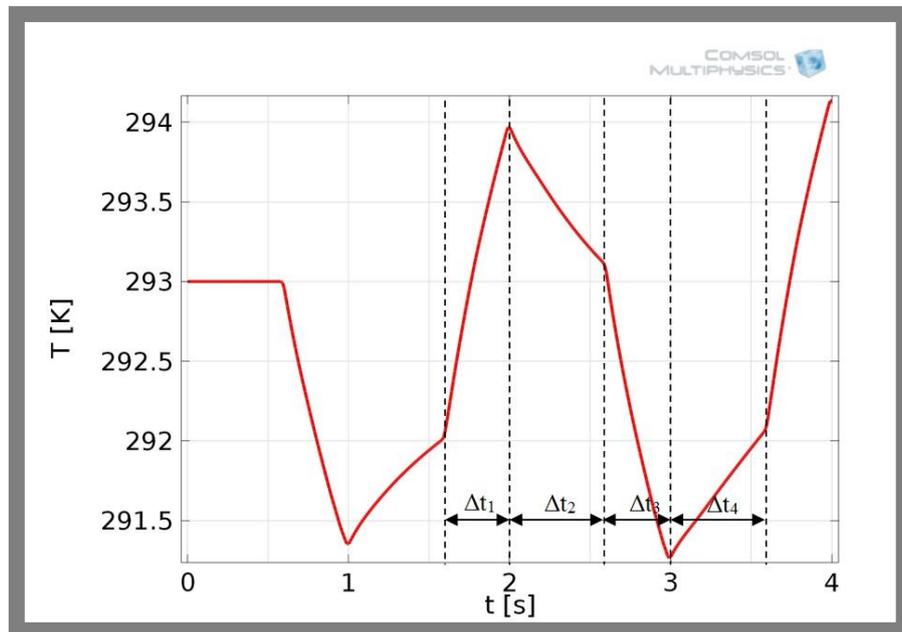


Figure 76: Les quatre phases du cycle AMR à travers la variation de température du régénérateur solide: Δt_1 = aimantation, Δt_2 = écoulement fluide froid, Δt_3 = désaimantation, Δt_4 = écoulement chaud

La Figure 75 et la Figure 76 représente la variation de température du régénérateur en fonction du temps. On peut facilement observer les quatre phases de fonctionnement du cycle décrites dans la section bibliographique de ce document.

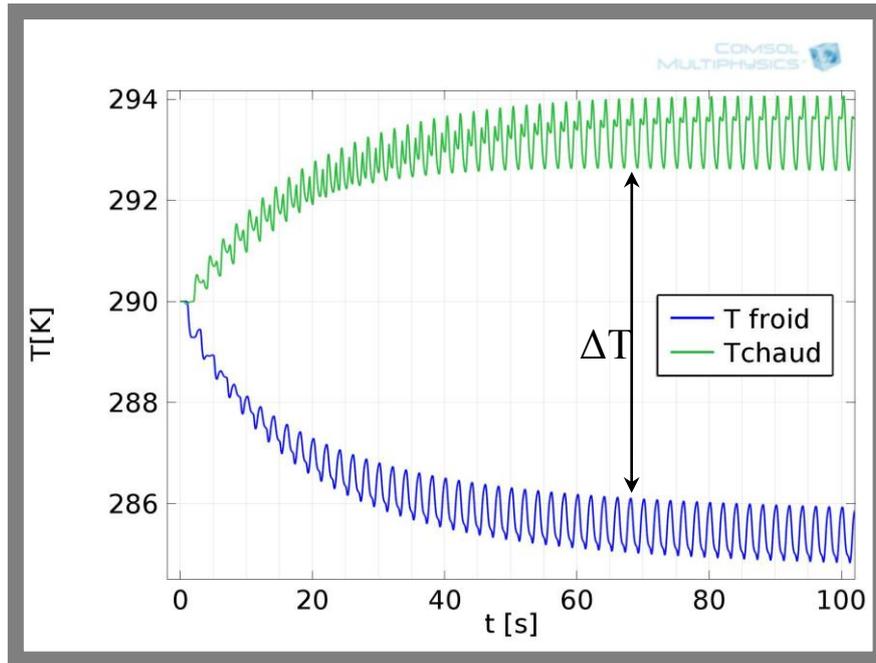


Figure 77: Variation de l'écart de température ΔT du système en fonction du temps

L'écart de température maximal (ΔT_{max}) du système est représenté par la différence de température aux extrémités froide et chaude du système en régime stationnaire. Dans cette étude, la Figure 77 indique une différence de température maximale de 7 K avec $\mu_0 H = 1$ T. L'écart de température maximal obtenu avec un champ magnétique $\mu_0 H = 2$ T est de 17 K, comme le représente la Figure 78.

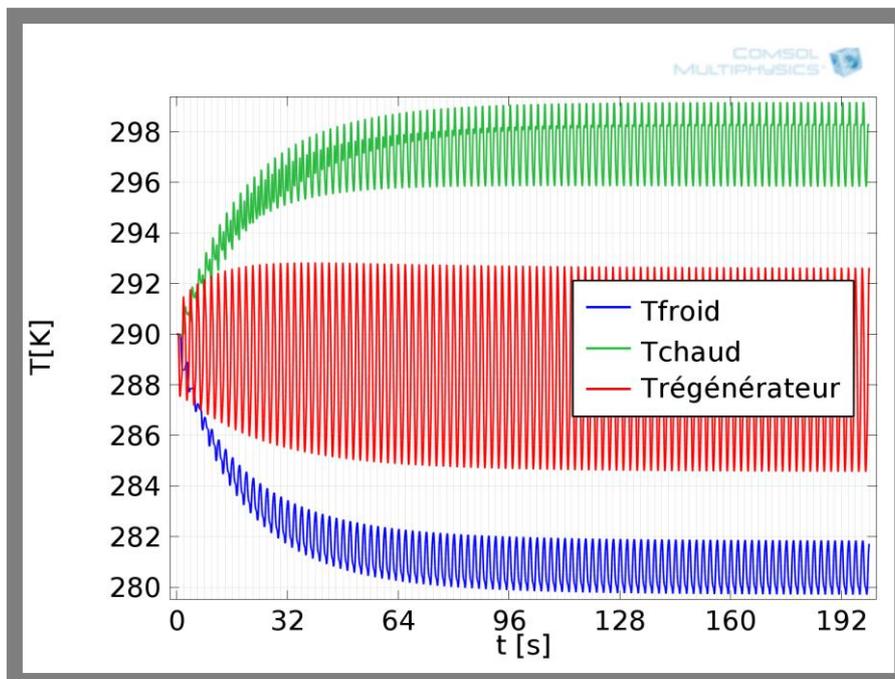


Figure 78: Variation des températures du système en fonction du temps: température du côté froid, température du côté chaud, température du régénérateur, $\mu_0 H = 2$ T

La Figure 79 représente la variation de ΔT du système en fonction du temps, pour un seul matériau, le gadolinium.

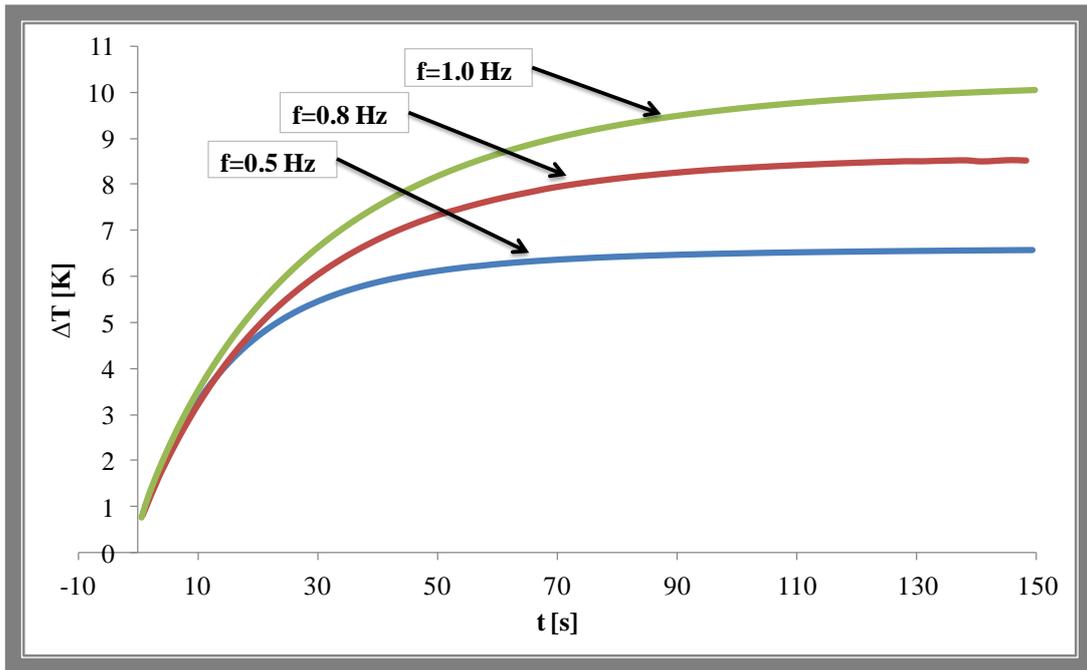


Figure 79: Variation de l'écart de température du système en fonction du temps

La Figure 80 représente la puissance thermique pompée du côté froid en fonction de l'écart de température, pour l'utilisation d'un seul MMC, le gadolinium.

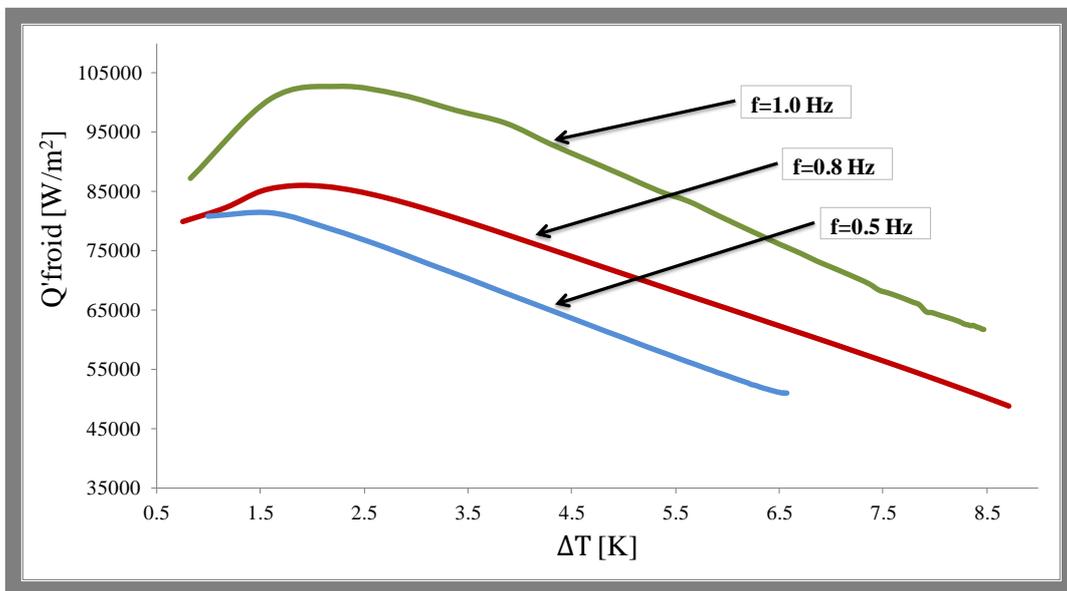


Figure 80: Représentation de la variation de la puissance thermique froide en fonction de l'écart de température pour une seule lame de MMC, le gadolinium

La Figure 81 présente le coefficient de performance exprimé en fonction de l'écart de température.

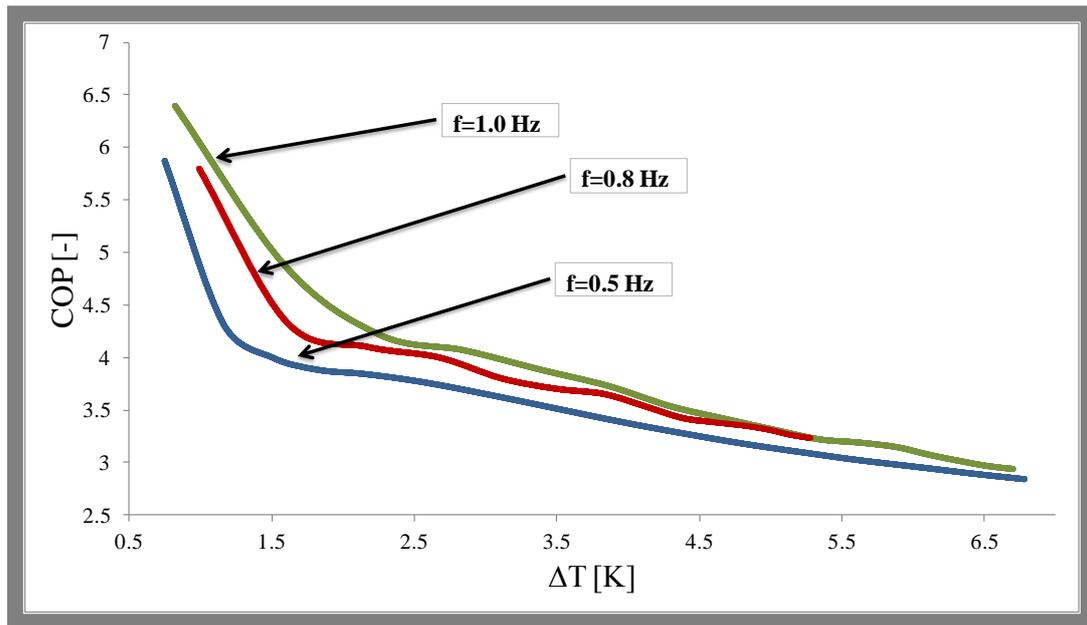


Figure 81: Représentation du coefficient de performance en fonction de l'écart de température pour une seule lame de MMC, le gadolinium

3.2. Conclusion

Les modèles numériques développés dans ce chapitre permettent d'une part de déterminer le coefficient d'échange thermique h et d'autre part de simuler le comportement du cycle AMR. Le calcul numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur dans les microcanaux permet d'obtenir une valeur précise de h , et d'évaluer la variation de celui-ci en fonction de la rugosité de surface du matériau, de la hauteur des canaux et de la vitesse du fluide.

Les résultats présentés sont donnés pour le matériau de référence qui est le gadolinium.

Le modèle numérique développé ici permet de simuler le cycle AMR, de calculer l'écart de température du système, les puissances thermiques froide et chaude ainsi que l'évaluation des performances (COP) du système. Il est possible de simuler le cycle AMR en variant toute sorte de paramètres géométriques, le type de fluide et plus particulièrement le type de matériau si l'on dispose de données expérimentales.

Chapitre 4. Application à la climatisation et au chauffage d'un véhicule électrique

Pour pouvoir faire des estimations concrètes de la puissance nécessaire pour la climatisation et le chauffage d'un véhicule électrique ou hybride, nous prendrons en considération un véhicule classique quelconque de cinq places dont les dimensions sont représentées dans la Figure 82.

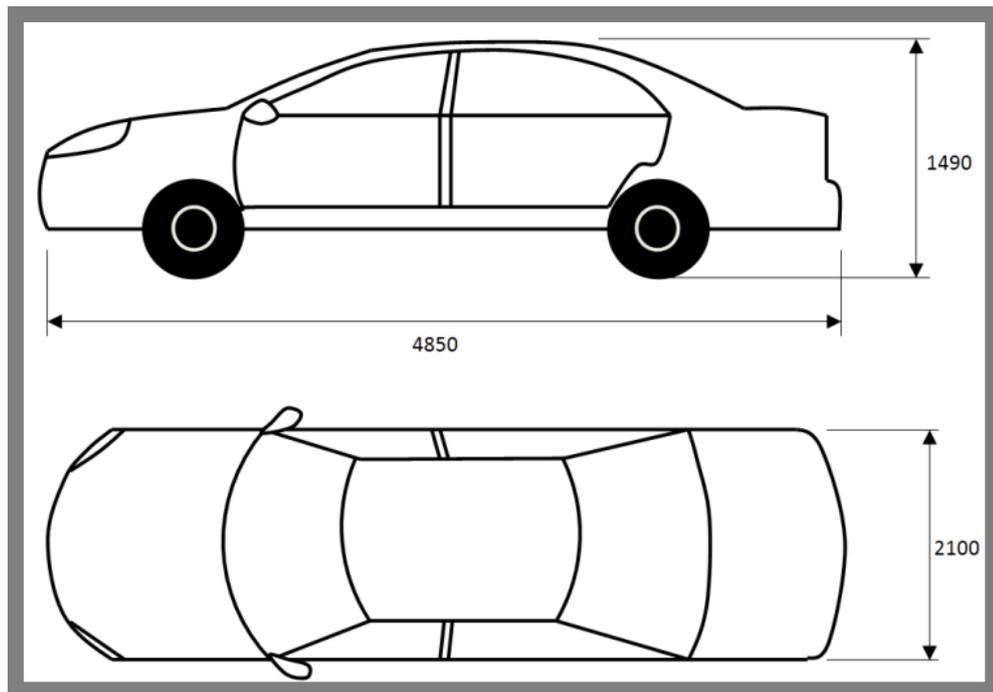


Figure 82: Dimensions (mm) du véhicule étudié

4.1. Estimation des besoins de puissance de climatisation

Pour ce calcul certaines hypothèses sont faites sur la structure et la forme du véhicule, sur les températures extérieures et intérieures à l'habitacle, sur les matériaux qui constituent les parois du véhicule, sur les modes d'échange de chaleur qui ont lieu entre l'habitacle et le milieu extérieur.

En ce qui concerne l'habitacle nous faisons l'hypothèse décrite dans la Figure 83:

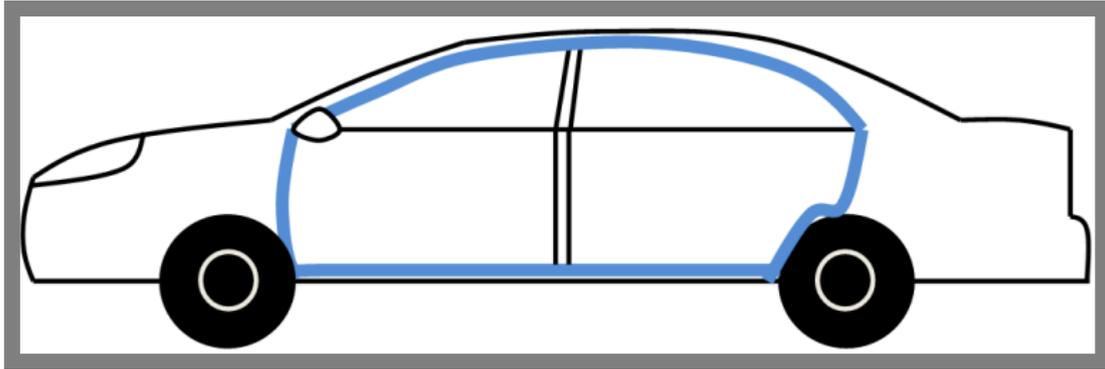


Figure 83: Délimitation spatiale de l'habitacle à étudier

L'habitacle est délimité par la ligne bleue indiquée dans la Figure 83, c'est-à-dire en bas par le plancher, en haut par le toit, sur les côtés par les portes et les parties vitrées (pare-brise, vitre arrière, vitres latérales). La partie du véhicule à étudier se réduit donc à un volume dont la forme est schématisée dans la Figure 84 suivante:

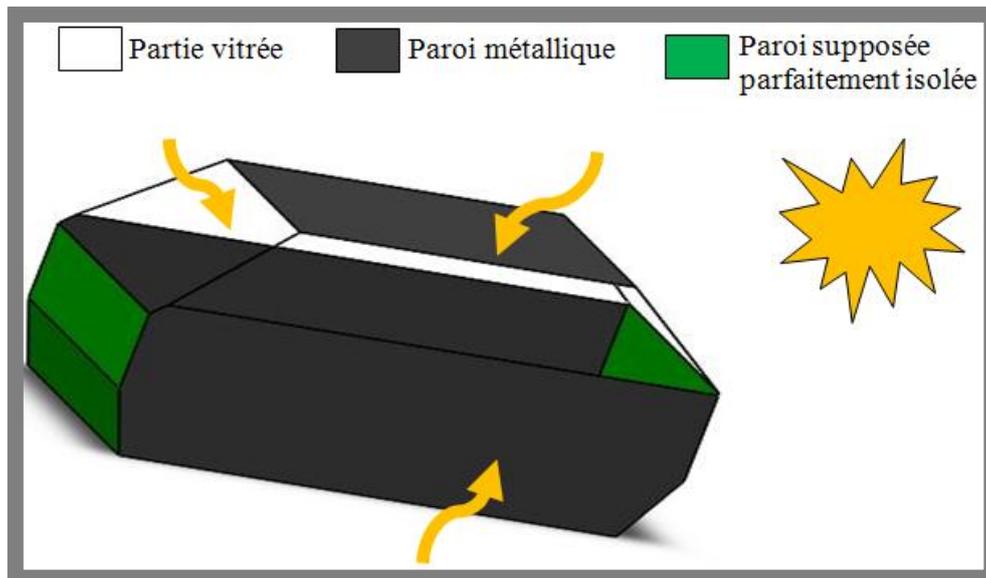


Figure 84: Géométrie réduite de l'habitacle et parois concernées par les échanges thermiques

On suppose qu'entre le compartiment moteur et l'habitacle, l'isolation est parfaite et qu'il n'y a donc pas d'échange de chaleur à ce niveau-là. De même entre le coffre arrière et l'habitacle l'échange de chaleur est négligeable. Par conséquent les échanges thermiques se feront principalement à travers les parois qui sont en contact direct avec le milieu extérieur.

On suppose aussi que les parois métalliques faites en acier doux ont une structure uniforme et possèdent la même épaisseur en tout point; les parois vitrées ont toute la même épaisseur; à travers toutes les parois les échanges thermiques se font par conduction et par rayonnement. On prend aussi en compte les phénomènes de convection sur les parois du véhicule.

La Figure 85 représente le modèle d'échange correspondant à chaque paroi de l'automobile:

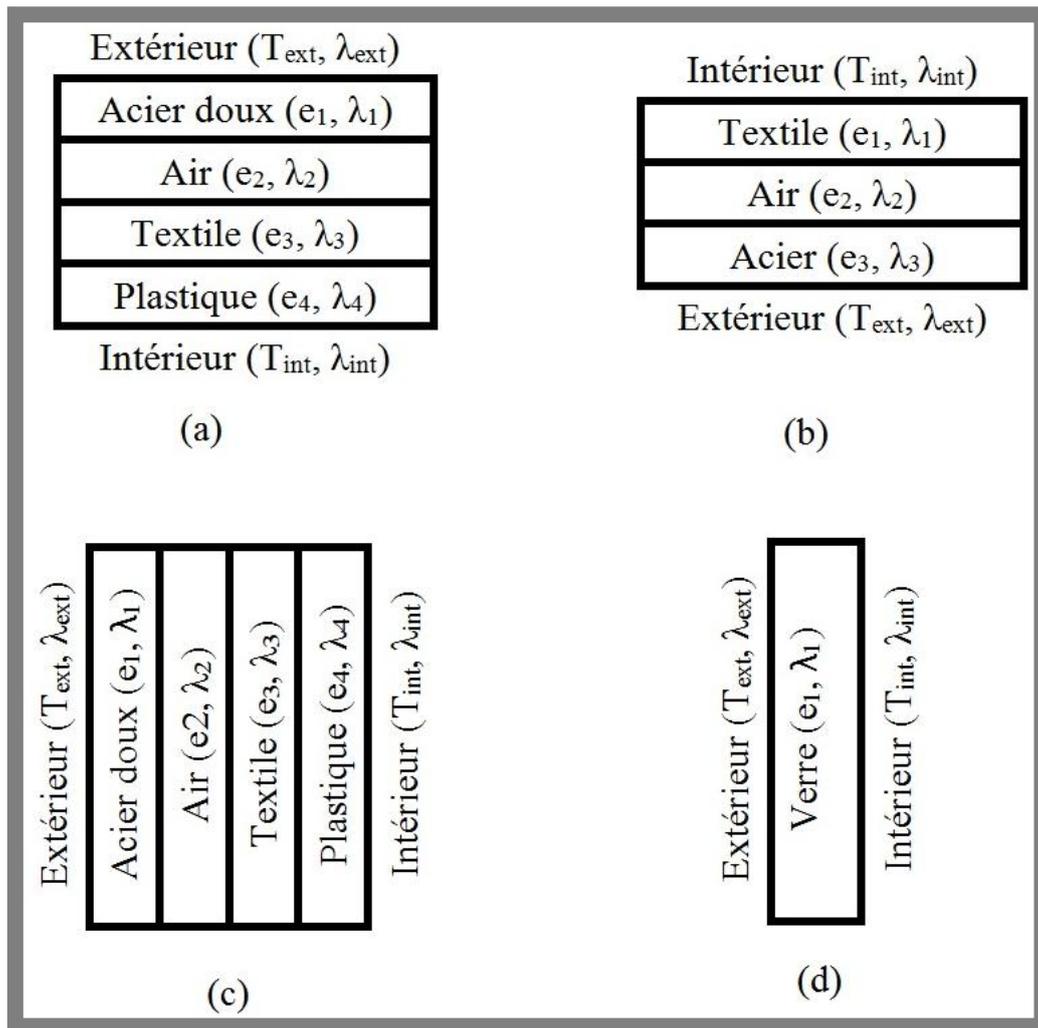


Figure 85: Schéma représentant la structure et les paramètres relatifs aux différentes parois constituant le véhicule. a) toit b) plancher c) parois latérales d) vitres

La paroi métallique latérale est constituée de quatre couches distinctes: une couche en acier doux qui est la partie en contact direct avec le milieu extérieur, la couche de revêtement plastique en contact direct avec l'habitacle, et entre les deux une couche d'air et un revêtement textile.

Les vitres constituent une couche unique en contact direct d'une part avec le milieu extérieur et d'autre part avec le milieu intérieur.

Le plancher est constitué d'une couche d'acier supposée différente de celle utilisée pour les autres parois de l'automobile, d'une couche d'air piégée dans du textile qui est en contact direct avec l'habitacle.

4.2. Modèle mathématique

Les valeurs des différents paramètres caractérisant ces modèles et relatives à chaque paroi sont résumées dans le Tableau 15.

Les valeurs de résistance thermique spécifiques ($K.m^2.W^{-1}$) sont calculées selon l'expression suivante:

$$R_{th} = \frac{1}{h_{int}} + \sum_{x=1}^n \frac{e_x}{\lambda_x} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (4.1)$$

Toutes les hypothèses faites précédemment sont indépendantes de la saison dans laquelle on se trouve.

En revanche, pour le système en mouvement les deux types de coefficients de convection: à l'intérieur et à l'extérieur seront prises en compte pour établir la valeur de la résistance thermique

Pour calcul du coefficient de convection h on fait les hypothèses suivantes:

- * le véhicule roule avec une vitesse constante
- * la température est supposée constante pour la durée du déplacement.

La formule utilisée pour déterminer la valeur du coefficient de convection h_{ext} est:

$$h_{ext} = Nu \cdot \frac{\lambda}{L} \quad (4.2)$$

Où:

Nu est le nombre de Nusselt [-]

λ représente le coefficient de conduction thermique [W/(m.K)]

L est la dimension caractéristique [m]

À son tour, le nombre de Nusselt est défini comme étant fonction de deux paramètres, sans dimension:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Où:

Re représente le nombre de Reynolds, qui caractérise l'écoulement du fluide.

Pr est le nombre de Prandtl, qui caractérise l'influence de la nature du fluide.

Le nombre de Nusselt dépend de la forme et la géométrie de la surface balayée par l'écoulement du fluide. La configuration choisie correspond à une plaque plane en écoulement turbulent sur toute la plaque. Conformément aux corrélations classiques, l'expression du nombre de Nusselt est dans ce cas:

$$Nu = 0,035 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.3)$$

Avec cette valeur de Nusselt nous pouvons obtenir directement la valeur du coefficient d'échange convectif h en convection forcée. Pour les deux valeurs de vitesse de l'air en convection forcée, à l'extérieur et à l'intérieur respectivement, nous obtiendrons les deux valeurs du nombre de Re et les deux coefficients d'échange h_{ext} et h_{int} .

Il est évident que les besoins énergétiques de conditionnement d'air du véhicule sont différents selon les conditions climatiques.

On suppose qu'en été la température extérieure est de 35°C et la température à l'intérieur de habitacle doit être maintenue à 25°C; en hiver la température extérieure est -5°C et la température intérieure doit être maintenue à 15°C, c'est-à-dire une différence de température maximale $\Delta T = 20^\circ\text{C}$. Le chauffage doit être dimensionné en considérant les conditions extrêmes, c'est le motif pour lequel nous avons choisi une température très basse à l'extérieur. A l'intérieur cependant la température peut sembler insuffisante pour le confort thermique des passagers. Mais si l'on considère qu'en hiver généralement, les passagers sont vêtus plus chaudement, et qu'il est déconseillé de soumettre le corps humain à des écarts brusques de température, alors cette température est correcte pour notre dimensionnement. On peut maintenant procéder au calcul des puissances de climatisation et de chauffage au niveau des différentes surfaces constituant le véhicule, respectivement pour l'été à l'aide de l'équation (4.4) et l'hiver à l'aide de l'équation (4.5).

Eté:

$$P_{été} = P_{conv+cond} + P_{ray} + P_{ren} + P_{mét} \quad (4.4)$$

Hiver:

$$P_{hiver} = P_{conv+cond} + P_{ren} - P_{mét} \quad (4.5)$$

Avec $P_{conv+cond} = \frac{1}{R_{th}} \times \Delta\theta \times S_c$ qui représente la puissance échangée par convection et conduction.

$P_{ray} = I \times \tau \times S_v$ est la puissance échangée par rayonnement si nous considérons que le pare-brise et les vitres filtrent les rayons de soleil jusqu'à un pourcentage τ de l'intensité solaire $I = 900\text{W}/\text{m}^2$ en été.

$P_{ren} = \rho \times q_v \times c_m \times \Delta\theta$ représente la puissance due au renouvellement d'air dans l'habitacle.

$P_{mét} = P_{hum} \times n$ est la quantité de chaleur totale produite par les passagers présents dans l'habitacle avec l'hypothèse que le corps humain en repos et en position assise produit en moyenne une puissance $P_{hum} = 80$ W et que l'habitacle contient $n = 5$ passagers pour le cas été et $n = 5$ pour le cas hiver.

Les résultats obtenus sont indiqués dans le Tableau 16.

Une autre approche utilisée dans le cadre de projet ICE a été la segmentation du système de distribution du conditionnement de l'air pour l'espace d'un minibus en fonction de type et du nombre de places occupées.

Il a été considéré que la cabine, ou la zone occupée par le conducteur, durant tout son temps de travail est prioritaire en matière de confort par rapport à la zone occupée occasionnellement par les passagers.

Le calcul du système du chauffage et de climatisation est basé, dans ce cas, sur le concept de la distribution locale de la puissance thermique. Une distribution locale donnera lieu à des microclimats qui vont contribuer ainsi à la réduction de la demande d'énergie, tout en assurant un bon niveau de confort.

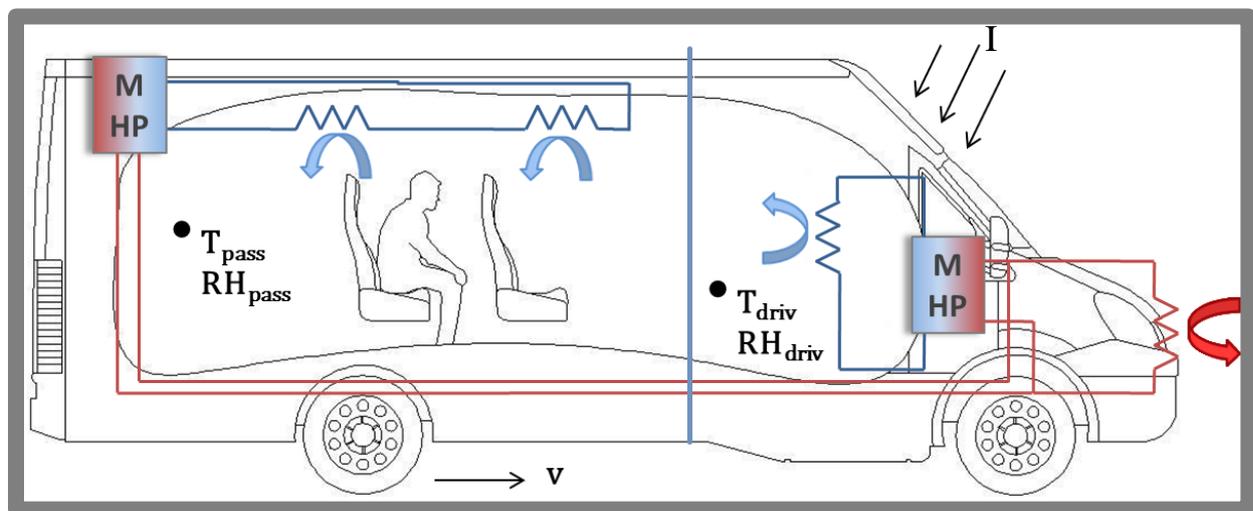


Figure 86: Schématisation du concept de distribution locale dans un minibus: modèle à la base du projet ICE [93]

Le zonage multiple pour le microclimat contrôlé est basé sur le concept de température opérative de calcul, basé à son tour sur la théorie de Fanger. Cette température est mesurée par des capteurs de type MRT intégrés dans le plafond du véhicule pour pouvoir estimer la charge thermique associée au niveau d'occupation du l'espace du véhicule étudié.

Dans ces conditions, les calculs montrent [93] qu'une puissance de chauffage de 4 KW et une puissance de climatisation de 3 KW seront suffisants pour réaliser un climat de confort à l'intérieur d'un minibus de type IVECO.

Tableau 15: Valeurs des paramètres caractéristiques des parois du véhicule

	Surfaces (m ²)	Epaisseurs (m)				
		Acier doux	Air	Textile	Plastique	Verre
Toit	1,86	0,001	0,002	0,005	0,001	0
Plancher	2,60	0,002	0,002	0,005	0	0
Parois latérales	2,38	0,001	0,002	0,005	0,001	0
Vitres latérales	1,09	0	0	0	0	0,003
Pare-brise	0,85	0	0	0	0	0,003
Vitres arrière	0,85	0	0	0	0	0,003
Conductivité thermique (W/m.K)						
		46	0,262	0,03	0,2	1

Tableau 16: Puissances thermiques correspondant à chaque partie du véhicule pour chaque saison

	Conduction + Convection + Rayonnement						Renouvellement	Métabolisme	Total (W)
	Toit	Plancher	Parois latérales	Vitres latérales	Pare-brise	Vitres arrière			
Puissances hiver	371	534	466	1169	923	923	965	400	4950
Puissances été	186	267	233	1026	804	804	482	400	4203

4.3. Intégration à l'automobile

Dans la première partie de ce document nous avons exposé les faiblesses et les limites de la réfrigération à compression de gaz ainsi que leur impact sur l'environnement. Ici nous proposons un système innovant au travers d'une étude de cas: nous remplaçons le système de climatisation à gaz comprimé par une pompe à chaleur magnétocalorique.

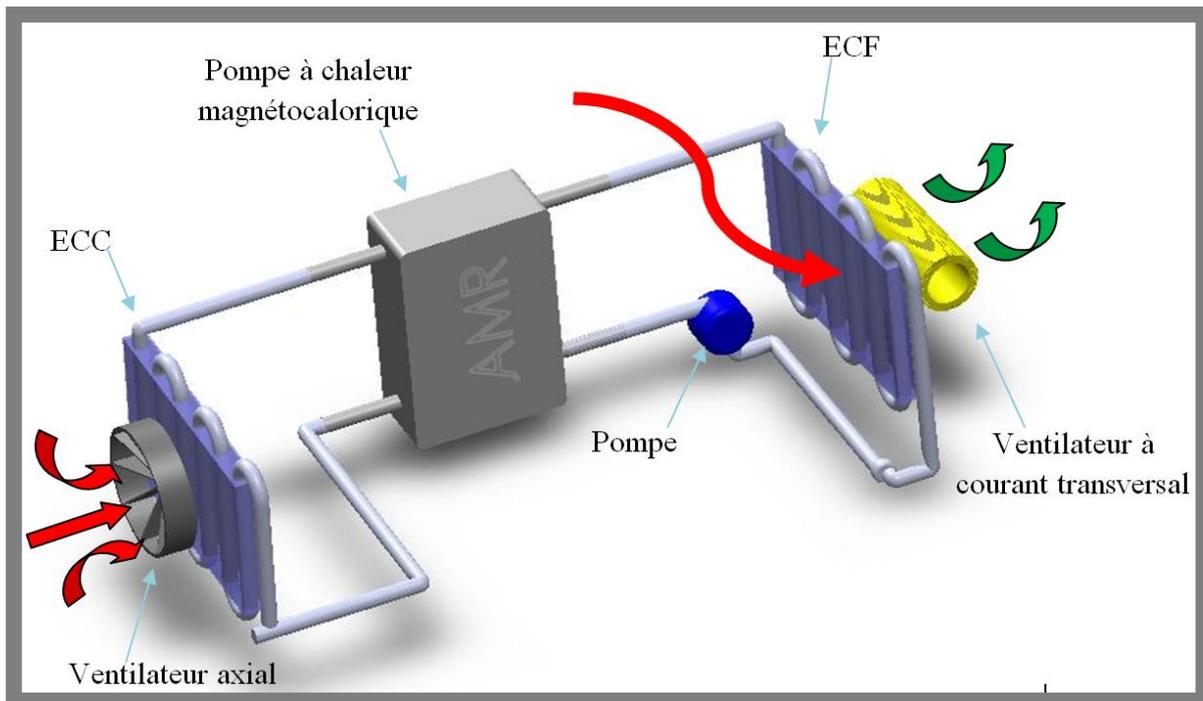


Figure 87: Positionnement de l'AMR dans un système de climatisation et de chauffage pour un véhicule électrique

A l'aide de la Figure 87, la Figure 88 et la Figure 89, une description du fonctionnement du système intégré dans une automobile, pour le chauffage et la climatisation de l'habitacle est proposée.

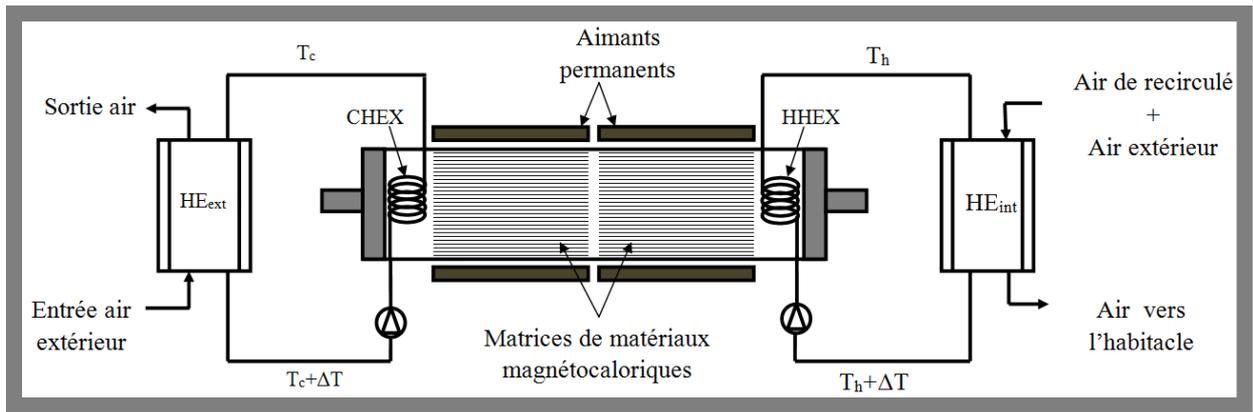


Figure 88: Schéma du circuit hydraulique et thermique global du système de refroidissement de l'habitacle d'un véhicule, avec une pompe à chaleur magnétocalorique.

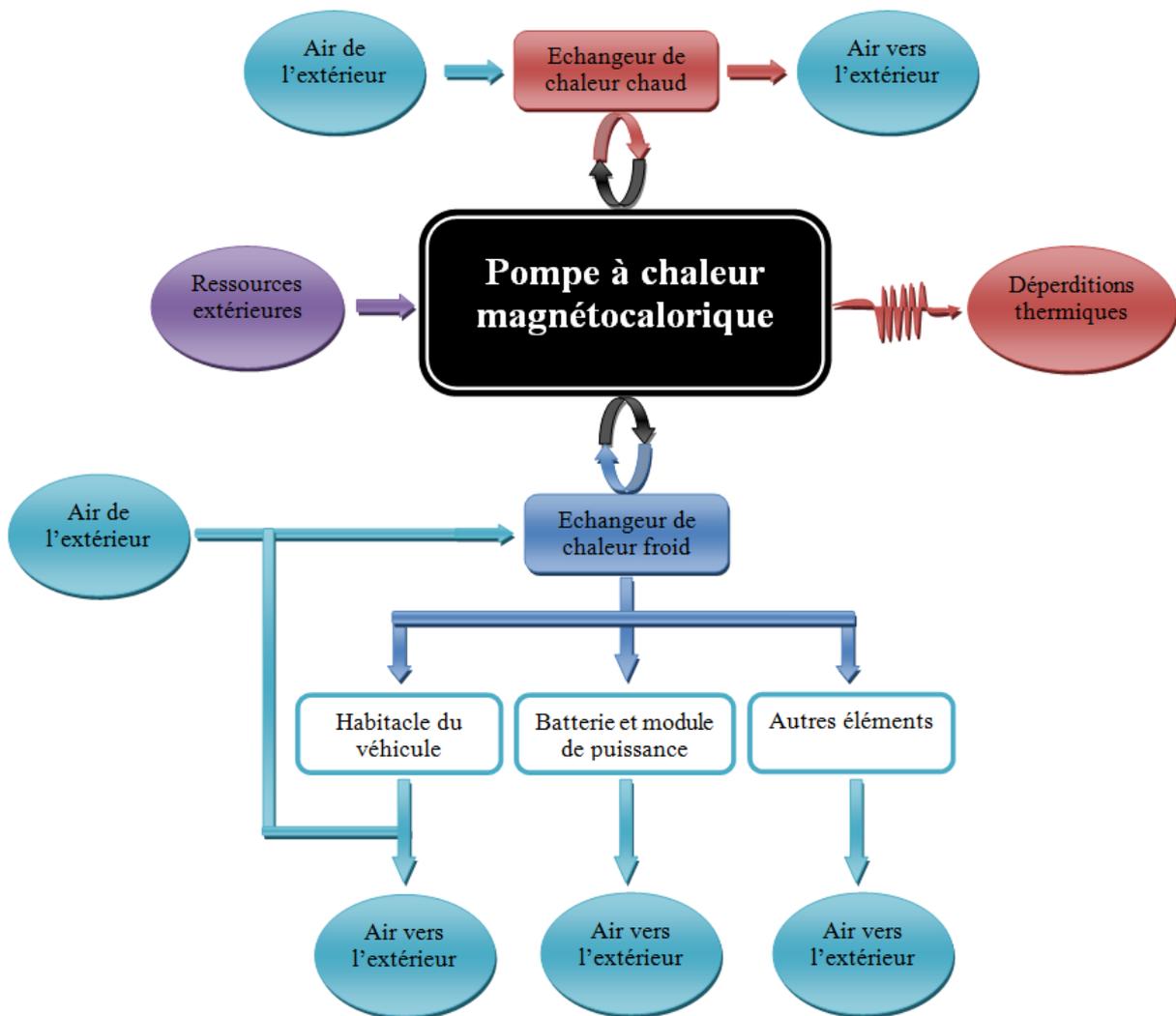


Figure 89: Diagramme décrivant le fonctionnement d'une pompe magnétocalorique dans un véhicule électrique

Comme l'indique la Figure 88, le système est composé des échangeurs de chaleurs de source froide et de source chaude respectivement nommés CHEX et HHEX; de plusieurs segments en série composés de matériaux magnétothermiques à différentes températures de Curie; deux pistons de mise en mouvement du fluide caloporteur à travers les plaques parallèles constituant les segments de matériaux magnétothermiques; le fluide caloporteur peut être de l'eau ou du glycol; des pompes pour faire circuler le fluide dans les circuits chaud et froid; des aimants permanents positionnés de part et d'autre des segments de réfrigérant de façon à produire un champ magnétique. Ils sont connectés à un dispositif mécanique rotatif ou linéaire qui permet de les déplacer de manière à produire de manière cyclique une intensité de champ magnétique maximale ou minimale.

Supposons que nous sommes dans la configuration hiver, c'est-à-dire que l'habitable doit être chauffé. Les aimants permanents sont déplacés périodiquement de manière à alterner successivement une période à champ magnétique maximum à une période de champ nul. Lorsque le champ magnétique est appliqué la température du matériau augmente. Les pistons se déplacent alors et poussent le fluide à basse température à travers les plaques parallèles qui constituent la matrice. Il y a donc échange de chaleur entre le fluide caloporteur et les matériaux magnétocaloriques. Le fluide caloporteur recueilli dans le réservoir intermédiaire côté chaud échange ensuite de la chaleur avec le fluide du circuit chaud qui sort à la température T_h . A l'issue de cette phase les aimants sont retirés, provoquant ainsi une baisse de température du matériau. Les pistons se déplacent alors dans le sens inverse au précédent et le fluide échange de nouveau de la chaleur avec la matrice récupérant ainsi la chaleur cédée durant la phase précédente. Le fluide est recueilli dans le réservoir de fluide côté froid là où il échange de la chaleur avec le fluide du circuit froid qui sort à la température T_c . A ce point les aimants sont repositionnés de façon à produire le champ maximum et le cycle recommence. Pendant ce temps le fluide du circuit chaud à la température T_h entre dans l'échangeur HHEX dans lequel il échange de la chaleur avec l'air destiné à l'habitable et ressort à la température $T_h - \Delta T$, pour aller de nouveau se chauffer dans le réservoir de fluide côté chaud. De façon analogue le fluide du circuit froid à la température T_c entre dans l'échangeur CHEX où il échange de la chaleur avec l'air extérieur et ressort à la température $T + \Delta T$, pour ensuite retourner dans le réservoir de fluide caloporteur froid.

4.4. Dimensionnement du système pour le véhicule électrique

On se propose d'étudier le comportement du système magnétocalorique dimensionné pour répondre aux besoins en froid et en chaud de l'habitacle d'un véhicule tel que celui présenté précédemment.

La simulation d'un seul segment de taille déterminée nous permet de calculer son comportement paramétrique telle que décrit par *Risser et al.* [94]. Il est alors possible d'identifier les paramètres de pilotage permettant d'obtenir un fonctionnement optimal. Il s'agit notamment de la quantité de fluide transférée alternativement à chaque cycle entre les côtés froid et chaud ainsi que la fréquence de fonctionnement. Pour la modélisation du système, le champ appliqué à l'AMR est supposée uniforme dans l'espace et égale à 1 [T]. Cette valeur de champ correspond à ce qu'il est possible d'obtenir avec des aimants permanents NdFeB utilisés dans une application industrielle.

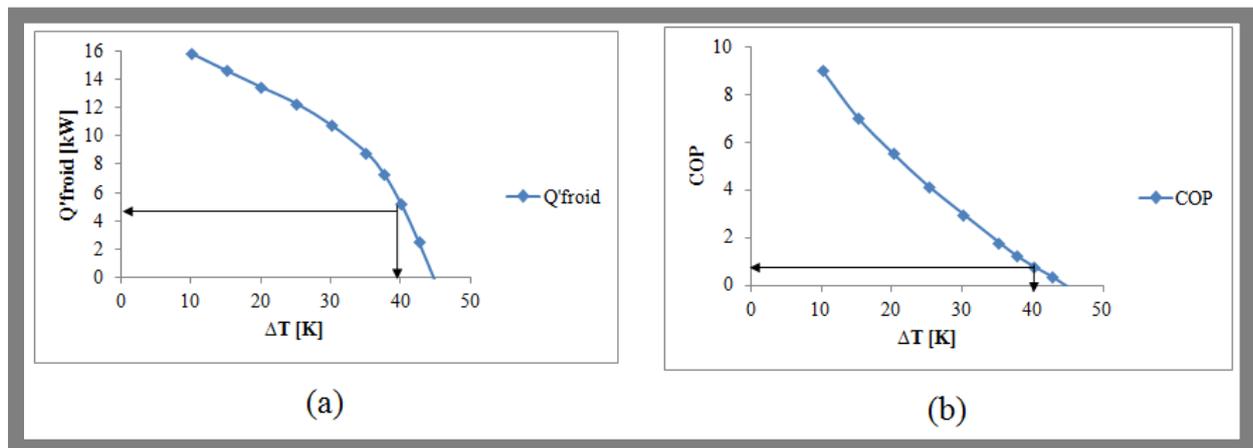


Figure 90: Courbes résultats de dimensionnement d'un système AMR, avec une seule lame de Gd :

Nous observons dans la Figure 90, que les performances d'une seule plaque de gadolinium ne sont pas suffisantes pour répondre aux besoins d'un système de climatisation pour le véhicule électrique.

Ainsi, pour répondre à une utilisation équivalente à un système classique, nous devons mettre plusieurs matériaux magnétocaloriques en série pour obtenir un écart de température et les mêmes matériaux en parallèle pour obtenir la puissance correspondante à l'application souhaitée.

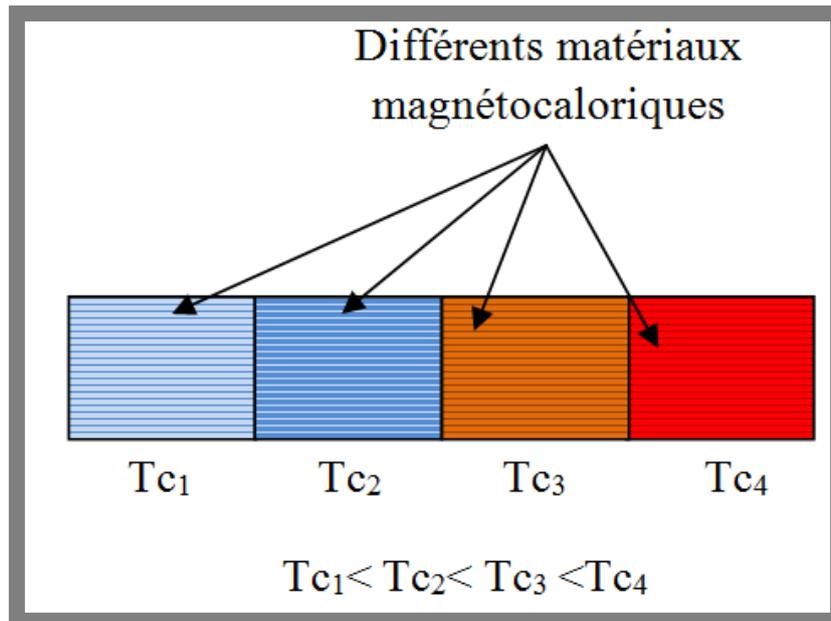


Figure 91: Représentation de la matrice constituée de plusieurs matériaux à températures de Curie différentes en série

Pour un écart de température ΔT nous choisissons d'utiliser le nombre n_M de matériaux magnétocaloriques à températures de Curie différentes à agencer en série comme nous l'avons précédemment décrit. Pour une puissance de refroidissement donnée Q_{froid} , on dispose en parallèle le nombre de segments de matériaux nécessaire.

Ainsi, les dimensions de l'AMR sont déterminées: la longueur de l'AMR est égale à la longueur d'un segment, mais cette fois le segment comporte n_M matériaux. Le nombre de segments disposés en parallèle est égal $n_S = Q_{froid}/Q_{froid,s}$.

Il est possible d'ajuster la température de Curie des matériaux magnétocaloriques par modification du dosage des éléments d'addition notamment dans le cas des alliages de GdSiGe [95] de FeBCrGd [96] ou encore de GdTbSiGe [97]. Il est ainsi possible d'adapter la température de Curie des matériaux au gradient de température.

La maîtrise d'un certains nombre d'artefacts de simulation liés à l'imperfection de la mesure des caractéristiques de matériaux nous conduit à utiliser comme base pour les données magnétiques et magnétocaloriques les données du gadolinium pur relatées par *Risser et al.*[94].

Il est donc possible, pour couvrir la plage de température qui nous intéresse, de combiner en série plusieurs segments de matériaux allant du segment caractérisé par la température de Curie plus basse à celle caractérisée par la température de Curie plus élevée. La Figure 92 et

la Figure 93 représentent la matrice de l'AMR dimensionnée pour répondre à notre besoin. Il est constitué de n_M à températures de Curie différentes adaptées au gradient de température permettant de couvrir la plage de température nécessaire pour répondre à l'application décrite précédemment.

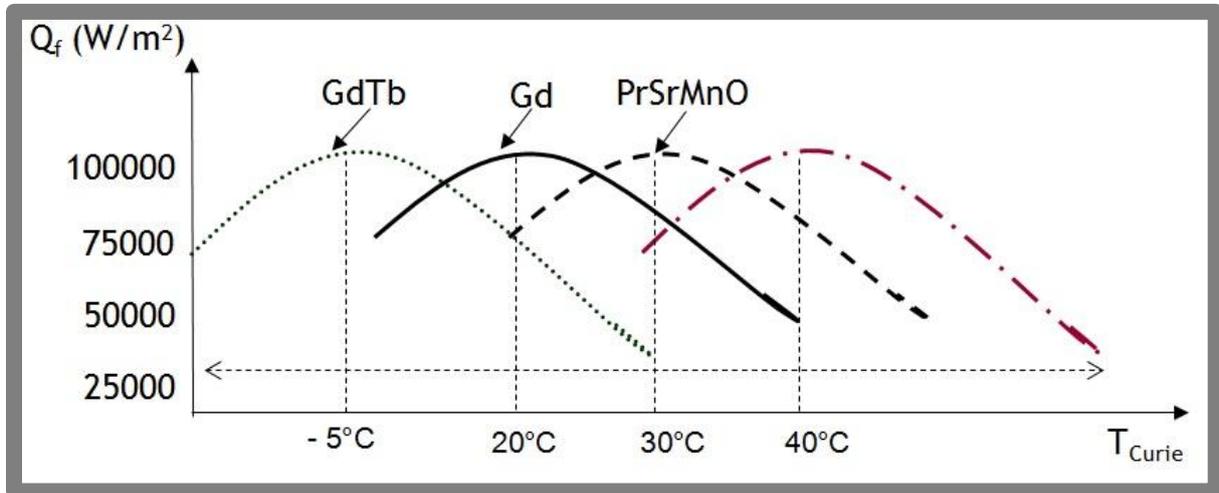


Figure 92: Disposition en série de matériaux à différentes valeurs de T_c afin d'augmenter l'écart de température

La Figure 93 représente la modulation de la puissance du système à travers la disposition en parallèle des matériaux magnéto-caloriques.

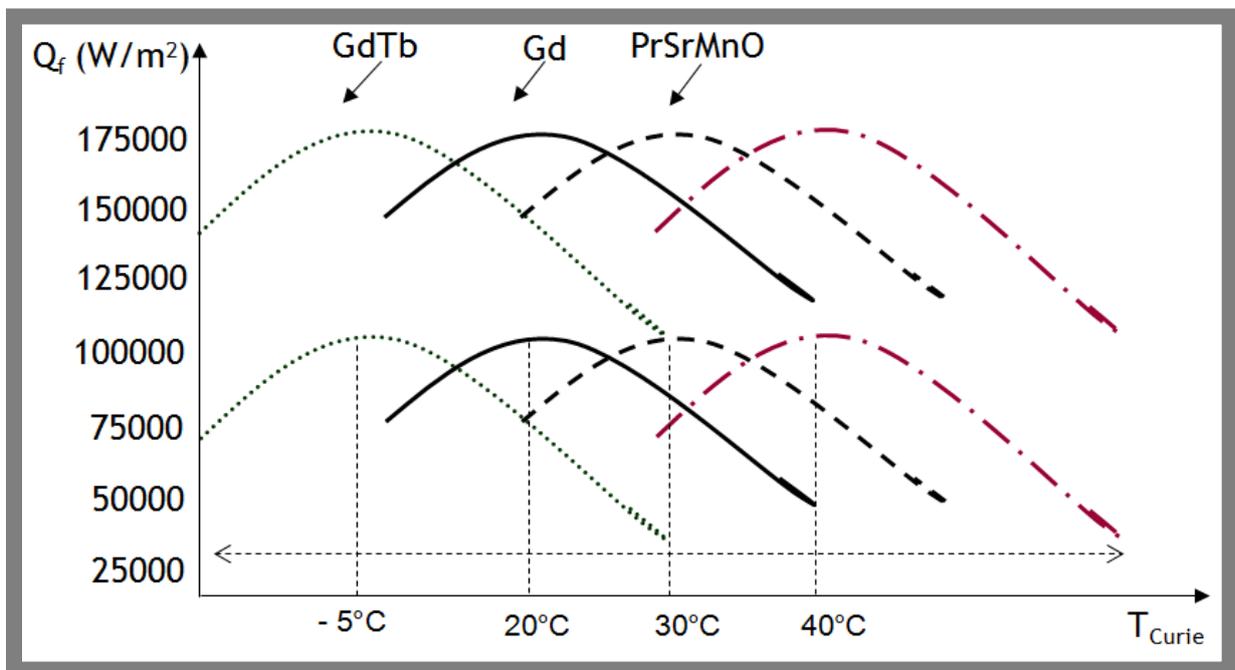


Figure 93: Disposition en parallèle de matériaux à différentes valeurs de T_c afin d'augmenter la puissance

4.5. Conclusion relative à l'application de la réfrigération magnétique à la climatisation automobile

L'étude effectuée dans ce document a permis de faire le point sur la climatisation automobile. Presque tous les véhicules sur le marché de l'automobile en sont équipés. La plupart des systèmes de climatisation et de chauffage sont encore basés sur le principe de compression et détente de gaz, avec tous les inconvénients que son utilisation comporte sur le plan technique, et l'impact négatif sur l'environnement.

Plusieurs alternatives à ces systèmes, répondant aux critères de confort et d'impact réduit sur l'environnement existent, et l'amélioration de leurs prestations fait l'objet de nombreuses recherches. Parmi ces systèmes nous avons présenté celui basé sur l'effet magnéto-calorique comme une alternative, surtout lorsqu'on prend en considération les possibilités de réduction de la puissance requise pour le chauffage et la climatisation. Les recherches pour l'optimisation de ce système sont nécessaires pour en faire une alternative valide sur le plan de l'efficacité thermodynamique.

Conclusion générale et perspectives

Dans cette dernière partie nous présentons les conclusions et les perspectives de ce travail de thèse. Elle est structurée en trois sections: les contributions, les limites et les perspectives.

A. Contributions

Ce travail de thèse a pour but d'effectuer l'étude d'un système de climatisation basé sur la réfrigération magnétique. Avant de procéder à l'étude détaillée de ce système, une introduction a été faite pour présenter le contexte énergétique, économique, environnemental dans lequel notre problème est posé.

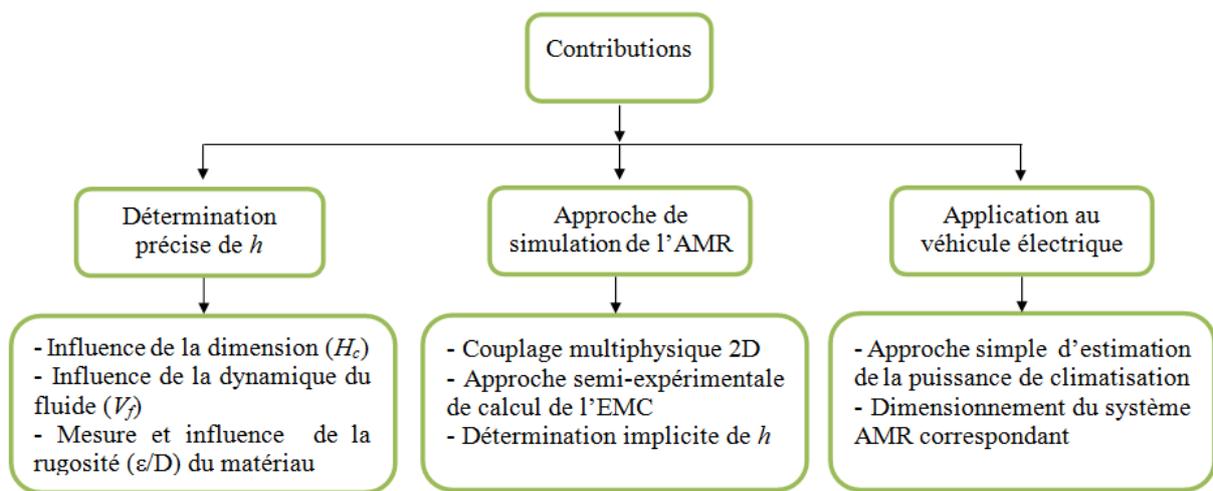


Figure 94: Diagramme synoptique des contributions de ce travail de thèse

Une première partie de la thèse présente l'état de l'art portant sur une analyse bibliographique des théories physiques et mathématiques, des lois et des concepts correspondant au domaine de la réfrigération magnétique. Cette partie comporte deux chapitres: elle fait d'abord une description brève et complète des principaux systèmes de climatisation existants, ensuite une analyse des articles et ouvrages récents concernant l'écoulement et le transfert thermique dans les microcanaux qui constituent l'une des configurations géométriques d'un cycle AMR, mais aussi une présentation de la physique à la base du phénomène de l'effet magnéto-calorique, les principaux cycles, les matériaux, le champ magnétique et enfin une analyse des principaux modèles numériques existants pour l'étude de ce système.

La deuxième partie présente les contributions de cette thèse à la compréhension d'un système de réfrigération magnétique, avec une proposition d'application pour la climatisation et le chauffage d'un véhicule électrique. Cette deuxième partie s'articule en deux chapitres qui apportent leurs contributions en trois principaux points résumés par la Figure 94:

détermination du coefficient de transfert thermique, calcul de l'effet magnéto-calorique et dimensionnement d'un système magnéto-calorique.

A.1. Détermination du coefficient de transfert thermique

Cette étape est très importante dans la mesure où la plupart des modèles existants, en particulier les modèles 1D, utilisent des valeurs de h calculées à l'aide de corrélations expérimentales qui ne prennent pas en compte la variation de certains paramètres du système tels que la quantité de chaleur, la température ou le type de fluide.

Nous proposons une détermination précise du coefficient de transfert thermique et une étude de l'influence des dimensions des microcanaux (hauteur des canaux, H_c) et de la vitesse du fluide (V_f).

Les résultats montrent qu'une diminution de la hauteur des canaux (H_c) et une augmentation de V_f accroissent la valeur du coefficient de transfert de chaleur entre le régénérateur et le fluide. Il est important de noter que l'augmentation de la valeur du coefficient de transfert de chaleur convectif est accompagnée des pertes de charges (ΔP) dans le système qu'il est nécessaire de déterminer. Le modèle numérique multiphysique construit sur COMSOL Multiphysics permet de déterminer les pertes de charges correspondantes à chaque cas de variation de coefficient de transfert thermique en fonction de la coordonnée longitudinale du canal.

Nous avons aussi étudié l'effet de la rugosité de surface des matériaux qui constituent le régénérateur solide. Des mesures expérimentales effectuées en laboratoires sur plusieurs matériaux magnéto-caloriques ont permis de constituer une base de données de valeurs de rugosité en 3D. Ainsi nous observons que la présence de parois rugueuses est un avantage pour l'échange thermique entre le solide et le fluide. Les pertes de charges engendrées par les aspérités ont été évaluées.

Les résultats permettent de conclure qu'en comparaison aux corrélations expérimentales, le coefficient de transfert thermique déterminé par calculs numériques permet un calcul précis de h . En effet, dans cette approche nous prenons en compte la variation des paramètres significatifs comme le type de fluide et la quantité de chaleur ou la température appliquée, l'influence des paramètres tels que les vitesses du fluide, et les dimensions des canaux sur le transfert de chaleur. Ces résultats permettent aussi de conclure que la valeur optimale de h s'obtient lorsque la rugosité de surface est prise en compte, la vitesse du fluide est maximale et la hauteur du canal est la plus basse possible.

A.2. Calcul de l'effet magnétocalorique

Cette deuxième étape consiste en la modélisation numérique du comportement du cycle AMR. Les difficultés de cette étape concernent la modélisation de l'effet magnétocalorique (EMC) et le couplage des physiques: écoulement du fluide, transfert de chaleur conductif et convectif dans le régénérateur et le fluide. Nous avons proposé une approche semi-analytique basée sur l'interpolation de données expérimentales du matériau (gadolinium). Pour ce faire, une modélisation sur MATLAB de l'approche W-D-S permet d'obtenir des courbes de variation C_p du gadolinium en fonction de $\mu_0 H$ et de la température T . Une comparaison entre les résultats obtenus de ce modèle et ceux obtenus par mesures expérimentales montre bien qu'autour de la température de Curie, C_p est nettement plus élevé pour les données expérimentales que celles calculées à l'aide de W-D-S. Or ce sont justement les valeurs de C_p et ΔT_{ad} autour de la température de Curie qui influencent les performances du système.

Ces données modélisées à travers une discrétisation temporelle du terme source et une interpolation cubique des valeurs de $C_p(T, \mu_0 H(t))$ et de $\Delta T_{ad}(T, \mu_0 H(t))$ en condition adiabatique permettent d'obtenir la courbe de variation des températures aux extrémités du système à savoir la température du côté froid et la température du côté chaud. La différence de ces températures a permis d'obtenir la variation de l'écart de température du système en fonction du temps. Nous avons ainsi pu déterminer la différence de température maximale du système obtenue avec le gadolinium. Ce modèle 2D possède le grand avantage de pouvoir prendre en compte tous les matériaux, de varier facilement les dimensions de la matrice, et de déterminer de manière implicite le coefficient de transfert thermique, ce qui le rend à la fois flexible et précis.

A.3. Dimensionnement du système pour les besoins d'un véhicule électrique

Dans cette partie de la thèse nous avons proposé l'application du cycle AMR à la climatisation et au chauffage d'un véhicule électrique. Un calcul simplifié de la puissance thermique à vaincre pour répondre au besoin de confort thermique de l'habitacle d'un véhicule a été effectuée. La puissance thermique maximale est estimée à 4,95 KW, et correspond aux besoins thermiques de la saison hivernale pour une valeur de $\Delta T = 20^\circ\text{C}$.

En utilisant ces deux paramètres, nous avons proposé le dimensionnement du cycle AMR correspondant, en utilisant les courbes de variation de la puissance froide Q_{ref} en fonction de la différence de température (ΔT). A travers des courbes similaires représentant la variation du

coefficient de performance en fonction de ΔT et la variation du rendement du système en fonction de ΔT , nous avons déterminé le COP et le rendement η du système dimensionné.

Les mêmes paramètres (Q_{ref} et ΔT) ont été imposés pour le projet ICE et le modèle construit ici peut permettre de le dimensionner.

Enfin nous proposons un schéma descriptif de l'intégration réelle de cette technologie dans le véhicule, montrant que cette technologie peut s'intégrer parfaitement dans le circuit du véhicule pour remplacer le système actuel à compression de gaz.

B. Limites

L'étude effectuée dans ce travail de thèse, apporte une contribution à la compréhension et la modélisation des écoulements et des échanges thermiques dans les microcanaux, et sur le comportement du cycle AMR, mais elle comporte aussi quelques limites résumées par la Figure 95.

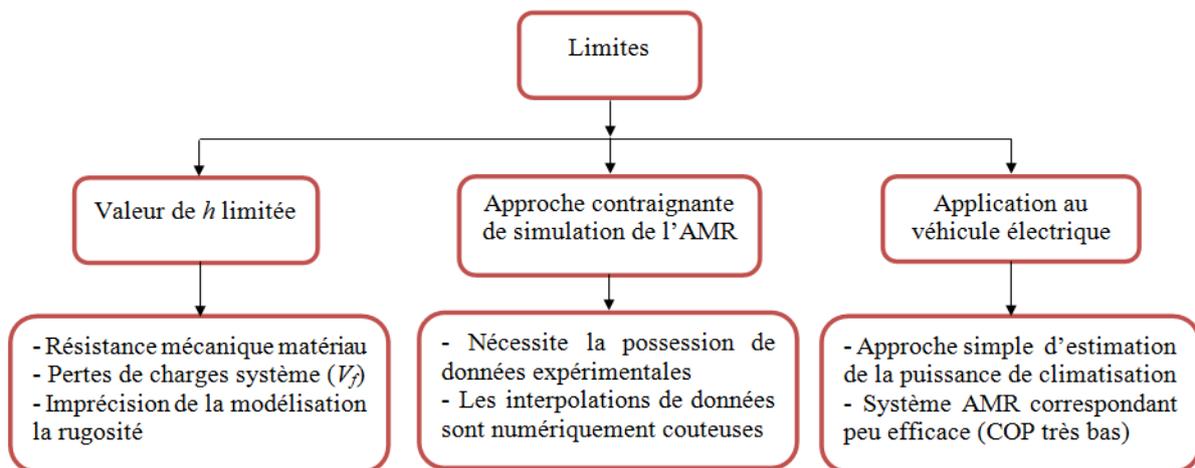


Figure 95: Diagramme synoptique des limites relatives aux approches développées dans ce travail de thèse

Ces limites sont décrites dans les points suivants:

B.1. Résistance mécanique du matériau

L'augmentation de la valeur du coefficient de transfert thermique h est maximale si H_c est la plus basse possible et V_f la plus élevée possible. Cependant cette augmentation de h est limitée par l'augmentation simultanée des pertes de charges ΔP dans la matrice. En effet cette augmentation a deux conséquences principales: une augmentation de la puissance de la pompe $Q_{pompe} = Q \cdot \Delta P$ qui est le produit du débit du fluide et des pertes de charges du système. A travers l'équation du coefficient de performance $COP = Q_{froid} / (Q_{mag} + Q_{pompe})$, on peut observer que cette augmentation n'est pas favorable à l'efficacité du système; l'autre

conséquence de cette augmentation de ΔP concerne la résistance mécanique du matériau. Aussi bien la réduction de H_c et que l'augmentation de V_f ont pour effet d'augmenter la force exercée sur les parois des plaques parallèles, alors que la surface reste inchangée. Cette augmentation de pression est limitée par la résistance mécanique du système.

B.2. Approche contraignante de modélisation du cycle AMR

L'approche semi-expérimentale considérée pour la modélisation numérique du cycle AMR utilise des données expérimentales de C_p et ΔT_{ad} du matériau mesurées en fonction du champ magnétique et de la température. Cette approche est contraignante dans la mesure où le modèle n'est utilisable que lorsqu'on a à disposition des données expérimentales. Ce qui pose un grand problème si l'on veut procéder à la modélisation du cycle avec des matériaux récents moins bien connus et pas encore caractérisés.

En plus l'utilisation de la fonction d'interpolation comprend un coût computationnel élevé.

C. Perspectives

Compte tenu de son caractère innovant et de ses promesses technologiques avantageuses, les perspectives de conception, d'amélioration et d'optimisation d'un tel système sont nombreuses. Nous représentons un résumé de ces perspectives en Figure 96.

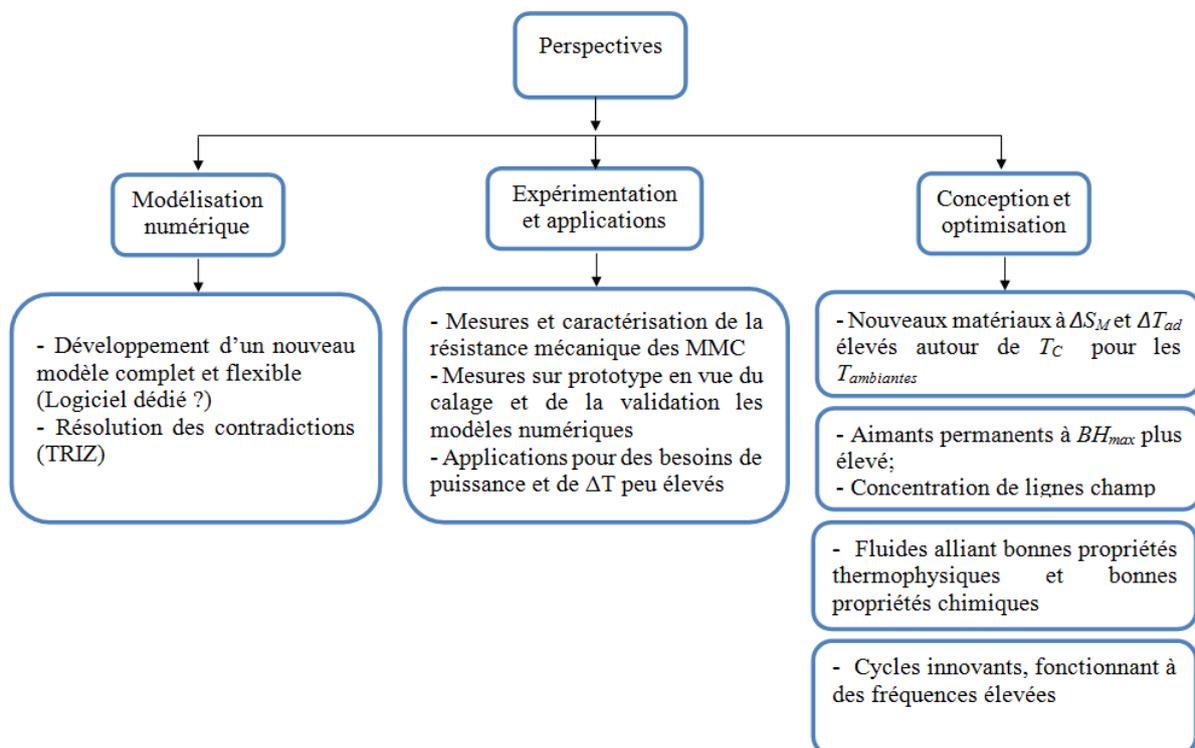


Figure 96: Diagramme synoptique des perspectives découlant de ce travail de thèse

Les perspectives liées à ce travail de thèse sont résumées en ces quelques points:

- * connues les caractéristiques mécaniques des matériaux, fixé les valeurs de COP, de Q_{froid} et de ΔT , pour une application donnée il peut être intéressant et utile de déterminer de manière précise la valeur optimale du coefficient de transfert thermique. L'unité de recherche dans laquelle ce travail de thèse a été effectué, le laboratoire LGECO, constitue une plateforme qui pourrait permettre de résoudre une telle contradiction à travers la théorie de résolution des problèmes inventifs (TRIZ). Ce sujet pourrait constituer l'objet d'un prochain travail de recherche au sein de ce laboratoire.
- * dans le but d'améliorer les échanges thermiques entre le régénérateur solide et le fluide il serait envisageable d'effectuer des études d'autres configurations géométriques qui permettraient d'obtenir un rapport Surface/Volume plus élevé tout en limitant les pertes de charges générées
- * des mesures expérimentales sur prototype sont nécessaires pour caler et valider le modèle construit dans cette thèse.

Des propositions d'application du système de réfrigération magnétique à des besoins de puissance et de ΔT réduits seraient un très bon moyen d'exploiter cette technologie de manière efficace et contribuer ainsi à accroître la maîtrise de son fonctionnement en perspective d'une utilisation à grande échelle dans des domaines qui requièrent une Q_{froid} et ΔT élevés. A titre d'exemple, on peut citer un domaine plein d'espoir pour l'avenir qui est celui de la médecine avec des applications dans la thérapie des tumeurs cancéreuses par hyperthermie [98].

De manière générale, d'autres perspectives liées au domaine de la réfrigération magnétique sont déjà parcourues et sont l'objet de plusieurs projets de recherche. Nous pouvons indiquer au moins quatre voies d'augmentation de performances des systèmes magnéto-caloriques.

Il s'agit d'abord:

- * des nouveaux matériaux et alliages à ΔS_M et ΔT_{ad} élevés autour de la température de Curie;
- * ensuite des aimants permanents compacts qui produisent des champs magnétiques élevés permettraient de mieux exploiter l'EMC des matériaux magnéto-caloriques;
- * en troisième lieu avec des fluides à propriétés thermophysiques et chimiques meilleures que celles disponibles aujourd'hui, on obtiendrait un meilleur échange de

chaleur dans la matrice sans compromettre le coefficient de performance du système et l'intégrité chimique des matériaux.

- * et enfin de nouvelles solutions capables de prendre en compte de nouveaux cycles avec, par exemple, des fréquences élevées de fonctionnement, pourraient contribuer à améliorer les performances de ce système.

En tenant compte de son potentiel technique, économique et environnemental, dans le contexte énergétique actuel, la réfrigération magnétique est une technologie digne d'être développée, optimisée, et promue tant au niveau de la recherche qu'au niveau industriel. En y consacrant une majeure attention, cette jeune technologie pourrait très rapidement devenir l'outil de démarcation pour une nouvelle approche plus saine, plus économique et plus efficace de la réfrigération, d'autant plus qu'elle est applicable à de nombreux domaines qui touchent toutes les couches de la société.

Références

- [1] [«http://www.canadainternational.gc.ca/g8/summit-sommet/EC-2012-05-19.aspx?lang=fra&view=d»](http://www.canadainternational.gc.ca/g8/summit-sommet/EC-2012-05-19.aspx?lang=fra&view=d) [En ligne].
- [2] B. Olusegun O, «Conditionnement d'air automobile,» *Total expertise Automotive management*, 2007.
- [3] M. R. Giuliano, S. G. Advani et A. K. Prasad, «Thermal analysis and management of lithium–titanate batteries,» *Journal of Power Sources*, vol. 196, p. 6517–6524, 2011.
- [4] B. Multerer et R. L. Burton, «Alternative Technologies for Automotive Air Conditioning,» 1206 West Green Street, Urbana IL 61801, 1991 .
- [5] C. B. Zimm, A. Jastrab, A. Sternberg, V. Pecharsky, K. Gschneider, M. Osborne et I. Anderson, «Description and performance of a near-room temperature magnetic refrigerator,» *Advances in Cryogenic Engineering*, vol. 29, p. 1759–1766, 1998.
- [6] K. Nagaya, T. Senbongi, Y. Li, J. Zheng et I. Murakami, «High energy efficiency desiccant assisted automobile air-conditioner and its temperature and humidity control system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1545-1551, 2006.
- [7] W. Wongsuwan, S. Kumar, P. Neveu et M. F, «A review of chemical heat pump technology and applications,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 1489-1519, 2001.
- [8] M. Arjmand, L. Lui et I. Neretnieks, «Exergetic Efficiency of High-Temperature-Lift Chemical Heat Pump (CHP) Based on CaO/CO₂ and CaO/H₂O Working Pairs,» *International Journal of Energy Research.*, vol. 37 (9), pp. 1122-1131, 2013.
- [9] E. Warburg, «Magnetische Untersuchungen über einige Wirkungen der Koerzitivkraft,» *Ann Phys*, vol. 13, pp. 141-164, 1881.
- [10] A. Kitanovski et P. W. Egolf, «Thermodynamics of magnetic refrigeration,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, pp. 3-21, 2006.
- [11] G. V. Brown, «Magnetic heat pumping near room temperature,» *Journal of Applied Physics*, vol. 47, pp. 3673-3680, 1976.
- [12] V. K. Pecharsky et K. A. Gschneidner Jr, «Magnetocaloric effect and magnetic refrigeration,» *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, vol. 200, pp. 44-56, 1999.
- [13] A. M. Tishin et Y. I. Spichkin, *The magnetocaloric effect and its applications*, Institute of physics, Series in Condensed Matter Physics, 2003.
- [14] F. Allab, A. Kedous-Lebouc, J. P. Yonnet et J. M. Fournier, «A magnetic field source system for magnetic refrigeration and its interaction with magnetocaloric material,»

International Journal of Refrigeration, vol. 29, p. 1340–1347, 2006.

- [15] R. Bjørk, C. R. H. Bahl, A. Smith, D. V. Christensen et N. Pryds, «An optimized magnet for magnetic refrigeration,» *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, vol. 322, p. 3324–3328, 2010.
- [16] B. F. Yu, Q. Gao, B. Zhang, X. Z. Meng et Z. Chen, «Review on research of room temperature magnetic refrigeration,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, pp. 622–636, 2003.
- [17] J. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, A. De Miguel Catoira et M. Romero Gómez, «Magnetocaloric effect: A review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 17, p. 74–82, 2013.
- [18] M.-H. Phan et S.-C. Yu, «Review of the magnetocaloric effect in manganite materials,» *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, vol. 308, p. 325–340, 2007.
- [19] K. A. Gschneidner, Jr et V. K. Pecharsky, «Rare Earths and Magnetic Refrigeration,» *Journal of Rare Earths*, vol. 24, p. 641 – 647, 2006.
- [20] J. A. Barclay et S. Steyert, «Selection of Regenerator Geometry for Magnetic Refrigerator Applications,» *Intersociety Cryogenic Symposium, Conference Proceedings*, 1984.
- [21] J. Barclay et S. Sarangi, «Selection of regenerator geometry for magnetic refrigerator,» *American Society of Mechanical Engineers dec*, pp. 9-13, 1984.
- [22] T. F. Petersen, Numerical modelling and analysis of a room temperature magnetic refrigeration system, Ph.D. thesis, Technical University of Denmark, RisØ National Laboratory, 2007.
- [23] K. L. Engelbrecht, G. F. Nellis, S. A. Klein et C. B. Zimm, «Recent developments in room temperature active magnetic regenerative refrigeration,» *HVAC&R research*, vol. 13, pp. 525-542, 2007.
- [24] J. Bouchard, H. Nesreddine et N. Galanis, «Model of a porous regenerator used for magnetic refrigeration at room temperature,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 1223-1229, 2009.
- [25] F. Allab, A. Kedous-Lebouc, J. M. Fournier et J. P. Yonnet, «Numerical modeling for active magnetic regenerative refrigeration,» *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 41, pp. 3757 - 3759 , 2005.
- [26] F. Shir, C. Mavriplis, L. H. Bennett et E. Della Torre, «Analysis of room temperature magnetic regenerative refrigeration,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, p. 616–627, 2005.
- [27] M. Risser, C. Vasile, T. Engel, B. Keith et C. Muller, «Numerical simulation of magnetocaloric system behaviour for an industrial application,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, p. 673–981, 2010.

- [28] T. Kawanami, K. Chiba, K. Sakurai et M. Ikegawa, «Optimization of a magnetic refrigerator at room temperature for air cooling systems,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, p. 1294–1301, 2006.
- [29] B. M. Siddikov, B. A. Wade et D. H. Schultz, «Numerical Simulation of the Active Magnetic Regenerator,» *Computers and Mathematics with Applications*, vol. 49, p. 1525–1538, 2005.
- [30] C. Aprea, A. Greco et A. Maiorino, «A numerical analysis of an active magnetic regenerative refrigerant system with multi-layer regenerator,» *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 97-107, 2011.
- [31] M. Risser, «Modélisation Multiphysique et Multiconfigurationnelle d'Evaluation et d'Optimisation des Performances des Systèmes de Réfrigération Magnétocalorique,» Thèse de Doctorat, UDS-INSA-ENGEES, LGeCo, Strasbourg, 2011.
- [32] T. F. Petersen, «Numerical modelling and analysis of a room temperature magnetic refrigeration system,» Ph.D. thesis, Technical University of Denmark, RisØ National Laboratory, 2007.
- [33] D. B. Tuckerman et R. F. W. Pease, «High-performance heat sinking for VLSI,» *IEEE Electron. Dev. Lett.*, Vols. %1 sur %2EDL-2, p. 126–129., 1981.
- [34] S. G. Kandlikar et W. J. Grande, «Evolution of microchannel flow passages - thermohydraulic performance and fabrication technology,» *Heat Transfer Engrg.*, vol. 24 (1), pp. 3-17, 2003.
- [35] S. G. Kandlikar et W. J. Grande, «Evaluation of single phase flow in microchannels for high heat flux chip cooling—thermohydraulic performance enhancement and fabrication technology,» *Heat Transfer Engrg.*, vol. 24 (1), pp. 5-16, 2004.
- [36] S. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin et M. R. King, *Heat Transfer And Fluid Flow In Minichannels And Microchannels*, Elsevier.
- [37] M. E. Steinke et S. G. Kandlikar, «Review of single-phase heat transfer enhancement techniques for application in microchannels, minichannels and microdevices,» *Int. J. Heat Techn.*, vol. 22 (2), pp. 3-11, 2004.
- [38] Y. Xi, J. Yu, Y. Xie et H. Gao, «Single-phase flow and heat transfer in swirl microchannels,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34, p. 1309–1315, 2010.
- [39] Y. Sui, P. S. Lee et C. J. Teo, «An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy microchannels with rectangular cross section,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, p. 2473–2482, 2011.
- [40] L. Chai, G. Xia, M. Zhou et J. Li, «Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a microchannel heat sink with offset fan-shaped reentrant cavities in sidewall,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, p. 577–584, 2011.
- [41] D. Haller, P. Woias et N. Kockmann, «Simulation and experimental investigation of pressure loss and heat transfer in microchannel networks containing bends and T-

- junctions,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, p. 2678–2689, 2009.
- [42] D. Haller, P. Woias et N. Kockmann, «Simulation and experimental investigation of pressure loss and heat transfer in microchannel networks containing bends and T-junctions,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, p. 2678–2689, 2009.
- [43] L. Chao, T. Jyh-tong, C. Jian-Cherng, C. Yi-lang, H. Suyi, J. Shiping, D. Thanhtrung, G. Ralph et P. Hsin-Hung, «Experimental investigations on liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, p. 3069–3080, 2011.
- [44] X. Jinliang, Y. Song, Z. Wei, Z. Hua et G. Yunhua, «Numerical simulations of interrupted and conventional microchannel heat sinks,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, p. 5906–5917, 2008.
- [45] W.-M. Y. X.-D. W. C.-Y. C. Tu-Chieh Hung, «Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks using nanofluids,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 2559-2570, 2012.
- [46] H. A. Mohammed, P. Gunnasegaran et N. H. Shuaib, «Influence of various base nanofluids and substrate materials on heat transfer in trapezoidal microchannel heat sinks,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp. 194-201, 2011.
- [47] S. S. Shevade et M. M. Rahman, «Heat transfer in rectangular microchannels during volumetric heating of the substrate,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 34, pp. 661-672, 2007.
- [48] C. Zhang, Y. Chen et M. Shi, «Effects of roughness elements on laminar flow and heat transfer in microchannels,» *Chemical Engineering and Processing*, vol. 49, p. 1188–1192, 2010.
- [49] G. Gamrat, M. Favre-Marinet et S. Le Person, «Modelling of roughness effects on heat transfer in thermally fully-developed laminar flows through microchannels,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 2203-2214, 2009.
- [50] J. Koo et C. Kleinstreuer, «Liquid flow in microchannels: experimental observations,» *J. Micromech. Microeng.*, vol. 48, p. 568–579, 2005.
- [51] R. P. Taylor, H. W. Coleman et B. K. Hodge, «Prediction of turbulent rough-wall skin friction using a discrete-element approach,» *J. Fluid Eng.*, vol. 107, p. 251–257, 1985.
- [52] R. Bavière, G. Gamrat, M. Favre-Martinet et S. Le Person, «Modelling of laminar flows in rough-wall microchannels,» *J. Fluid Eng.*, vol. 128, p. 734–741, 2006.
- [53] Y. Chen, P. Fu, C. Zhang, M. Shi et N. H. Shuaib, «Numerical simulation of laminar heat transfer in microchannels with rough surfaces characterized by fractal Cantor structures,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 31, p. 622–629, 2010.

- [54] Y. Liu, J. Cui, Y. X. Jiang et W. Z. Li, «A numerical study on heat transfer performance of microchannels with different surface microstructures,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, p. 921–931, 2011.
- [55] S. Shen, J. L. Xu, J. J. Zhou et Y. Chen, «Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface,» *Energy Conversion and Management*, vol. 47, p. 1311–1325, 2006.
- [56] H. Y. Wu et P. Cheng, «An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, p. 2547–2556, 2003.
- [57] T.-C. Hung, W.-M. Yan et W.-P. Li, «Analysis of heat transfer characteristics of double-layered microchannel heat sink,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, p. 3090–3099, 2012.
- [58] A. Akbarinia, M. Abdolzadeh et R. Laur, «Critical investigation of heat transfer enhancement using nanofluids in microchannels with slip and non-slip flow regimes,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, p. 556 – 565, 2011.
- [59] J.-Y. Jung, H.-S. Oh et H.-Y. Kwak, «Forced convective heat transfer of nanofluids in microchannels,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 466-472, 2009.
- [60] T.-C. Hung, W.-M. Yan, X.-D. Wang et C.-Y. Chang, «Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks using nanofluids,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, p. 2559–2570, 2012.
- [61] H. A. Mohammed, P. Gunnasegaran et N. H. Shuaib, «Heat transfer in rectangular microchannels heat sink using nanofluids,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, p. 1496–1503, 2010.
- [62] Y.-T. Yang et F.-H. Lai, «Numerical study of flow and heat transfer characteristics of alumina-water nanofluids in a microchannel using the lattice Boltzmann method,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, p. 607–614, 2011.
- [63] H. A. Mohammed, G. Bhaskaran, N. H. Shuaib et R. Saidur, «Numerical study of heat transfer enhancement of counter nanofluids flow in rectangular microchannel heat exchanger,» *Superlattices and Microstructures*, vol. 50, p. 215–233, 2011.
- [64] W. Owhaib et B. Palm, «Experimental investigation of single-phase convective heat transfer in circular microchannels,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 28, p. 105–110, 2004.
- [65] L. Zhuo, T. Wen-Quan et H. Ya-Ling, «A numerical study of laminar convective heat transfer in microchannel with non-circular cross-section,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 45, p. 41140–1148, 2006.
- [66] K. C. Toh, X. Y. Chen et J. C. Chai, «Numerical computation of fluid flow and heat transfer in microchannels,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, p.

5133–5141, 2002.

- [67] Z. Li, X. Hua, Y. Tao et H. Chen, «Effects of thermal property variations on the liquid flow and heat transfer in microchannel heat sinks,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, p. 2803–2814, 2007.
- [68] G. Wang, L. Hao et P. Cheng, «An experimental and numerical study of forced convection in a microchannel with negligible axial heat conduction,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, p. 1070–1074, 2009.
- [69] A. Kosar, «Effect of substrate thickness and material on heat transfer in microchannel heat sinks,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, pp. 635–642, 2010.
- [70] C.-H. Chen, «Forced convection heat transfer in microchannel heat sinks,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, p. 2182–2189, 2007.
- [71] H. Sung Park et J. Punch, «Friction factor and heat transfer in multiple microchannels with uniform flow distribution,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, p. 4535–4543, 2008.
- [72] P.-S. Lee, S. V. Garimella et D. Liu, «Investigation of heat transfer in rectangular microchannels,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, p. 1688–1704, 2005.
- [73] L. Chai, G. Xia, M. Zhou et J. Li, «Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a microchannel heat sink with offset fan-shaped reentrant cavities in sidewall,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, p. 577–584, 2011.
- [74] H. A. Mohammed, G. Bhaskaran, N. H. Shuaib et R. Saidur, «Numerical study of heat transfer enhancement of counter nanofluids flow in rectangular microchannel heat exchanger,» *Superlattices and Microstructures*, vol. 50, p. 215–233, 2011.
- [75] D. Lelea, «The heat transfer and fluid flow of a partially heated microchannel heatsink,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, p. 794–798, 2009.
- [76] P. Gunnasegaran, H. A. Mohammed, N. H. Shuaib et R. Saidur, «The effect of geometrical parameters on heat transfer characteristics of microchannels heat sink with different shapes,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, p. 1078–1086, 2010.
- [77] Y. Chen, C. Zhang, M. Shi et J. Wu, «Three-dimensional numerical simulation of heat and fluid flow in noncircular microchannel heat sinks,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, p. 917–920, 2009.
- [78] J. P. McHale et S. V. Garimella, «Heat transfer in trapezoidal microchannels of various aspect ratios,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, p. 365–375, 2010.
- [79] J.-T. Liu, X.-F. Peng et W.-M. Yan, «Numerical study of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling passages,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.

- 50, p. 1855–1864, 2007.
- [80] G. Gamrat, M. Favre-Marinet et D. Asendrych, «Conduction and entrance effects on laminar liquid flow and heat transfer in rectangular microchannels,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, p. 2943–2954, 2005.
- [81] X. Wei et Y. Joshi, «Experimental and numerical study of sidewall profile effects on flow and heat transfer inside microchannels,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, p. 4640–4651, 2007.
- [82] J. P. McHale et S. V. Garimella, «Heat transfer in trapezoidal microchannels of various aspect ratios,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, p. 365–375, 2010.
- [83] S. V. Patankar, *Numerical Heat transfer and fluid flow*, Series in computational methods in mechanics and thermal sciences, 1980.
- [84] J. P. Van Doormaal et G. D. Raithby, «Enhancement of SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows,» *Numerical Heat Transfer*, vol. 7, pp. 147-163, 1984.
- [85] J. P. Van Doormaal et G. D. Raithby, «An Evaluation of the Segregated Approach for Predicting Incompressible Fluid Flow,» *ASME Paper*, Vols. %1 sur %285-HT-9, 1985.
- [86] D. Raithby et G. E. Schneider, *Elliptic System: Finite Difference Method II*, New York: John Wiley & Sons, 1988, pp. 241-289.
- [87] H. S. Park et J. Punch, «Friction factor and heat transfer in multiple microchannels with uniform flow distribution,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, p. 4535–4543, 2008.
- [88] P. Gao, S. Le Person et M. Favre-Marinet, «Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 41, p. 1017–1027, 2003.
- [89] C. Liu, J.-t. Teng, J.-C. Chu, Y.-l. Chiu, S. Huang, S. Jin, T. Dang, R. Greif et H.-H. Pan, «Experimental investigations on liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, p. 3069–3080, 2011.
- [90] Y. Sui, T. C. J, P. S. Lee, Y. T. Chew et C. Shu, «Fluid flow and heat transfer in wavy microchannels,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, p. 2760–2772, 2010.
- [91] J. Xu, Y. Song, W. Zhang, H. Zhang et Y. Gan, «Numerical simulations of interrupted and conventional microchannel heat sinks,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, p. 5906–5917, 2008.
- [92] E. Halter, P. Montgomery, D. Montaner, R. Barillon, M. Del Nero, C. Galindo et S. Georg, «Characterization of inhomogeneous colloidal layers using adapted coherenceprobe microscopy,» *Applied Surface Science*, vol. 256, p. 6144–6152, 2010.

- [93] «<http://www.transport-research.info/web/projects/ICE/presentation>,» [En ligne]. [Accès le 3 2014].
- [94] M. Risser, c. Vasile, B. Keith, T. Engel et C. Muller, «Construction of consistent magnetocaloric materials data for modelling magnetic refrigerators,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, pp. 459-467, 2012.
- [95] V. K. Pecharsky et K. A. Gschneidner Jr, «Effect of alloying on the giant magnetocaloric effect of $Gd_5(Si_2Ge_2)$,» *Journal of Magnetism and Magnetic Mater*, vol. 167, p. 179–184, 1997.
- [96] J. Y. Law, R. V. Ramanujan et V. Franco, «Tunable Curie temperatures in Gd alloyed Fe–B–Cr magnetocaloric materials,» *Journal of Alloys and Compounds*, vol. 508, p. 14–19, 2010.
- [97] J. Q. Deng, Y. H. Zhuang, J. Q. Li b et K. W. Zhou, «Magnetic phase transition and magnetocaloric effect in $(Gd_{1-x}Tb_x)_5Si_{1.72}Ge_{2.28}$ compounds,» *Journal of Alloys and Compounds*, vol. 428, p. 28–33, 2007.
- [98] E. Zatssepina, A. Tishin, P. W. Egolf et D. Vuarnoz, «Magnetocaloric effect applied for a cancer tumor defeat: an improved hyperthermia method,» *Third IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at room Temperature*, pp. 487-496, 2009.
- [99] M. M. Rahman, «Measurements of heat transfer in microchannel heat sinks,» *International Communication of Heat Mass Transfer*, vol. 27, pp. 495-506, 2000.
- [100] R. Bavière, M. Favre-Marinet et S. Le Person, «Bias effects on heat transfer measurements in microchannel flows,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, p. 3325–3337, 2006.
- [101] H.-C. Chiu, J.-H. Jang, H.-W. Yeh et M.-S. Wu, «The heat transfer characteristics of liquid cooling heatsink containing microchannels,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 34-42, 2011.
- [102] B. Mathew et H. Hegab, «Experimental investigation of thermal model of parallel flow microchannel heat exchangers subjected to external heat flux,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, p. 2193–2199, 2012.
- [103] V. K. Pecharsky et K. A. Gschneidner, «Giant magnetocaloric effect in $Gd_5(Si_2Ge_2)$,» *Physical Review Letters*, vol. 78, pp. 4494-4497, 1997.
- [104] H. A. Mohammed, P. Gunnasegaran et N. H. Shuaib, «Influence of various base nanofluids and substrate materials on heat transfer in trapezoidal microchannel heat sinks,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38.
- [105] H. Khayyam, A. Z. Kouazani, E. J. Hu et S. Nahavandi, «Coordinate energy management of vehicle air conditioning system,» *Applied Thermal Engeneering*, vol. 31, pp. 750-764, 2011.
- [106] J. S. Brown, S. F. Yana-Motta et P. A. Domanski, «Comparative analysis of an automotive air conditioning system operating with CO₂ and R134a,» *International*

journal of refrigeration, vol. 25, pp. 19-32, 2002.

- [107] T. Tamura, Y. Yakumaru et F. Nishiwaki, «Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO₂ as a refrigerant,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, p. 1302–1307, 2005.
- [108] M. O. Abdullah, I. Ai Wei Tan et L. Sing Lim, «Automobile adsorption air-conditioning system using oil palm biomass-based activated carbon: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, p. 2061–2072, 2011.
- [109] «<http://www.lbl.gov/Science-Articles/Archive/insulated-auto.html>,» [En ligne].
- [110] H. Akabane, S. Ikeda, K. Kikuchi, Y. Tamura, R. Sakano, W. Bessler et H. Harms, «Evaluation of an electrically driven automotive air conditioning system using a scroll hermetic compressor with a brushless DC motor,» *SAE Technical Paper 890308*, vol. doi:10.4271/890308, 1989.

Annexes

Annexe 1. Tableau de classification des articles revus

Tableau 17: Tableau récapitulatif des articles revus

Auteurs et Références	Année	Expérimental / Numérique	Méthode	Laminaire / Turbulent (Re)	Profil de section d'entrée	Fluide	Matériau	D _h [μm]	Paramètres d'Analyse	Particularité
Rahman [99]	2000	Expérimental	-	Laminaire / Turbulent (-)	Rect	Eau	Si	-	$Nu(Re), f(Re)$	Facteur de forme
Gao et al. [88]	2002	Expérimental	-	Laminaire / Turbulent (-)	Rect	Eau déminéralisée	Si	-	$Nu(s^*), fRe(Re), T(s), fRe(L^*), h(Hc)$	Effet d'échelle
Toh et al. [66]	2002	Numérique 3D	FVM/SIMPLE	Laminaire (-)	Rect	Eau	Si	85.8-108.18	$R(s), R(Re), fRe(s), fRe(Re)$	Validité modèle numérique
Wu and Chen [56]	2003	Expérimental	-	Laminaire (-)	Trap	Eau déminéralisée	Si	-	$Nu(Re), fRe(Re)$	Rugosité de surface et propriétés hydrophiles de surface
Owhaib et Palm [64]	2004	Expérimental	-	Laminaire / Turbulent (1000-17000)	Circ	R134a liquide	-	-	$Nu(Re), h(Re)$	-
Gamrat et al. [80]	2004	Numérique 2D & 3D	FVM/SIMPLE (FLUENT)	Laminaire (200-3000)	Rect	Eau	-	-	$Nu(Re), Nu(s), Nu(L^*), Po(s^*)$	Conduction et effet d'entrée
Lee et al. [72]	2005	Numérique 3D/	-	Laminaire/	Rect	Eau déminéralisée	Cu	318-	$Nu(Re), h(s^*)$	Comparaison avec

		Expérimental	(FLUENT)	Turbulent (300-3500)				903		corrélations conventionnelle
Bavière et al. [100]	2006	Numérique 2D/ Expérimental	- (FLUENT)	Laminaire / Turbulent (200-8000)	Rect	Eau déminéralisée	-	-	$Nu(Re), Nu(s),$ $Po(L^*)$	Bias effect
Shen et al. [55]	2006	Expérimental	-	Laminaire (162-1257)	Rect	Eau déminéralisée	Cu	436.36	$Nu(L^*), Nu(s),$ $h(s), T(x), f(Re),$ $\Delta P(R)$	Rugosité
Zhuo et al. [65]	2006	Numérique 3D	FVM	Laminaire (30-100)	Trap, Tri	Eau	Si	84-102	$Nu(Re), h(L)$	Field synergy principle
Li et al. [67]	2007	Numérique 3D	- (FLUENT)	Laminaire (101-1775)	Rect	Eau	-	-	$h(s), Nu(s^*),$ $f(Re)$	Variation des propriétés thermophysiques
Wei et Joshi. [81]	2007	Expérimental/ Numérique 3D	CVM/SIMPLE (FLUENT)	Laminaire (53-112)	Rect	Eau	Si	-	$u(s), St(\theta)$	Profile de paroi latérale
Chen[70]	2007	Numérique	FDM	Laminaire (-)	Rect	-	-	-	$Nu(a), Nu(k_r),$ $u(s), T^*(s)$	Effet facteur de forme, forces inertielles, porosité
Shevade et Rahman [47]	2007	Numérique 3D	FVM	Turbulent (1600-3000)	Rect	Eau	Gd	600- 2000	$Nu(s^*),$ $Nu(Re), T(Re),$ $h(s), \Delta P(Re)$	Chauffage Magnétique (Génération interne de chaleur)
Liu et al. [79]	2007	Numérique 2D	FVM	Laminaire (10-200)	Rect	Eau	-	-	$U(s^*), Nu(s^*)$	Propriétés thermophysiques variables en fonction de T
Mohammed et al. [63]	2007	Numérique 3D	FVM	Laminaire (100-800)	Rect	Nanofluides (Ag, Al ₂ O ₃ , CuO, SiO ₂ , TiO ₂)	-	-	$T(s), q(Re),$ $h^*(s), \varepsilon_{th}(Re),$ $P_{pump}(Re)$	Ecoulement contraire de nanofluides

Xu et al. [91]	2008	Numérique 3D	-	Laminaire (169-994)	Tri	Eau	Si	-	$Nu(s^*), Nu(Re), fRe(Re), \delta_f(s), \delta_c(s)$	Interruption de canal
Park and Punch [87]	2008	Expérimental	-	Laminaire (68-800)	Rect	Eau déminéralisée	Si	106-307	$Nu(Re), Nu(Br), f(Re), \Delta P(Re)$	Corrélation comprenant nombre de Nusselt et nombre de Brinkman
Wang et al. [68]	2009	Numérique 3D/ Expérimental	- (FLUENT)	Laminaire (33-565)	Trap	Eau	Si	155	$Nu(Re), Nu(s), T(s), T(G)$	
Jung et al. [59]	2009	Expérimental	-	Laminaire (5-300)	Rect	Nanofluide (Al_2O_3 - Eau), Eau	Si	-	$T(s^*), Vu(Re), h(Re), h(s^*), f(Re)$	Utilisation Nanofluides
Gamrat et al. [49]	2009	Numérique 3D/ semi-empirique 1D (RLM)	FVM/SIMPLEC	Laminaire (-)	Rect	Eau	Si	-	$Nu^*(\psi), Po^*(\psi), u(s), T^*(s)$	Rugosité
Haller et al. [41]	2009	Expérimental / Numérique	-	Laminaire (10-3000)	-	Water	Si	-	$Nu(s), h(s), h(q_v)$	Géométrie: en forme de 'L' et de 'T'
Dorin Lelea [75]	2009	Numérique 3D	FVM/SIMPLER	Laminaire (-)	Rect	Eau	-	-	$T(s), Po(Re), P_{pump}(q_v), R(Re)$	Zone de chauffage de la paroi
Chen et al. [77]	2009	Numérique 3D	-	Laminaire (-)	Rect, Tri, Trap	Eau déminéralisée	Si	-	$Nu(Re), Nu(s), fRe(Re), \eta^*(q_v)$	Efficacité
Koşar [69]	2010	Numérique 3D	- (COMSOL)	Laminaire (-)	Rect	Eau	Polyamide, Silicium Verre, Quartz, Acier, Si, Cu	200	$T(s), Nu(Re), f(Re)$	Effet du matériau
Zhang et al.	2010	Numérique 2D	CVM/SIMPLE	Laminaire	Rect	-	-	-	$Nu(Re), Nu(\epsilon)$	Effet du profil

[48]				(750-1500)					$Nu(r), \Delta P(s)$	d'éléments de rugosité et dimension de rugosité
Sui et al. [90]	2010	Numérique 3D	FVM/SIMPLE (FLUENT)	Laminaire (100-800)	Rect	Eau déminéralisée	Si	-	$Nu(s), E_f(Re), E_{Nu}(Re)$	Effet de l'amplitude ondulatoire des microcanaux
Mohammed et al. [61]	2010	Numérique 3D	FVM	Laminaire (100-1000)	Rect	Nanofluides	-	339.15	$T^*(n), h(n), P^*(Re), f(Re)$	Nanofluides, nombre de canaux
McHale et Garimella [82]	2010	Numérique 3D	FVM/SIMPLE (FLUENT)	Laminaire (-)	Trap	Water	Si	-	$L_{th}^*(\alpha), Nu(s^*), Nu(\alpha), fRe(\alpha)$	Facteur de forme de section trapézoïdale
Chen et al. [53]	2010	Numérique 2D	FVM	Laminaire (100-1000)	Rect	Eau	-	-	$Nu(Re), Nu(\varepsilon_{th}), Nu(s), Nu(D)$	Rugosité (Structure de l'ensemble Cantor)
Xi et al. [38]	2010	Experimental	-	Laminaire (-)	Circ	Ethylène glycol	-	-	$h(T_w), f(Re), Nu(Re), Nu(De)$	Microcanaux en spirales
Gunnasegaran et al. [76]	2010	Numérique 3D	FVM	Laminaire (100-1000)	Rect, Tri, Trap	Eau	Al	-	$h(Re), h(n), T(Re), fRe(Re), \Delta P(Re)$	Paramètres géométriques
Liu et al. [54]	2011	Numérique 3D	LBM (FLUENT)	Laminaire (50-500)	Rect	Eau	-	-	$Nu(Re), Nu(s)$	Field synergy principle
Sui et al. [39]	2011	Expérimental/ Numérique 3D	FVM/SIMPLE (FLUENT)	Laminaire (300-800)	Rect	Eau	Cu	272	$Nu(Re), f(Re)$	Microcanaux ondulés
Akbarinia et al. [58]	2011	Numérique 2D	FVM/SIMPLER	Laminaire (6.9-14.6)	Rect	Nanofluide (Al_2O_3 -water)	-		$Nu(s), fRe(s), T^*(s)$	Effet de haute conductivité et de nanofluides
Liu et al. [89]	2011	Expérimental	-	Laminaire /	Rect	Eau	Si	187.5	$Nu(Re),$	Effet de générateur

				Turbulent (170-1200)					$f_{app}(Re)$	longitudinal de vortex
Mohammed et al. [46]	2011	Numérique 3D	FVM/SIMPLE	Laminaire (-)	Trap	Diamant + (water, éthylène glycol, huile, glycérine)	Cu, Al, Ti, Acier	-	$T^*(Re), T^*(n), f(Re), h^*(s), h^*(n)$	Nanofluides et effet du type de matériau
Chai et al. [40]	2011	Numérique 3D	FVM/SIMPLEX	Laminaire (133-893)	Rect	Eau	Si	-	$Nu(s), Nu(Re), f_{app}(s), Pa(s), T(s)$	Cavités rentrante en parois latérales
Yang et Lai [62]	2011	Numérique 2D	CVM/LBM	Laminaire (2-16)	-	Nanofluides (Al_2O_3 -Eau)	Si	-	$T(s), T^*(s^*), Nu^*(\phi), Nu^*(Re), Nu(Re)$	Nanofluides
Chiu et al. [101]	2011	Numérique 3D/ Expérimental	- (FLUENT)	Laminaire (-)	Rect	Eau	-	-	$Re(\alpha), Nu(s), R(\alpha), \Delta T(P_{CH})$	Facteur, porosité de section d'entrée
Hung et al. [57]	2012	Numérique	FVM	Laminaire (77.3-85.8)	Rect	Eau, Ethylène Glycol, Glycérol	Cu, Al, Si, Acier	-	$R_T(n, \alpha, \beta, e)$	Double-Microcanaux
Mathew et Hegab [102]	2012	Expérimental	-	- (-)	Trap, Tri	Eau déminéralisée	-	231-279.5	$\varepsilon_{th}(NTU)$	Ecoulement externe
Hung et al. [60]	2012	Numérique 3D	FVM	Laminaire (-)	Rect	Nanofluide (Al_2O_3 -Eau), Eau	Cu, Al, Si, Acier	106-307	$R_T(\phi), R_T(d), R_T(\Omega), \Delta T(s), \Delta P(\Omega)$	Utilisation de Nanofluides

Annexe 2. Figures récapitulatives des résultats de calculs dans les microcanaux

● Canaux de type C0.2

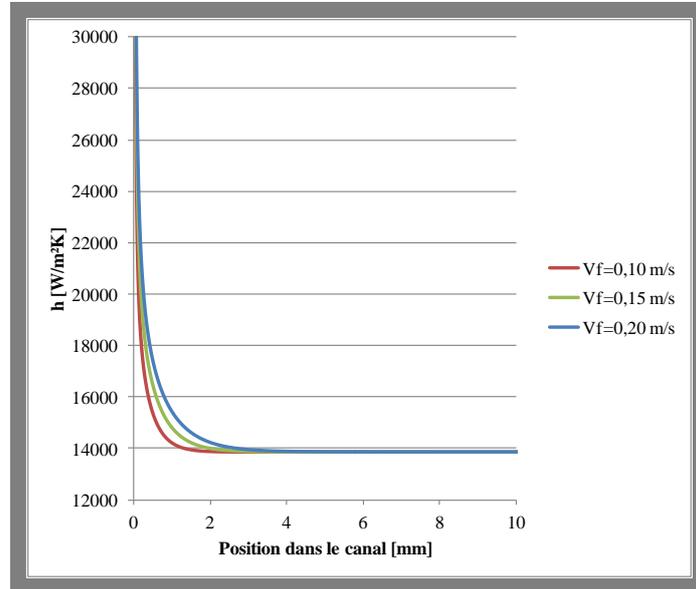


Figure 97: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,2$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, $0,15$ m/s, $0,20$ m/s

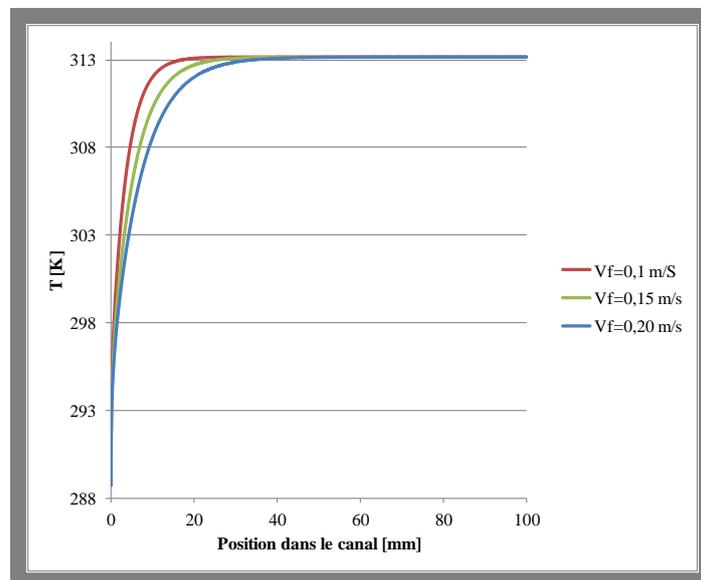


Figure 98: Variation de la température moyenne du fluide en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,2$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, $0,15$ m/s, $0,20$ m/s sont considérées

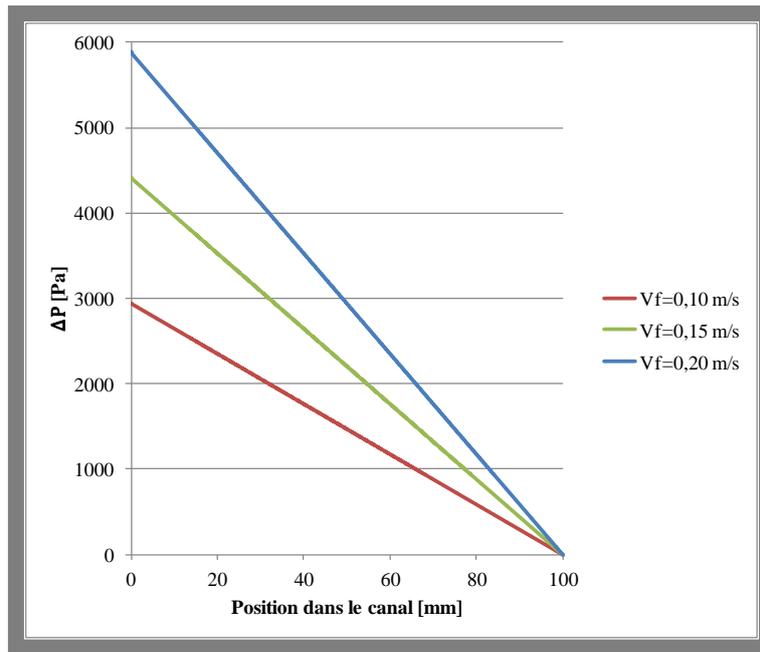


Figure 99: Gradient de pression dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,2$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, $0,15$ m/s, $0,20$ m/s sont considérées

● Canaux de type C0.3

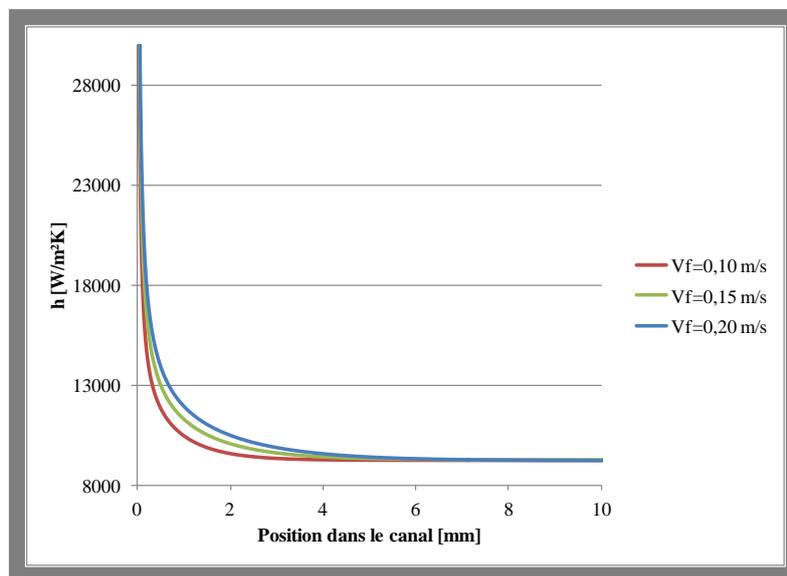


Figure 100: Variation du coefficient de transfert thermique par convection en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,3$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, $0,15$ m/s, $0,20$ m/s

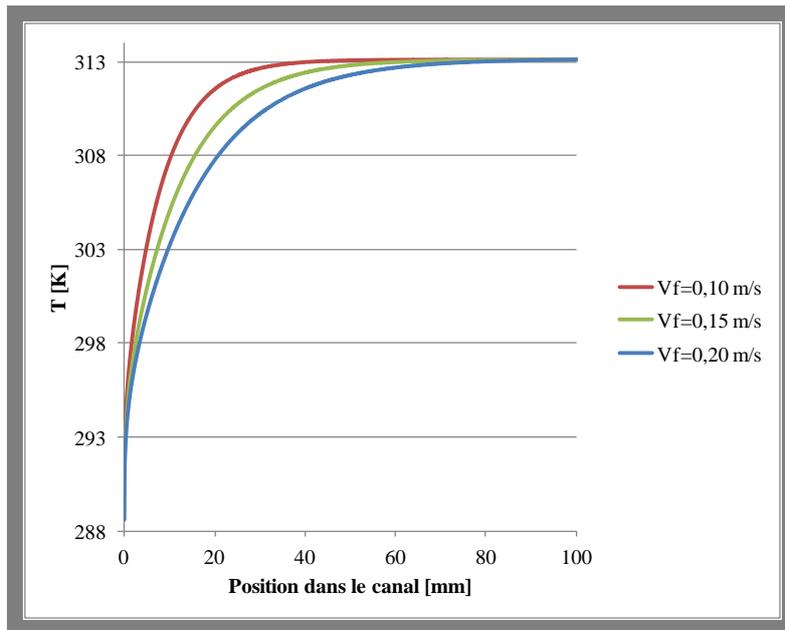


Figure 101: Variation de la température moyenne du fluide en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,3$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, $0,15$ m/s, $0,20$ m/s sont considérées

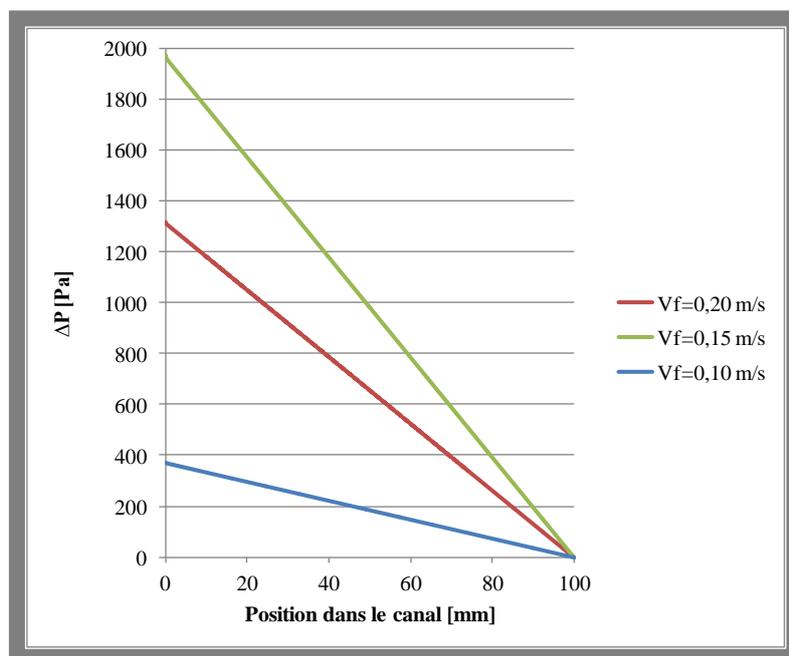


Figure 102: Gradient de pression dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 03$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, $0,15$ m/s, $0,20$ m/s sont considérées

● Canaux de type C0.4

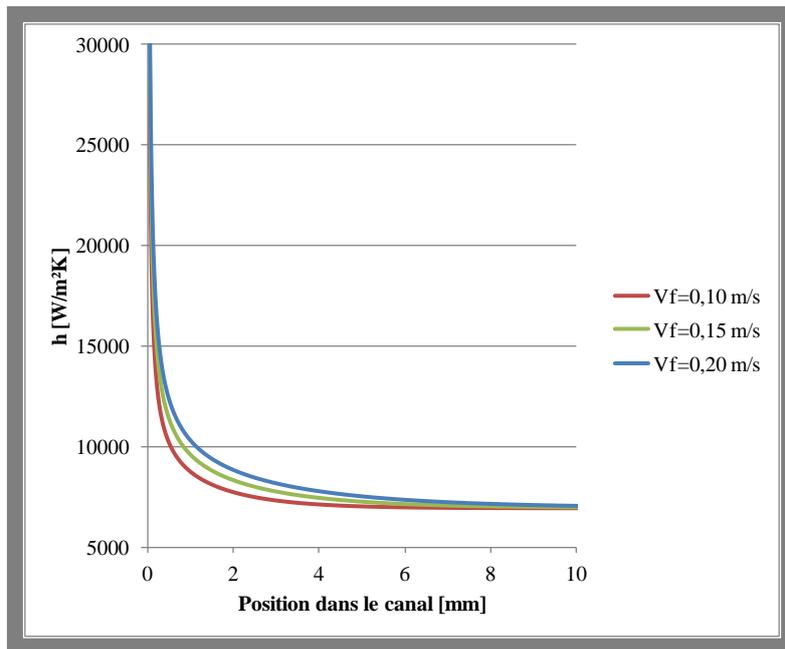


Figure 103: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,4 \text{ mm}$ et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1 \text{ m/s}$, $0,15 \text{ m/s}$, $0,20 \text{ m/s}$

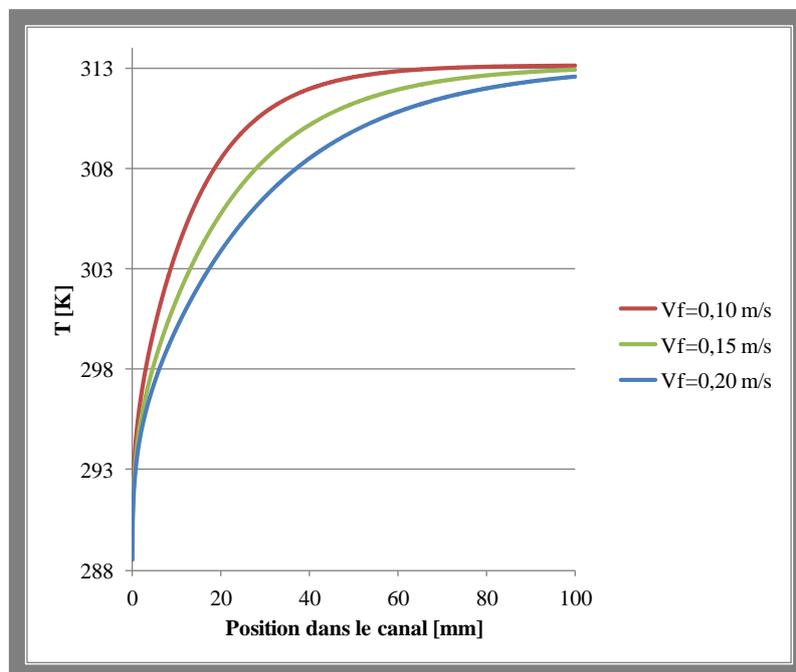


Figure 104: Variation de la température moyenne du fluide en fonction de la position dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,4 \text{ mm}$ et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1 \text{ m/s}$, $0,15 \text{ m/s}$, $0,20 \text{ m/s}$ sont considérées

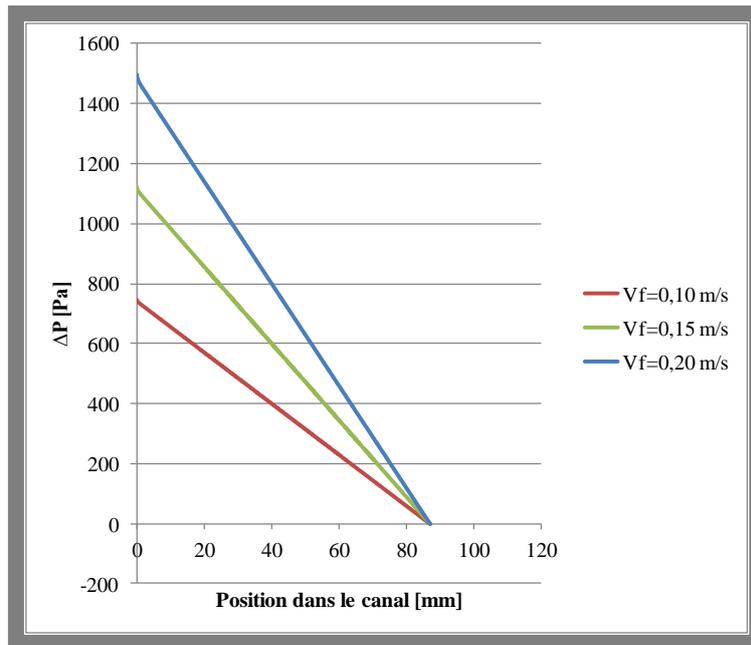


Figure 105: Gradient de pression dans le canal: la hauteur du canal $H_c = 0,4$ mm et trois valeurs de vitesse du fluide $V_f = 0,1$ m/s, $0,15$ m/s, $0,20$ m/s sont considérées

Annexe 3. Tableaux récapitulatifs des résultats relatifs aux calculs dans les microcanaux

☉ Canaux à parois lisses

Tableau 18: Valeurs moyennes du coefficient de transfert thermique dans les microcanaux à parois lisses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse

$h_{\text{moyen}} [\text{W}/(\text{m.K})]$			
Vf	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	13894	13911	13928
C0.3	9294	9321	9349
C0.4	7005	7043	7081

Tableau 19: Valeurs du nombre de Nusselt dans les microcanaux à parois lisses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse

Nu [-]			
Vf	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	9,08	9,09	9,10
C0.3	9,02	9,05	9,08
C0.4	8,98	9,03	9,08

Tableau 20: Valeurs des pertes de charges dans les microcanaux à parois lisses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse

$\Delta P [\text{Pa}]$			
Vf	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	2943	4417	5893
C0.3	1317	1977	2640
C0.4	745	1120	1497

☉ Canaux à parois rugueuses

Tableau 21: Valeurs moyennes du coefficient de transfert thermique dans les microcanaux à parois rugueuses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse

$h_{\text{moyen}} [\text{W}/(\text{m.K})]$			
Vf	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	14340	14339	14328
C0.3	9476	9490	9498
C0.4	7044	7066	7082

Tableau 22: Valeurs du nombre de Nusselt dans les microcanaux à parois rugueuses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse

Nu [-]			
Vf	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	9,37	9,37	9,36
C0.3	9,20	9,21	9,22
C0.4	9,03	9,06	9,08

Tableau 23: Valeurs des pertes de charges dans les microcanaux à parois rugueuses pour chaque canal et pour chaque valeur de vitesse

$\Delta P [\text{Pa}]$			
Vf	0,10m/s	0,15m/s	0,20m/s
C0.2	3072	4616	6167
C0.3	1343	2018	2696
C0.4	765	1151	1538

**Etude d'un système innovant magnétothermique
pour le chauffage et la climatisation sans gaz à effet
de serre: application à un véhicule électrique**

Résumé

Ce travail de thèse est destiné à l'étude d'un système de climatisation et de chauffage basé sur la réfrigération magnétique. L'étude de ce système basé sur l'effet magnétocalorique (EMC) est structurée en deux parties: la première représente l'état de l'art, c'est-à-dire une analyse bibliographique des principaux systèmes de climatisation existants, des différentes études relatives à la modélisation numérique des systèmes de réfrigération magnétique, et les études les plus récentes concernant l'écoulement et le transfert thermique dans les microcanaux constituant la matrice du régénérateur magnétocalorique actif étudié dans cette thèse. Ensuite la deuxième partie comporte l'étude du coefficient de transfert thermique h entre le régénérateur solide et le fluide caloporteur, et la simulation du comportement d'un cycle AMR. Un modèle numérique est développé pour chacune des études. Le premier modèle permet de calculer le coefficient de transfert convectif h et d'évaluer l'influence sur ce même coefficient de la hauteur des canaux H_c et de la vitesse du fluide V_f , en considérant deux types de canaux: canaux à parois lisses et canaux à parois rugueuses. Ainsi l'effet de la rugosité de surface des matériaux sur l'écoulement et le transfert thermique est déterminé, et l'augmentation résultante de h est évaluée. Dans cette même partie une approche de dimensionnement du système de climatisation basé sur un cycle AMR est proposée pour application à la climatisation d'un véhicule électrique. Enfin ce travail est conclu par une synthèse comprenant les contributions de ce travail, ses limites, et les perspectives qui en découlent.

Mots clés: Modélisation numérique, Transfert thermique, Microcanaux, Réfrigération magnétique

Résumé en anglais

This work is intended for the study of an air conditioning system and heating based on the magnetic refrigeration. The study of this system based on the magnetocaloric effect (MCE) is made in two parts: the first one represents the state of the art, that is a bibliographical analysis of the main existing air conditioning systems, the various studies relative to the numerical modelling of the magnetic refrigeration systems, and the most recent studies concerning fluid flow and heat transfer in the microchannels which constitute the matrix of the active magnetic regenerator studied in this work. Then the second part contains the study of the heat transfer coefficient h , between the solid regenerator and the coolant, and the simulation of the behaviour of an Active Magnetic Regeneration cycle. A numerical model is developed for each of the studies. The first one enables to calculate the convective heat transfer coefficient and to estimate the influence of the channels height H_c and the fluid velocity V_f on the heat transfer coefficient. Two types of channels are considered: channels with smooth walls and channels with rough walls. So the effect of the surface roughness of the magnetocaloric material on the fluid flow and the heat transfer is determined, and the resulting increase of h is estimated. An approach of sizing the air conditioning system based on a cycle AMR is proposed for an application in the air conditioning of a battery-driven vehicle. Finally this work is concluded by a synthesis including the contributions of this work, its limits, and the perspectives which ensue from it.

Keywords: Numerical modelling, Heat transfer, Microchannels, Magnetic refrigeration