



HAL
open science

Caractérisation, étude et modélisation du comportement thermomagnétique d'un dispositif de réfrigération magnétique à matériaux non linéaires et point de Curie proche de la température ambiante

Sergiu Lionte

► **To cite this version:**

Sergiu Lionte. Caractérisation, étude et modélisation du comportement thermomagnétique d'un dispositif de réfrigération magnétique à matériaux non linéaires et point de Curie proche de la température ambiante. Electromagnétisme. Université de Strasbourg, 2015. Français. NNT : 2015STRAD008 . tel-01288644

HAL Id: tel-01288644

<https://theses.hal.science/tel-01288644v1>

Submitted on 15 Mar 2016

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

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

UNIVERSITÉ DE STRASBOURG

ÉCOLE DOCTORALE MSII (ED 269)

Laboratoire LGeCo

THÈSE

présentée par :

Sergiu LIONTE

soutenue le : **23 mars 2015**

pour obtenir le grade de : **Docteur de l'Université de Strasbourg**
Discipline/ Spécialité : **Energétique / Thermique, Mécanique des fluides**

**Caractérisation, étude et modélisation du
comportement thermomagnétique d'un dispositif de
réfrigération magnétique à matériaux non linéaires
et point de Curie proche de la température ambiante**

Membres du jury :

M. Michel FEIDT	Professeur émérite de l'Université de Lorraine	Président
M. Mame WILLIAM-LOUIS	Professeur, IUT de Bourges - Université d'Orléans	Rapporteur
Mme Lavinia GROSU	Maitre de conférences HDR, Université Paris Ouest, Nanterre	Rapporteur
Mme Monica SIROUX	Professeur, INSA de Strasbourg	Directeur de thèse
Mme Carmen VASILE	Maitre de conférences, INSA de Strasbourg	Encadrant

Résumé (Français)

Les défis environnementaux, au premier rang la lutte contre le changement climatique, impliquent de modifier rapidement notre modèle de développement. Il est ainsi nécessaire d'améliorer l'efficacité énergétique, d'encourager les innovations et de favoriser la pénétration du marché par les nouvelles technologies.

Un des domaines le plus concernés c'est le domaine de la réfrigération, qui est responsable de 15 % de la consommation mondiale d'électricité. Les équipements conventionnels de réfrigération, basées sur la technologie de compression de vapeurs d'un fluide frigorigène, ont atteint aujourd'hui leur limite d'efficacité. De plus, ces systèmes fonctionnent avec des fluides dangereux pour l'environnement. Pour remplacer la technologie actuelle, les scientifiques ont commencé ces dernières années à explorer des nouvelles technologies pour le refroidissement comme le refroidissement thermoélectrique, le refroidissement thermoacoustique et la réfrigération magnétique.

La réfrigération magnétique possède plusieurs avantages comme l'absence de polluants atmosphériques, un faible niveau de bruit, la recyclabilité totale des matériaux et surtout un rendement énergétique potentiellement nettement supérieur à celui de l'effet Peltier, thermoacoustique ou d'un cycle thermodynamique classique. Cette technologie propose des systèmes propres et performants pouvant s'intégrer dans des nombreuses applications comme la réfrigération industrielle, la réfrigération domestique, le refroidissement des systèmes portables (électronique, médical, etc.), la climatisation domestique ou des automobiles.

Pour améliorer la conception des systèmes de réfrigération magnétique, il est nécessaire de disposer d'un modèle dynamique de simulation multi-physique intégrant l'ensemble des phénomènes physiques dominants. En effet, les performances de ces systèmes sont fortement dépendantes des interactions entre la thermique, la fluide et le magnétisme. En plus d'essais expérimentaux, il est nécessaire de disposer d'un modèle fiable et dynamique afin de pouvoir évaluer et optimiser ces systèmes en termes de puissance thermique, de la différence finale de température du système et de coefficient de performance. La conception d'un tel modèle est l'objectif de cette thèse.



La réfrigération magnétique s'appuie sur l'effet magnétocalorique (EMC), qui est une propriété intrinsèque des matériaux magnétiques et se traduit par une variation instantanée et réversible de leur température et entropie lorsqu'ils sont soumis à une variation de champ magnétique. Cet effet réversible est maximal à la température de transition de la phase ferromagnétique à la phase paramagnétique, appelée température de Curie et est la conséquence de la diminution de l'entropie magnétique suite à l'alignement des spins électroniques sous l'application du champ magnétique. Cette réaction est exothermique à cause de l'augmentation de l'entropie électronique et de réseau. La réfrigération magnétique est utilisée depuis des décennies pour des applications en cryogénie mais les développements récents en science des matériaux ont fait de cette technologie un candidat pour la réfrigération autour de la température ambiante.

La plupart des matériaux magnétocaloriques utilisés dans la réfrigération magnétique sont des terres rares comme gadolinium ($T_C=20^\circ\text{C}$), soit pures ou combinés dans des alliages. D'autres matériaux magnétocaloriques sont développés par les métallurgistes pour répondre au fort besoin à venir avec un coût environnemental réduit et un EMC plus important. A cause de la valeur réduite de la différence adiabatique de température des matériaux actuels qui est de quelques degrés par Tesla (ΔT_{ad} de gadolinium est de $2,8^\circ\text{C}$ dans une intensité de champ magnétique de 1T), la régénération thermique est nécessaire. Pour atteindre des écarts de température qui soient suffisants pour répondre aux besoins usuels, nous utilisons le concept du Régénérateur Magnétique Actif (AMR) avec un cycle de réfrigération par régénération magnétique active (AMRR).

L'AMR est représenté par une matrice poreuse des matériaux magnétocaloriques qui est traversée par un fluide caloporteur en mouvement alternatif, dans un procédé cyclique. Son fonctionnement est similaire à celui d'un régénérateur passif et les transferts thermiques sont gouvernés par les mêmes équations caractéristiques. La seule différence est la circulation alternative du fluide et la présence d'une variation du champ magnétique appliqué à cette structure de façon synchrone avec la circulation du fluide. Aux deux extrémités du régénérateur se trouvent les échangeurs thermiques (l'échangeur de chaleur chaud – HHEX et l'échangeur de chaleur froid – CHEX) qui réalisent l'alimentation en fluide et la connexion avec les sources thermiques.



L'objectif de cette thèse est la modélisation du comportement d'un Régénérateur Magnétique Actif afin d'optimiser le fonctionnement d'un système de réfrigération magnétique. Le modèle numérique développé lors de cette thèse est un modèle multi-physique et multi-échelle qui prend en compte simultanément trois phénomènes distincts qui sont à l'œuvre dans un AMR, chacun à une échelle différente. A micro-échelle, le magnétisme est représenté par l'effet magnétocalorique qui se passe au niveau des spins des électrons des atomes du matériau magnétocalorique. L'approche mini-échelle est représenté par la fluidique, avec un écoulement laminaire du fluide caloporteur au sein des microcanaux avec des dimensions d'ordre submillimétrique pour la hauteur des microcanaux (entre 0,20 et 1 mm). A macro-échelle, le transfert thermique est représenté par l'écart final de température entre les deux échangeurs de chaleur.

Le modèle numérique est un modèle 2D mis en place dans le logiciel des simulations des phénomènes multiphysiques, COMSOL Multiphysics. Le modèle est basé sur une géométrie avec des plaques parallèles de matériau magnétocalorique. Cette configuration indique les meilleures performances en termes de l'efficacité des transferts thermiques et de pertes de charge. Le comportement thermique du matériau est modélisé par un couplage entre l'équation de la chaleur dans le solide à laquelle on a ajouté un terme source pour intégrer l'EMC, et l'équation de la chaleur dans le fluide à l'interface solide-fluide qui est considérée comme une condition limite additionnelle. Ceci est physiquement plus approprié que l'utilisation d'un coefficient de transfert de la chaleur introduit avec des corrélations expérimentales. Dans le modèle, nous avons utilisé la méthode semi-expérimentale pour intégration de l'EMC

qui consiste en l'interpolation des données obtenues expérimentalement. Cette méthode est préférable à la méthode analytique avec le modèle théorique de Weiss-Debye-Sommerfeld parce qu'elle offre des informations plus précises sur la capacité thermique des matériaux et de la différence adiabatique de température.

L'écoulement du fluide a été modélisé avec les équations de Navier Stokes pour un fluide incompressible classique. Les caractéristiques thermodynamiques du fluide choisi correspondent à celles de l'eau. Comme matériaux magnétocaloriques nous avons utilisé le matériau référence dans le domaine, le gadolinium et un alliage magnétocalorique nouveau, l'oxyde de praséodyme-manganèse.



Afin de disposer des données cohérentes, nous avons procédé à des mesures des propriétés thermophysiques du gadolinium et de l'oxyde de praséodyme-manganèse. Nous avons utilisé un conductivimètre et une enceinte climatique qui nous a permis ainsi de déterminer la conductivité thermique des matériaux pour une plage des températures de -20°C jusqu'à $+60^{\circ}\text{C}$. Suite à ces essais nous avons constaté un écart significatif entre les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales de la conductivité thermique du gadolinium et c'est pour ça que nous avons procédé à une analyse spectrale de l'échantillon par une diffractométrie de rayon X et à une analyse structurale à l'aide du microscope électronique. L'analyse spectrale effectuée a montré que l'échantillon étudié est du gadolinium industriel caractérisé par une forme particulière de cristallisation (dû au procédé de mise en forme: température, pression et contraintes mécaniques) ce qui implique une valeur de conductivité thermique éloignée des valeurs théorétiques du gadolinium. Afin de simuler le comportement d'un régénérateur pour la réfrigération magnétique, ces valeurs expérimentales des propriétés thermophysiques des matériaux ont été introduites dans le modèle numérique à l'aide d'une fonction d'interpolation des données.



Le modèle numérique de l'AMR mis en place a été validé par une comparaison avec des données expérimentales. La validation a été effectuée par rapport à des essais expérimentaux sur un prototype existant chez un des partenaires du projet de recherche. Les résultats obtenus ont montrés une bonne corrélation entre le modèle et les résultats expérimentaux. Par ailleurs, le modèle a été exploité par une analyse de sensibilité des paramètres permettant d'étudier le fonctionnement ainsi que les performances du système.

Le modèle mis en place dans le cadre de cette thèse permet ainsi d'identifier une stratégie de conception optimale d'un AMR afin de concevoir des systèmes de réfrigération magnétique plus performants.

Abstract (English)

The environmental challenges, foremost the fight against climate change, involves a rapid modification of our development model. A significant increase of the global temperature would increase the occurrence of some extreme weather events that can endanger many populations. These threats have led to a growing international awareness. It is necessary to improve the energy efficiency, to promote innovation and to boost market penetration of new technologies.

One of the most concerned areas is the field of refrigeration, which is responsible for 15% of global electricity consumption. The conventional refrigeration equipment, based on the technology of vapour compression of a refrigerant, have now reached their limit of effectiveness. Moreover, these systems work with fluids that can be hazardous to the environment. To replace the current technology, scientists have begun in recent years to explore new cooling technologies such as thermoelectric cooling, the thermo acoustic cooling and magnetic refrigeration.

Magnetic refrigeration has several advantages such as the absence of air pollutants, a low level of noise, the total recyclability of materials and moreover a potentially much higher efficiency than that of the thermoelectric effect, the thermoacoustic effect or the conventional thermodynamic cycle. This technology provides clean and efficient systems that can be integrated into many applications such as the industrial refrigeration, the domestic refrigeration, the cooling of portable systems (electronic, medical, etc.), domestic air conditioning or automobile air conditioning.

To improve the design of magnetic refrigeration systems, it is necessary to dispose of a dynamic numerical model of multi-physics simulation incorporating all the dominant physical phenomena. In fact, the performance of these systems is highly dependent on the interactions between thermic, fluidics and magnetism. In addition to experimental tests, it is necessary to dispose of a reliable and dynamic numerical model in order to evaluate and optimize these systems in terms of thermal power, final system temperature difference and coefficient of performance. The design of such a numerical model was one of the objectives of this thesis.



Magnetic refrigeration is based on the magnetocaloric effect (MCE), which is an intrinsic property of the magnetic materials and represent an instantaneous and reversible change in their temperature and entropy when subjected to a magnetic field variation. This reversible effect is maximal at the temperature of transition from the ferromagnetic phase to the paramagnetic phase, called the Curie temperature and is the consequence of the decrease in magnetic entropy due to the alignment of electron spins in the application of the magnetic field. This reaction is exothermic due to the increase in entropy and electronic network. Magnetic refrigeration has been used for decades for applications in cryogenics but recent developments in materials science have made this technology a candidate for near room temperature refrigeration.

Most magnetocaloric materials used in magnetic refrigeration are rare earth as gadolinium ($T_C=20^\circ\text{C}$), either in the pure state or combined in alloys. Other

magnetocaloric materials are developed by metallurgists in order to respond to future necessity, with a reduced environmental cost and a greater MCE. Because of the reduced value of the adiabatic temperature difference of the existing materials which is a few degrees per Tesla (gadolinium ΔT_{ad} is 2.8°C in a magnetic field strength of 1 Tesla), the thermal regeneration is necessary. To achieve temperature differences that are sufficient to fulfil the common industrial needs, we use the concept of Active Magnetic Regenerator (AMR) with a cycle of refrigeration by active magnetic regeneration (AMRR).

The AMR is represented by a matrix of a porous magnetocaloric material through which a heat transfer fluid circulates in a reciprocating motion, in a cyclic process. Its operation is similar to that of a passive regenerator and heat transfers are governed by the same characteristic equations. The only difference is the alternative movement of the fluid and the presence of a change of the magnetic field applied to this structure in the same time with the circulation of the fluid. At both ends of the regenerator are the heat exchangers (the hot heat exchanger - HHEX and cold heat exchanger - CHEX) which connects the fluid with the thermal sources.



The objective of this thesis was the understanding of the behaviour of an Active Magnetic Regenerator in order to optimize the operation of a magnetic refrigeration system. This thesis consists of two approaches: a theoretical approach and an experimental approach. The theoretical approach is represented by a numerical modelling of an AMR. The experimental approach is represented by direct measurements of thermophysical properties of magnetocaloric materials and the integration of these measured properties in the numerical model for a more realistic simulation of an AMR thermal behaviour.

The numerical model developed in this thesis is a model that simultaneously deals with the simulation of three distinct phenomena into an AMR, each at a different scale. At micro-scale we have the magnetism which is represented by the magnetocaloric effect which happens at the level of the spins of the electrons of the atoms of the magnetocaloric material. The mini-scale approach is represented by the fluidics, with a laminar flow of the heat transfer fluid through the microchannels with a submillimeter order of dimension of the microchannels' height (between 0.20 and 1 mm). A macro-scale we have the thermal transfer, represented by the final temperature difference between the two heat exchangers.

The numerical model is a 2D multi-physics and multi-scale model built in a software for multiphysics simulation, COMSOL Multiphysics. The model is based on a geometry with parallel plates of magnetocaloric material. This configuration shows the best performance in terms of the heat transfer efficiency and pressure drop. The thermal behaviour of the material is modelled by a coupling between the heat equation in the solid on which a source term was added to integrate the MCE and the heat equation in the fluid at the fluid-solid interface which is considered as an additional boundary condition. This is physically more appropriate than using a heat transfer coefficient with experimental correlations. In the model, we used the semi-experimental method for integration of EMC that involves the interpolation of experimentally obtained data. This method is preferable to the analytical method with

the theoretical model of Weiss-Debye-Sommerfeld because it provides more accurate information on the heat capacity of materials and on the adiabatic temperature difference.

The fluid flow was modelled using the Navier Stokes equations for a classical incompressible fluid. The thermodynamic characteristics of the fluid are selected to match those of water. As magnetocaloric materials we used the reference material in the field, gadolinium and a new magnetocaloric alloy, the praseodymium-manganese oxide.



As part of the experimental approach of this thesis we directly measured the thermophysical properties of gadolinium and praseodymium-manganese oxide. We measured the thermal conductivity and thermal effusivity and we have introduced their actual values in the numerical model in order to simulate the real behaviour of an AMR. All measurements were made at INSA (National Institute of Applied Sciences) of Strasbourg during this thesis. We have used a thermal conductivity analyser and a climatic chamber that allowed us to measure over a temperature range from -20°C to $+60^{\circ}\text{C}$. Because the results of these measurements made on gadolinium showed different values with the theoretical values in the existing literature, we conducted the sample verification by a test of X-ray diffraction by an X-Ray diffractometer and by using an electronic microscope. The spectral analysis showed that the sample is made of industrial gadolinium with another form of crystallization which has different values of the theoretical values for thermal conductivity thermal effusivity, mainly because of the shaping processes like the temperature, the pressure and various mechanical stresses different to those used in the laboratory situation. This difference values can propagate in the case of a thermal system calculation. Thus, the results of numerical simulations will not be validated by the experimental results for the same material. In order to simulate the real behaviour of a regenerator for the magnetic refrigeration, the real values of thermophysical properties of materials have been introduced in the numerical model using a data interpolation function.



The numerical model has been validated by several methods before it has been exploited. The validation was performed with respect to experimental tests conducted on an existing prototype at one of our research project partners. The results have shown good correlations between the results given by the model and the experimental data issued from the prototype. Further, the model has been exploited by a sensitivity analysis of parameters and several studies were made on its operation and on the performance analysis. This model was used to perform an AMR operating analysis in order to improve the understanding, to highlight the significant parameters and to study the interactions between the parameters and their impact on the AMR performance. It allows drawing a parametric behavior maps to help in the design of future magnetic refrigeration systems with better performance

Table des matières

Résumé (Français)	1
Abstract (English)	4
Table des matières	7
Nomenclature	10
Introduction et contexte de la thèse	12
1 Contexte énergétique et la réfrigération	16
1.1 La réfrigération en général	19
1.2 Différents types de techniques de réfrigération	20
1.2.1 La réfrigération à compression de vapeur.....	20
1.2.2 La réfrigération à absorption de gaz	21
1.2.3 Le refroidissement thermoélectrique.....	22
1.2.4 Le refroidissement à adsorption.....	23
2 Théorie et définitions sur la réfrigération magnétique	26
2.1 Historique	26
2.2 Introduction.....	31
2.3 L'effet magnétocalorique	31
2.4 La théorie thermodynamique de l'EMC	33
2.5 Les cycles magnéto-thermodynamiques	36
2.5.1 Le cycle magnétique de Carnot	36
2.5.2 Le cycle magnétique d'Ericsson.....	38
2.5.3 Le cycle magnétique de Brayton.....	39
2.5.4 Le cycle magnétique d'AMRR (Réfrigération par régénération magnétique active).....	39
2.6 Les matériaux magnétocaloriques.....	42
2.7 Les fluides caloporteurs.....	44
2.8 Les sources de champ magnétique.....	45
2.9 Modélisation de l'effet magnétocalorique	46
2.9.1 Approche analytique de l'EMC : modèle WDS (Weiss, Debye et Sommerfeld)	47
2.9.2 Approche semi-expérimentale de l'EMC : interpolation de valeurs expérimentales de $C_{H,p}$ et ΔT_{ad} du matériau	48
2.9.3 Propriétés magnétothermiques du gadolinium.....	49
2.10 Conclusions.....	51

3	Analyse des travaux existants et apport de la thèse	54
3.1	Etat de l'art des modèles numériques existants : comparaison des modèles, des méthodes et des résultats	54
3.1.1	Les modèles 1D	55
3.1.2	Les modèles 2D	59
3.1.3	Les modèles 2,5D et 3D	61
3.2	Analyse critique des modèles existantes et apport de la thèse	63
3.2.1	L'implémentation de l'EMC	63
3.2.2	Le changement du champ magnétique et le champ démagnétisant	64
3.2.3	Les conditions d'écoulement du fluide caloporteur	64
3.2.4	La validation des résultats	65
3.2.5	L'apport de la thèse	65
3.3	Conclusions	67
4	Présentation du modèle du système magnéto thermique.....	70
4.1	Phénomènes physiques mis en jeu et équations caractéristiques	70
4.1.1	Le cycle de travail et la synchronisation magnéto-fluidique	72
4.1.2	La configuration du système et sa discrétisation numérique.....	73
4.1.3	Les hypothèses et les conditions aux limites du modèle.....	76
4.2	Mise en œuvre et analyse du modèle numérique.....	78
4.2.1	L'introduction de l'effet magnétocalorique.....	78
4.2.2	Les caractéristiques du régénérateur solide	79
4.2.3	Les caractéristiques du fluide caloporteur.....	81
4.3	Analyse d'implémentation et de faisabilité du modèle numérique	83
4.3.1	Les étapes d'implémentation du modèle numérique.....	83
4.3.2	L'analyse de faisabilité du modèle numérique	88
4.4	Conclusions.....	93
5	Mesures des propriétés thermophysiques des MMC et leur intégration dans le modèle.....	96
5.1	Conductivité thermique des matériaux	97
5.1.1	Eléments d'étude de la conductivité thermique des métaux	97
5.1.2	Méthodes de mesure et identification de paramètres	98
5.1.3	L'étude des nouveaux matériaux magnétocaloriques	99
5.2	Mesures de la conductivité thermique et l'analyse des MMC	100
5.2.1	La méthode de mesure	100
5.2.2	Les mesures de la conductivité thermique	102

5.2.3	Les résultats des mesures	105
5.2.4	L'analyse spectrale du gadolinium	110
5.2.5	L'analyse du type de cristallisation du gadolinium	111
5.3	Conclusions.....	113
6	Exploitation du modèle du système magnéto thermique.....	116
6.1	Analyse quantitative du système	117
6.1.1	Les caractéristiques thermiques du système	117
6.1.2	Les caractéristiques d'écoulement.....	121
6.1.3	Les pertes de charge du régénérateur.....	123
6.2	Analyse qualitative de la performance du système	125
6.2.1	Le coefficient de convection thermique.....	125
6.2.2	La puissance frigorifique du système.....	127
6.2.3	Le coefficient de performance du système	128
6.3	Analyse de sensibilité des paramètres	130
6.3.1	L'influence des paramètres thermophysiques.....	130
6.3.2	L'influence des paramètres constructifs du système.....	134
6.3.3	L'influence des paramètres de fonctionnement du système	139
6.4	Conclusions.....	142
	Conclusions générales et perspectives	144
	Conclusions générales	144
	Perspectives.....	146
	Bibliographie.....	148
	Liste des figures	153
	Liste des tableaux	158
	Annexes:	159
	Annexe 1: Papier présenté à la conférence internationale COFRET'14 à Paris, France du 23 au 25 avril 2014.....	159
	Annexe 2: Prix pour le meilleur poster scientifique gagné à la conférence internationale COFRET'14 à Paris, France du 23 au 25 avril 2014.....	165
	Annexe 3: Papier publié dans la revue scientifique « <i>Applied Thermal Engineering</i> », numéro 75, pag. 871-879, 2015	166
	Annexe 4: Papier présenté à la conférence nationale de Société Française de Thermique, SFT 2013 à Gérardmer, France du 28 au 31 mai 2013	175
	Annexe 5: Papier présenté à la conférence nationale de Société Française de Thermique, SFT 2014 à Lyon, France du 3 au 6 juin 2014	183

Nomenclature

Liste des symboles Latins

B	Induction magnétique [T]	Q	Quantité de chaleur / Enthalpie [J]
c	Chaleur spécifiques / Capacité thermique [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]	\dot{Q}	Flux de chaleur [$W \cdot m^{-3}$]
F	Energie libre [J]	S	Entropie spécifique [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
f	Fréquence du cycle [Hz]	s	Surface [m^2]
G	Energie de Gibbs / Enthalpie libre [J]	T	Température [K] ou [°C]
H	Champ magnétique [$A \cdot m^{-1}$]	t	Temps [s]
h	Hauteur / Epaisseur [m]	U	Energie interne [J]
h	Coefficient de transfert thermique [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	u	Vitesse de fluide [$m \cdot s^{-1}$]
J	Moment cinétique total [-]	V	Volume [m^3]
L	Longueur d'AMR [m]	W	Travail [J]
M	Aimantation [$A \cdot m^{-1}$]		
\dot{M}	Débit massique [$kg \cdot s^{-1}$]	Re	Nombre de Reynolds
N	Nombre des unités cinétiques [-]	Pr	Nombre de Prandtl
p	Pression [Pa]	Nu	Nombre de Nusselt
P	Puissance [W]	Pe	Nombre de Péclet

Liste des symboles Grecs

α	Coefficient d'expansion thermique [-]	μ	Viscosité dynamique [Pa·s]
Δ	Différence, variation	Π	Période de mouvement [s]
δ	Incertitude [-]	ρ	Masse volumique [$kg \cdot m^{-3}$]
ε	Porosité [-]	Υ	Constante de Sommerfeld [-]
η	Efficacité [-]	Φ	Efficacité du matériau [-]
λ	Conductivité thermique [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	χ	Ratio d'énergie de Zeeman [-]

Liste des indices et exposants

0	Initial, tendant vers zéro	i	Initial
ad	Adiabatique	int	Intérieur/ Entrant
blow	Relatif au mouvement du fluide	m	Magnétique
chaude	Relatif à la source chaude	mag	Magnétique
cold	Relatif à la source froide	maillage	Relatif au maillage
cold blow	Mouvement du CHEX au HHEX	max	Maximale
dt	Durée de temps	mec	Mécanique
e	Electronique	Min	Minimale
EMC	Effet magnétocalorique	rel	Relatif
ex	Relatif à l'échangeur	s	Relatif au solide
f	Final / Fluide	span	Ecart froid-chaud
froide	Relatif à la source froide	T	Température
H	Relatif au champ magnétique	t	Temps
hot	Relatif à la source chaude	tot	Totale
hot blow	Mouvement du HHEX au CHEX	w	Profondeur
HT	Transfert thermique		

Liste des constantes physiques

μ_0	Perméabilité magnétique du vide	$4\pi \times 10^{-7}$ [$kg \cdot M \cdot A^{-2} \cdot s^{-2}$]
k_b	Constante de Boltzmann	$1,3806504 \times 10^{-23}$ [$J \cdot K^{-1}$]
g	Facteur de Landé	2 [-]
μ_B	Magnéton de Bohr	$9,27400949 \times 10^{-24}$ [$J \cdot T^{-1}$]
N_A	Nombre d'Avogadro	$6,02214179 \times 10^{23}$ [mol^{-1}]
e^-	Charge de l'électron	$1,60219 \times 10^{-19}$ [C]

Abréviations

AIE	Agence Internationale de l'énergie
AMR	Régénérateur Magnétique Actif (<i>Active Magnetic Regenerator</i>)
AMRR	Réfrigération par Régénération Magnétique Active (<i>Active Magnetic Regenerative Refrigeration</i>)
CFC	ChloroFluoroCarbones
CHEX	Echangeur de chaleur froide
COP	Coefficient de Performance
EMC	Effet magnétocalorique
GES	Gaz à Effet de Serre
GIEC	Groupe des Experts Intergouvernemental sur L'Evolution du Climat
HCFC	HydroChloroFluoroCarbones
HFC	HydroFluoroCarbones
HHEX	Echangeur de chaleur froide
INSA	Institut National des Sciences Appliquées
MMC	Matériau magnétocalorique
OCDE	Organisation de Coopération et de Développement Economiques
OPEP	Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole
RM	Réfrigération magnétique
UE	Union Européenne
UF	Facteur d'utilisation (<i>Utilisation Factor</i>)
WDS	Modèle de Weiss Debye Sommerfeld

Introduction et contexte de la thèse

La réfrigération magnétique est une technologie prometteuse pour la production du froid. L'élément principal d'un système de réfrigération magnétique est le Régénérateur Magnétique Actif (AMR) constitué des matériaux magnéto-caloriques. L'étude du comportement du régénérateur actif est essentielle pour l'optimisation des systèmes de réfrigération magnétique. Par ailleurs, le fonctionnement d'un régénérateur est complexe car caractérisé par un fonctionnement en régime transitoire et par un couplage thermique- fluide-magnétique. L'objectif de ce travail est de développer un modèle multi-physique et multi-échelle de Régénérateur Magnétique Actif AMR en vue d'optimiser le fonctionnement d'un système de réfrigération magnétique.

Le premier chapitre constitue une introduction au contexte énergétique et aux systèmes de réfrigération. Les défis environnementaux d'aujourd'hui, la situation énergétique de l'Union Européenne et du monde, ainsi que les différentes techniques existantes de réfrigération sont présentés.

Le deuxième chapitre est une synthèse sur la réfrigération magnétique. Nous présentons l'histoire de la réfrigération magnétique, les cycles thermodynamiques compatibles avec cette technologie, les matériaux magnéto-caloriques, les fluides caloporteurs, les sources de champ magnétique et la structure des systèmes.

Le troisième chapitre est un état de l'art de travaux existants dans ce domaine, en particulier les modèles numériques des Régénérateur Magnétique Actif AMR. Ensuite, nous faisons une analyse critique de ces modèles et nous présentons notre modèle ainsi que l'apport de la thèse.

Le quatrième chapitre est constitué d'une présentation détaillée du modèle du système magnéto thermique. Les phénomènes physiques mises en jeu, la mise en œuvre du modèle et l'analyse de l'implémentation et de faisabilité du modèle sont présentés.

Dans le but d'obtenir les propriétés thermophysiques des matériaux magnéto-caloriques et de les intégrer dans le modèle, une étude expérimentale est présentée au chapitre cinq. Nous procédons à la mesure de la conductivité thermique des deux matériaux magnéto-caloriques (gadolinium et l'oxyde de praséodyme manganèse). Enfin, pour vérifier la cohérence des résultats obtenus, une comparaison avec les valeurs existantes dans la littérature est présentée.

Le chapitre six est dédié à l'exploitation du modèle du système magnéto thermique. Ce chapitre se décline en trois parties. La première partie est une analyse qualitative du système et montre les températures caractéristiques du système, les caractéristiques de l'écoulement et l'étude des pertes de charge du régénérateur. La deuxième partie est une analyse qualitative des performances du système. Dans cette partie nous étudions l'évolution du coefficient de convection, la puissance frigorifique du système et le coefficient de performance. La dernière partie est une analyse de sensibilité des paramètres du système. Nous étudions l'influence de trois catégories de paramètres comme les paramètres thermophysiques, les paramètres constructifs et les paramètres de fonctionnement.

Le manuscrit se termine par une conclusion générale reprenant les résultats significatifs de ce travail et par des perspectives.

Cette thèse de doctorat a été proposée dans le cadre d'un projet de recherche national financé par l'Agence Nationale de la Recherche. Ce projet, appelé MagCool, porte le titre « Nouveaux matériaux à effet magnétocalorique géant autour de la température ambiante et applications à la réfrigération magnétique ». Il a commencé le 19 janvier 2011 et, initialement prévu d'une durée de 42 mois, a été prolongé avec 12 mois, jusqu'à 31 juillet 2015.

Ce projet est labellisé par le pôle de compétitivité Tenerrdis et réunit 9 partenaires universitaires et industriels, conformément à la figure suivante :

Coordinateur : **G2Elab – Grenoble**

■ Organismes de recherche :

- Institut Néel / CRETA – Grenoble
- ICMCB – Bordeaux
- CRISMAT – Caen
- LGeCo – Strasbourg



■ Entreprises :

- ERASTEEL – Paris
- APERAM – Imphy
- McPhy Energy – La Motte Fanjas
- Cooltech Applications - Holtzheim



Projet labellisé par le pôle de compétitivité : **Tenerrdis**



Figure 1: Les partenaires du projet de recherche MagCool, [1]

MagCool s'inscrit dans la problématique générale de la production du froid et propose, grâce à une approche qui va du matériau jusqu'à l'application, la réfrigération magnétique comme une solution de rupture technique permettant de réaliser des systèmes plus efficaces et moins polluants que les systèmes conventionnels. MagCool a pour ambition, à travers la réalisation d'un module test de réfrigération magnétique, de démontrer la faisabilité de cette technologie à une échelle préindustrielle, d'évaluer ses performances et son apport réel par rapport à la technologie conventionnelle. Les travaux bénéficient des compétences multiples de 9 partenaires universitaires et industriels et sont menés au niveau fondamental et appliqué, en s'appuyant sur la modélisation numérique et l'expérimentation. Ils s'articulent autour des cinq tâches suivantes :

- Synthèse et optimisation des matériaux à EMC géant à l'échelle de laboratoire ;
- Synthèse et optimisation des matériaux à l'échelle "kg" de R&D industriels ;
- Caractérisations physiques ;
- Modélisation thermique et électromagnétique appliquée à la réfrigération magnétique ;
- Dimensionnement, réalisations expérimentales et essais.

Ces tâches permettent d'aborder tous les problèmes liés à cette thématique et d'étudier les trois principales composantes de la réfrigération magnétique qui sont les matériaux, la source de champ et son interaction avec le matériau et le cycle thermique à régénération active.

L'objectif de cette thèse est l'étude de la compréhension du concept de refroidissement magnéto-calorique et le développement numérique d'un système de réfrigération réversible et efficace. Cette thèse a une double approche: théorique et expérimentale. L'approche théorique, basée sur une modélisation numérique, permet de quantifier et optimiser le transfert de chaleur entre un liquide et un alliage magnéto-calorique sous l'influence d'un champ magnétique variable dans des conduites de très faible diamètre hydraulique. L'approche expérimentale, consiste à mesurer les propriétés thermophysiques des matériaux magnéto-caloriques utilisés dans les simulations numériques et de les intégrer dans les équations du modèle numérique. La validation du travail de simulation numérique s'est fait en ajoutant les données expérimentales effectuées sur un module test de réfrigération magnétique, un prototype construit par l'un des partenaires du projet.

Couvrant un domaine scientifique pluridisciplinaire, le travail de thèse se propose de répondre au mieux aux questions liées à la compréhension et au développement d'un concept innovant: le refroidissement par effet magnéto-calorique réversible à la température ambiante. Ce système de réfrigération très efficace peut avoir un rôle à jouer dans le contexte actuel d'augmentation des prix de l'énergie et de problèmes environnementaux. Il offre des avantages considérables par rapport à la technologie des systèmes de refroidissement par compression de gaz. Les avantages incluent un meilleur rendement énergétique, l'élimination des réfrigérants dangereux pour l'environnement et une quasi-absence de bruit et de vibrations.

Chapitre 1

Contexte énergétique et la réfrigération

1.1. La réfrigération en général

1.2. Différents types de techniques de réfrigération

1.2.1. La réfrigération à compression de vapeur

1.2.2. La réfrigération à absorption de gaz

1.2.3. Le refroidissement thermoélectrique

1.2.4. Le refroidissement à adsorption

1 Contexte énergétique et la réfrigération

Peuplé de sept milliards d'individus aujourd'hui, soit quatre fois plus grande qu'il y a un siècle, notre monde en comptera neuf milliards en 2050. De plus en plus demandées, certaines formes d'énergie vont aussi devenir de plus en plus rares du fait de l'épuisement des ressources. L'énergie sera donc de plus en plus coûteuse. Les défis environnementaux, au premier rang la lutte contre le changement climatique, impliquent de modifier rapidement notre modèle de développement. Historiquement, la demande énergétique mondiale a connu une croissance soutenue sur les 40 dernières années, passant de près de 5 000 Mtep¹ en 1970 à 12 000 Mtep en 2010. Elle a été multipliée par plus de 2,4 fois en 40 ans, ce qui correspond à un rythme de croissance annuelle moyen de l'ordre de 2,24 %. Cette tendance, si elle devait se prolonger sur les 40 prochaines années, conduirait à plus que doubler la demande énergétique mondiale à l'horizon 2050 par rapport au niveau de 2010. La demande d'énergie primaire mondiale est satisfaite aujourd'hui à plus de 80 % par les énergies fossiles. Le pétrole est la première source d'énergie, assurant 33 % des besoins mondiaux, suivi par le charbon (27 %) et le gaz (21 %). Les énergies renouvelables satisfont 13 % de la demande, dont 10 % pour l'hydraulique. La part du nucléaire dans la consommation d'énergie primaire s'établit à 6% [2].

La croissance économique mondiale résulte désormais très largement de celles des pays émergents : par exemple, selon l'Agence internationale de l'énergie (AIE), les pays hors OCDE² seraient à l'origine de 90% de la croissance démographique de 70 % de la croissance économique mondiale et de 90 % de la croissance de la demande d'énergie d'ici 2035. La Chine est devenue un acteur majeur sur les marchés énergétiques, sa part dans la consommation d'énergie primaire mondiale ayant dépassé les 20 %, devenant ainsi en 2010 le plus gros consommateur d'énergie mondial, devant les États-Unis (19 %). En 2035, sa consommation pourrait être, toujours selon l'AIE, supérieure de près de 70 % à celle des États-Unis. Son mixe énergétique actuel repose pour plus des deux tiers sur l'utilisation du charbon, ce qui correspond à près de 50 % de la consommation mondiale de charbon.

Au sein de l'Union Européenne la situation est similaire. L'approvisionnement énergétique repose essentiellement sur les énergies fossiles, qui représentent au total 78 % de la consommation de l'UE, soit 40 % pour le pétrole, 23 % pour le gaz naturel et 15 % pour le charbon [3].

La dépendance mondiale aux hydrocarbures soulève une question de sécurité d'approvisionnement. La répartition inégale des gisements contribue à un climat de tension qui pèse sur l'économie et sur la paix mondiale. En effet, ces ressources sont concentrées dans un petit nombre de pays. Certains pays gros consommateurs sont par conséquent très dépendants des importations. A fin 2010, les pays de

¹ Million de tonnes équivalent pétrole

² Organisation de coopération et de développement économiques

l'OPEP³ possèdent plus des trois quarts des réserves mondiales de pétrole et assurent plus de 40 % de la production. De même, 55 % des réserves de gaz (hors gaz non conventionnels), soit 103 000 milliards de mètres cubes sur un total de 187 000, se situent dans trois pays : Russie, Iran et Qatar. La Russie, qui en possède quant à elle près du quart, est le deuxième producteur (18,4 %) derrière les États-Unis (19,3 %). Les réserves de charbon sont mieux réparties même si elles se situent principalement aux États-Unis (27,6 %), en Russie (18,2 %) et en Chine (13,3 %). La Chine, qui assure pourtant près de la moitié de la production mondiale de charbon, est devenue importatrice nette, ce qui témoigne de l'importance de ses besoins énergétiques.

Plus important, les énergies fossiles sont responsables de la plus grande part de nos émissions de Gaz à Effet de Serre (GES). En 2010, les émissions du secteur énergétique s'établissaient à plus de 30 milliards de tonnes de CO₂, soit 50 % de plus qu'en 1990. La Chine est le plus gros émetteur depuis 2007 représentant 40 % des émissions de CO₂ liées à l'énergie, devant les États-Unis ; ils représentent à eux deux plus de 40 % des émissions mondiales [2].

Conformément à une étude du GIEC⁴, les émissions de gaz à effet de serre liées aux activités humaines étaient responsables du changement climatique en cours. Selon leur projections, le réchauffement pourrait atteindre jusqu'à 6°C en moyenne à la surface du globe à l'horizon 2100 en fonction des trajectoires d'émissions retenues.

Un accroissement important de la température du globe augmenterait l'occurrence de certains phénomènes climatiques extrêmes (tempêtes, inondations, canicules, etc.), engendrerait une élévation du niveau des océans, et plus généralement risquerait de modifier profondément les conditions à la surface du globe. Il aurait pour conséquence de mettre en péril de nombreuses populations, et occasionnerait un coût important. Ces menaces ont conduit à une prise de conscience au niveau international. Il est nécessaire d'améliorer l'efficacité énergétique, d'encourager les innovations et de favoriser la pénétration du marché par les nouvelles technologies.

Depuis plusieurs années déjà, la communauté mondiale a adopté plusieurs stratégies pour limiter les émissions de GES et pour prévenir l'augmentation de la consommation d'énergie. Plusieurs protocoles ou conventions ont été signés comme la Convention de Vienne (signé le 22 mars 1985), le protocole de Montréal (signé le 16 septembre 1987) ou bien le protocole de Kyoto (signé le 11 décembre 1997). Dans ces protocoles, plusieurs textes législatifs sont créés qui visent à lutter contre le phénomène de changement climatique, à limiter les émissions de GES et à protéger la couche d'ozone.

Un des domaines les plus concernés par l'application de ces mesures c'est le domaine de la réfrigération, qui représente une part importante dans la

³ Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole

⁴ Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat

consommation totale d'énergie. Au niveau mondial, la production de froid est responsable de 15 % de la consommation mondiale d'électricité [4]. Dans les pays développés ce pourcentage augmente jusqu'à 20 % aux Etats-Unis et jusqu'à 25 % au Japon [5].

A l'heure actuelle, la quasi-totalité des systèmes de réfrigération sont basés sur la technologie de compression de vapeur d'un fluide frigorigène (changement de phase liquide-gaz). Cette technologie existe depuis plus de 150 ans, depuis sa mise au point en 1835 par Perkins en utilisant de dioxyde de carbone, ammoniac et dioxyde de soufre [6].

Plus tard, d'autres substances ont été proposées, comme les chlorofluorocarbures (CFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) en raison de leur absence de toxicité et flammabilité. Ces substances ont été utilisées jusqu'à récemment, quand à partir de 1 janvier 2001 les CFCs ont été interdits suite au protocole de Montréal (1987) et les HCFCs seront interdits après 2015 [7]. Ces substances ont été classées comme responsables de la destruction de la couche d'ozone. Ces fluides frigorigènes ont été remplacés par des hydrofluorocarbures (HFC) qui sont inoffensifs pour la couche d'ozone mais ils sont de puissants gaz à effet de serre (GES).

Plus récemment, pour remplacer les HFC, on utilise des fluides naturels comme le dioxyde de carbone (R744), l'ammoniac (R717) ou l'eau (R718). Néanmoins, tous ces fluides possèdent d'autres inconvénients comme l'utilisation des conduits et composants très chers pour le dioxyde de carbone parce qu'il fonctionne à des hautes pressions, la réglementation très contraignante pour l'ammoniac parce que c'est un fluide très toxique ou bien la taille très grande des composants pour l'utilisation de l'eau parce que sa puissance volumique est très faible et ça nécessite l'utilisation des débits très élevés.

En plus des contraintes environnementales, la réfrigération à compression a atteint sa limite d'efficacité. Pour remplacer cette technologie, les scientifiques ont commencé ces dernières années à explorer des nouvelles technologies pour le refroidissement comme le refroidissement thermoélectrique, le refroidissement thermoacoustique et la réfrigération magnétique.

La réfrigération magnétique possède plusieurs avantages comme l'absence de polluants atmosphériques, faible niveau de bruits, la recyclabilité des matériaux et surtout un rendement énergétique potentiellement nettement supérieur à celui de l'effet Peltier, thermoacoustique ou d'un cycle thermodynamique classique.

Cette technologie propose des systèmes propres et performants pouvant s'intégrer dans des nombreuses applications comme la réfrigération industrielle, la réfrigération domestique, le refroidissement des systèmes portables (électronique, médical, etc.), la climatisation domestique ou des automobiles. Les prototypes construits ont obtenu des différences de température autour de 30 K, avec un COP compris entre 3 et 15 et une efficacité pouvant atteindre les 60% du cycle de Carnot

[8]. Plus récemment, des prototypes avec une plus grande puissance ont été construits. Bahl et al. [9] ont obtenu avec 2,8 kg de sphères de gadolinium une puissance de 1010 W pour une différence maximale de température de 25,4 K.

A notre connaissance, le plus puissant prototype jusqu'au maintenant⁵ a été construit par *Astronautics Technology Center* aux Etats-Unis ayant une puissance maximale de 3042 W dans le cas d'une charge nulle et 2502 W dans le cas d'une différence de température de 11 K [10].

Nous pouvons remarquer que cette technologie propre et performante est arrivée à la phase de pré-industrialisation, avec des prototypes capables de fournir des puissances et des différences de température comparables avec la technologie actuelle ayant des meilleurs rendements énergétiques. Mais avant leur déploiement commercial, les réfrigérateurs magnétiques doivent passer des tests pour acquérir un retour d'expérience par rapport aux différentes applications envisageables.

1.1 La réfrigération en général

La réfrigération est le procédé permettant d'obtenir et de maintenir un système à une température inférieure à celle de l'environnement. Le but principal de la réfrigération est le conditionnement thermique.

La production de froid est fondamentalement différente et beaucoup plus difficile à réaliser que la production de la chaleur. Les humains ont appris à produire de la chaleur il y a 500 000 ans (dans les périodes glaciaires), tandis que le refroidissement a commencé il y a 150 ans seulement (au 19^{ème} siècle).

Une grande différence entre la réfrigération et le chauffage est la plage de température disponible pour la climatisation des locaux: il est très facile d'augmenter la température d'un système plus de 1000 K (par exemple par combustion d'un combustible dans l'air). Au contraire, il est impossible d'abaisser la température de l'environnement de 1000 K. La réfrigération est beaucoup plus difficile à obtenir que le chauffage parce que l'énergie thermique ne peut pas s'écouler que du côté chaud vers le côté froid.

Le but de réfrigération est d'amener (ou de maintenir) un système à une température inférieure à celle de l'environnement. Aujourd'hui, d'ailleurs, nous voulons également la climatisation, des boissons fraîches et des aliments réfrigérés donc la réfrigération est utilisée afin de mieux répondre à tous ces besoins pour le confort fondamental de l'homme.

Peut-être que l'application de base de la réfrigération est la conservation des aliments, mais la réfrigération n'est pas seulement importante pour la conservation et le transport des aliments. De même, des espaces climatisés sont nécessaires pour le confort humain, les animaux, l'électronique, pour des opérations de machines de précision, patinoires artificielles, les parcs à neige, etc.

⁵ Octobre 2014 – rédaction de ce chapitre de la thèse

En termes économiques, la plus grande partie des ventes des systèmes de réfrigération en 2000 (environ 30%) étaient pour les applications mobiles, avec un autre 25% pour les unités fixes de climatisation, 25% pour les réfrigérateurs et congélateurs domestiques et 20% pour les systèmes commerciaux fixes. Les équipements de réfrigération consomment 15 % de la production mondiale d'électricité. Les pics de demande d'électricité de nos jours sont plus fréquentes au cours de la période estivale, non seulement dans les pays du Sud, mais aussi dans la plupart de l'UE, en raison de l'utilisation croissante de la climatisation (qui dépend surtout de l'électricité) et a dépassé la consommation associée pour le chauffage (qui dépend surtout de gaz et de pétrole).

1.2 Différents types de techniques de réfrigération

1.2.1 La réfrigération à compression de vapeur

Le réfrigérateur à compression de vapeur est fondé sur la condensation de vapeur d'un fluide réfrigérant à la suite d'une compression, et son évaporation à la suite d'une détente. C'est le procédé le plus répandu pour la production du froid, avec des domaines d'applications très variés comme le domaine industriel, domestique, du transport, alimentaire, médical, etc. Ce principe est inverse à celui employé dans les pompes à chaleur, ce qui nous fait appeler improprement ce système, une pompe à chaleur inversée.

Les systèmes à compression utilisent quatre éléments pour le cycle de réfrigération: le compresseur, le condenseur, le détendeur (capillaire dans le cas de frigo domestique) et l'évaporateur, conforme à la Figure 2. On utilise la relation pression-température pour permettre le changement d'état du fluide frigorigène. La vapeur de fluide frigorigène est comprimée pour permettre la condensation à température ambiante. Elle est refroidie dans le condenseur et se liquéfie. Le détendeur permet ensuite d'amener le liquide frigorigène à une pression suffisamment basse pour que celui-ci puisse s'évaporer dans l'évaporateur en captant la chaleur présente, ce qui entraîne la baisse de température dans l'enceinte où se trouve l'évaporateur. Le fluide ainsi vaporisé retourne vers le compresseur et le cycle recommence. Les principaux avantages de ces systèmes sont leur efficacité thermique, leur coût de production relativement bas et leur fiabilité et maturité technologique. Leur inconvénient majeur reste dans l'utilisation des fluides frigorigènes dangereux pour l'environnement, en cas de fuite.

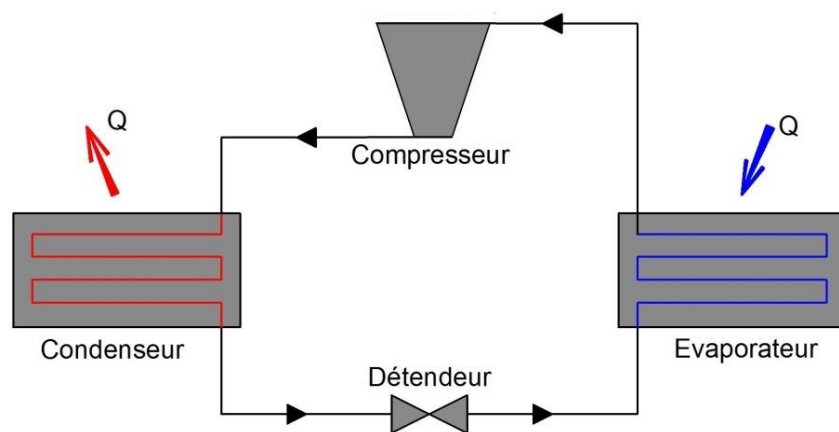


Figure 2: Schéma du fonctionnement d'un dispositif de réfrigération à compression de vapeur

Les cycles de compression de vapeur fonctionnent généralement avec des réfrigérants à un seul composant, comme $C_2H_2F_4$ (R134a), ou de n-butane (R600), mais des mélanges sont aussi utilisées (par exemple R410A, un mélange en proportion 50/50 de CH_2F_2 et C_2HF_5). Les mélanges frigorigènes ne changent pas sensiblement l'efficacité, mais permettent une meilleure adéquation des pressions de fonctionnement et de réguler le débit massique par un changement de composition.

1.2.2 La réfrigération à absorption de gaz

La réfrigération à absorption de gaz utilise une source de chaleur pour faire tourner le cycle qui permettra d'extraire la chaleur, à la place du compresseur utilisé habituellement. Ce mode de fonctionnement est intéressant lorsque l'électricité n'est pas disponible facilement (trop rare: refuge de haute montagne ou bergerie, trop chère: caravane ou camping-car), ou bien lorsque l'on dispose d'une source de chaleur pratiquement gratuite (fort ensoleillement, gaz ou liquide chaud issu d'une turbine ou d'un procédé industriel, etc.). Ce système est moins bruyant, car il utilise la pression issue de la distillation à la place du compresseur qu'on trouve dans les réfrigérateurs ordinaires. Il est donc également apprécié dans les chambres d'hôtel.

Comme dans la réfrigération à compression, l'évaporation d'un liquide à basse température absorbe la chaleur du milieu froid. La différence reste dans la façon dont le gaz se transforme en liquide. Alors que le réfrigérateur à compression utilise la compression mécanique d'un gaz suivi d'une détente de ce même gaz, le réfrigérateur à absorption utilise un procédé qui remplace l'effet du compresseur par celui de la distillation dans un circuit fermé. Il fonctionne grâce à un fluide frigorigène et un solvant.

Le cycle de refroidissement se déroule en quatre étapes :

- L'ammoniac liquide est vaporisé du côté froid, en absorbant de la chaleur ; il se transforme en ammoniac gazeux;
- Cette solution à base d'ammoniac est absorbé par l'ammoniac à basse concentration, formant une solution d'ammoniac concentrée ;

- Cette solution est chauffée dans un bouilleur: l'ammoniac s'évapore, sa pression et sa température augmentent, tandis que la solution s'appauvrit et régénère l'ammoniac à basse concentration;
- La solution (ammoniac chaud et peu concentré) est refroidie dans un radiateur puis retourne dans le compartiment d'absorption ;

Parallèlement, l'ammoniac gazeux à haute pression et haute température passe dans un autre radiateur pour y être refroidi (évacuant au passage les calories du système), ce qui suffit à le faire retourner à l'état liquide, pour un nouveau cycle.

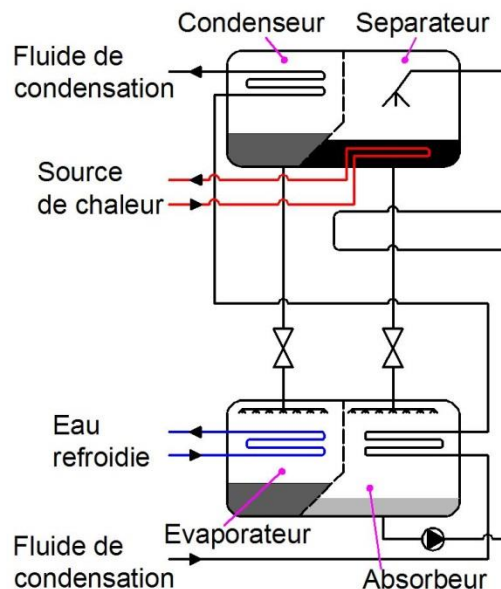


Figure 3: Schéma du fonctionnement d'un dispositif de réfrigération à absorption

L'ammoniac est traditionnellement utilisé comme réfrigérant pour les systèmes jusqu'à -40°C , la plage de réfrigérateurs commerciaux. Dans ce cas, l'eau est utilisée comme solvant. Pour la réfrigération non gel (jusqu' à 0°C), un choix plus simple est d'utiliser l'eau comme réfrigérant et une solution saline aqueuse de bromure de lithium comme solvant. Les systèmes $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sont en usage depuis 1940, avec une limite de refroidissement pratique à 5°C .

1.2.3 Le refroidissement thermoélectrique

Le refroidissement thermoélectrique est une technique de refroidissement utilisant la thermoélectricité. On utilise pour cela des modules Peltier qui transforment un courant électrique en une différence de température. Les modules Peltier sont des dispositifs composés de semi-conducteurs de type N et de type P. Les semi-conducteurs sont disposés de façon alternés et séparés les uns des autres par un métal conducteur électrique, conformément à la Figure 4 . Le système ainsi construit absorbe de la chaleur d'un côté et libère de la chaleur de l'autre.

Les matériaux utilisés dans cette technologie sont notamment le tellure de bismuth (Bi_2Te_3) utilisé dans les modules Peltier commerciaux, ou des alliages silicium-germanium (SiGe) utilisés pour l'alimentation des sondes spatiales dans des générateurs thermoélectriques à radio-isotope.

L'utilisation de refroidisseurs à effet Peltier pour divers secteurs d'applications atteste des avantages comme un poids et un encombrement réduits, une grande fiabilité due à l'absence de pièces en mouvement, l'absence de bruit et de vibration en fonctionnement et la possibilité de passer en mode chauffage par simple inversion du courant dans le module.

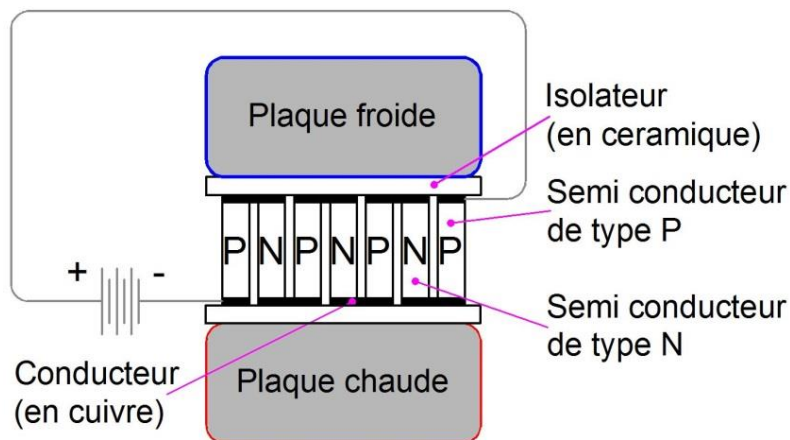


Figure 4: Schéma du fonctionnement d'un dispositif de réfrigération thermoélectrique

Cependant, à cause d'un rendement faible de cette technologie dû à une consommation électrique élevée et une dépendance de la température ambiante due à un écart faible de température qui peut être réalisé, les applications sont restreintes. Les modules Peltier sont utilisés pour les applications mobiles en médecine (transfert du sang, etc.) ou dans le refroidissement des microprocesseurs.

1.2.4 Le refroidissement à adsorption

Les systèmes de refroidissement à adsorption utilisent l'affinité réciproque des molécules d'un adsorbat, le frigorigène, et d'un solide adsorbant. L'adsorption est un phénomène qui s'effectue sur la surface de contact entre la vapeur du frigorigène et le solide adsorbant qui doit présenter la plus grande surface de contact possible par unité de masse d'adsorbant.

Les frigorigènes utilisés le plus souvent sont l'eau, le méthanol ou l'ammoniac pour les températures négatives. Les adsorbants sont le charbon actif, les zéolithes, le gel de silice et l'argile activée.

Un des exemples des systèmes à adsorption est la roue desséchante, présenté dans la Figure 5. Ce système se compose d'une roue remplie d'une structure en nid d'abeille présentant une grande surface de contact avec l'air. Cette structure est entièrement recouverte d'un enduit adsorbant l'eau atmosphérique. La roue tourne lentement ; L'air neuf, humide, traverse le secteur de déshumidification où une partie de son eau est fixée par l'adsorbant ; il est donc chaud et déshumidifié. En tournant, la roue amène le medium chargé d'eau dans le secteur de régénération traversé par un courant d'air chaud qui provoque la désorption de cette eau. Ce système, initialement prévu pour être un assécheur d'air, est utilisé pour la climatisation par voie solaire. Il fonctionne avec le gel de silice qui est un agent desséchant synthétique non toxique et non corrosif produit par coagulation d'une

solution colloïdale d'acide silicique. Il s'agit d'un minéral d'origine naturelle qui est purifié et transformé soit en granulés soit sous forme perlée. Le gel de silice agit comme une éponge, les pores interconnectés (environ 2,4 nm de diamètre) contenant de l'eau par adsorption et condensation capillaire (il peut adsorber environ 40% de son poids en vapeur d'eau saturées). Le gel de silice donne les meilleurs résultats à des températures ambiantes comprises entre 25 ... 35° C et à une humidité entre 60 à 90 % d'humidité relative et va baisser l'humidité relative dans un milieu à environ 40 % d'humidité relative. A des températures supérieures l'absorption de vapeurs devient moins efficace jusqu'à 105° C où il ne n'absorbe plus.

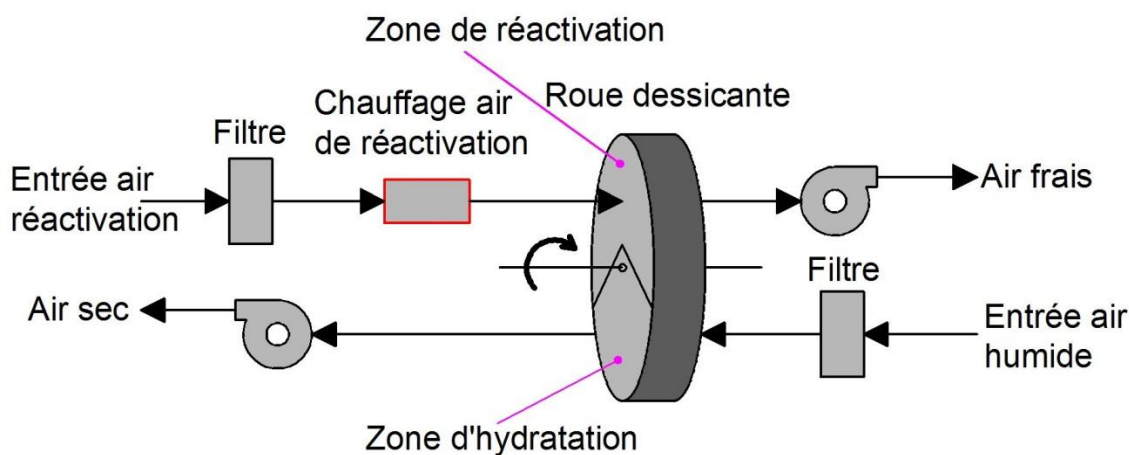


Figure 5: Schéma de fonctionnement d'un dispositif de refroidissement à adsorption

Chapitre 2

Théorie et définitions sur la réfrigération magnétique

2.1. Historique

2.2. Introduction

2.3. L'effet magnétocalorique

2.4. La théorie thermodynamique de l'EMC

2.5. Les cycles magnéto-thermodynamiques

2.5.1. Le cycle magnétique de Carnot

2.5.2. Le cycle magnétique d'Ericsson

2.5.3. Le cycle magnétique de Brayton

2.5.4. Le cycle magnétique d'AMRR (Réfrigération par régénération magnétique active)

2.6. Les matériaux magnétocaloriques

2.7. Les fluides caloporteurs

2.8. Les sources de champ magnétique

2.9. Modélisation de l'effet magnétocalorique

2.9.1. Approche analytique de l'EMC : modèle WDS (Weiss, Debye et Sommerfeld)

2.9.2. Approche semi-expérimentale de l'EMC : interpolation de valeurs expérimentales de $C_{H,p}$ et ΔT_{ad} du matériau

2.9.3. Propriétés magnétothermiques du gadolinium

2.10. Conclusion

2 Théorie et définitions sur la réfrigération magnétique

Répondre aux besoins croissants en réfrigération et climatisation et réduire en même temps les émissions de gaz à effet de serre passe par la recherche de nouveaux principes et techniques de production de froid. C'est pourquoi la réfrigération magnétique suscite actuellement l'intérêt des nombreuses équipes de recherche en Europe, aux Etats Unis, en Chine et au Japon.

Le principe du froid magnétique repose sur l'exploitation de l'effet magnétocalorique qui se traduit par une variation instantanée et réversible de la température des certains matériaux lorsqu'ils sont soumis à une variation de l'entropie magnétique.

2.1 Historique

L'effet magnétocalorique a été découvert par Emil Warburg, professeur à l'Université de Strasbourg, en 1881 dans le fer [11]. Une explication théorique a été donnée quelques années plus tard, en 1918, à l'Académie des Sciences de Paris par Pierre Weiss et Auguste Piccard [12].

Dans les années 1920, le chimiste William Giauque et le physicien Peter Debye ont proposés d'utiliser cette méthode pour obtenir des températures très basses, au-dessous de 1 K en utilisant le principe de l'aimantation et désaimantation adiabatique. C'est en 1933 que W.F. Giauque et P. D. MacDougall ont utilisé pour la première fois cet effet, en cryogénie, pour atteindre 0,25 K, en utilisant un sulfate de gadolinium comme matériau magnétocalorique et un champ magnétique de 0,8 T.

768

LETTERS TO THE EDITOR

Attainment of Temperatures Below 1° Absolute by Demagnetization of $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$

We have recently carried out some preliminary experiments on the adiabatic demagnetization of $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$ at the temperatures of liquid helium. As previously predicted by one of us, a large fractional lowering of the absolute temperature was obtained.

An iron-free solenoid producing a field of about 8000 gauss was used for all the measurements. The amount of $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$ was 61 g. The observations were checked by many repetitions of the cooling. The temperatures were measured by means of the inductance of a coil surrounding the gadolinium sulfate. The coil was immersed in liquid helium and isolated from the gadolinium by means of an evacuated space. The thermometer was in excellent agreement with the temperature of liquid helium as indicated by its vapor pressure down to 1.5°K.

On March 19, starting at a temperature of about 3.4°K, the material cooled to 0.53°K. On April 8, starting at about 2°, a temperature of 0.34°K was reached. On April 9, starting at about 1.5°, a temperature of 0.25°K was attained.

It is apparent that it will be possible to obtain much lower temperatures, especially when successive demagnetizations are utilized.

W. F. GIAUQUE
D. P. MACDOUGALL

Department of Chemistry,
University of California,
Berkeley, California,
April 12, 1933.

Figure 6: Extrait d'un article rédigé par Giauque et MacDougall relatant leurs expérimentations [13]

Plus tard, 68 ans après la découverte de l'effet magnétocalorique par Emil Warburg, grâce à ses recherches W.F. Giauque a reçu le prix Nobel en chimie en 1949 [13], pour ses contributions dans le champ de la chimie thermodynamique, particulièrement à propos du comportement des substances à températures extrêmement basses (proches du zéro absolu).

"The adiabatic demagnetization method of producing low temperatures was an unexpected by-product of our interest in the third law of thermodynamics. [...] By means of appropriate thermodynamic equations it was possible to calculate the change of entropy when a magnetic field is applied. I was greatly surprised to find, that the application of a magnetic field removes a large amount of entropy from this substance, at a temperature so low that it had been thought that there was practically no entropy left to remove."

Discours de réception du prix Nobel de Chimie par William Giauque,
12 décembre 1949 [14]

Par la suite, de nombreux chercheurs ont utilisé cette technique pour atteindre les très basses températures. Parmi les différents travaux de mis en œuvre de la réfrigération magnétique on peut citer De Haas et al. en 1934 qui ont utilisé la fluorure de cérium, de l'éthylsulfate de dysprosium et de l'éthylsulfate de cérium. Ils ont obtenu une température de 0,08 K avec l'éthylsulfate de cérium dans une variation de champ magnétique de 2,6 T [15].

Toujours en 1934, Kurti et Simon ont réussi à atteindre 0,1 K en utilisant du sulfate d'ammonium et manganèse dans un changement de champ magnétique de 2,6 T [16]. Plus tard, en 1949 Heer et al. ont proposé d'utiliser l'effet magnétocalorique pour réaliser un cycle de réfrigération continu. Après quelques années ils ont utilisé l'alun de chrome pour maintenir un réservoir à une température proche de 0,3 K en 1953 et jusqu'à 0,26 K en 1954 [17].

Le premier système multi-étage a été fait en 1951 par Darby et al., en développant un système de réfrigération magnétique à deux étages [18]. Il était composé des deux matériaux ayant des températures des Curie différentes dans chaque étage, d'alun de fer dans le premier étage et pour le deuxième étage il a utilisé un mélange d'alun d'aluminium et d'alun de chrome. Avec cette configuration il a réussi d'atteindre 3 mK sous un champ magnétique de 0,42 T.

Ensuite, plusieurs systèmes multi-étages ont été construits pour atteindre les très basses températures, jusqu'à 10^{-8} K, pour étudier les propriétés physiques des matériaux à proximité du zéro absolu. Tous ces systèmes sont d'une puissance très faible (l'ordre de microwatts) avec une quantité de matériau magnétocalorique très faible, de quelques grammes [19].

En 1976, Brown a construit le premier système de réfrigération magnétique à la température ambiante, utilisant l'aimantation et la désaimantation adiabatique du gadolinium (température de Curie de 293 K). Le système était à base d'une géométrie à plaques parallèles entre lesquelles circulait un fluide caloporteur à base d'eau et d'alcool. Avec ce dispositif il a obtenu une température de -1° C du côté froid et de 46° C du côté chaud, soit un écart de température de 47 K, sans charge thermique en utilisant un aimant supraconducteur générant un champ magnétique de 7 T [20]. Deux ans plus tard, en 1978 Steyert a proposé un système basé sur une configuration rotative avec des forces d'attraction entre aimant et le matériau qui s'équilibrent avec une efficacité proche du rendement de Carnot pour une différence de température de 14 K [21].

En utilisant des aimants non supraconducteurs, la variation adiabatique de la température de la totalité des matériaux magnétocaloriques est trop faible pour permettre d'obtenir des systèmes utilisables dans des applications industrielles. Par exemple, la valeur de la variation adiabatique de la température du gadolinium, qui est le plus connu matériau magnétocalorique, est d'environ 2,8 K dans un champ magnétique de 1 T. Pour les applications industrielles, cet inconvénient est majeur parce qu'en utilisant des aimants supraconducteurs le rendement du système est trop bas et en utilisant des aimants non supraconducteurs l'écart de température produit est trop bas.

La solution a été donnée par Barclay et Steyert en 1982 [22] quand ils ont breveté le concept de régénération active utilisant le matériau magnétocalorique à la fois comme un matériau régénérateur et comme un réfrigérant. En conséquence, l'écart de température entre la source de chaleur et le dissipateur de chaleur a été considérablement augmenté. Ce concept porte le nom de Régénérateur Magnétique Actif (AMR – *Active Magnetic Regenerator*) et consiste d'un régénérateur passif conventionnel où a été ajoutée une variation de champ magnétique en même temps avec un mouvement alternatif de la direction d'écoulement d'un fluide. L'AMR se comporte alors comme un ensemble de machines thermodynamiques en séries. Ce système utilise en son fonctionnement un cycle thermodynamique spécial, de réfrigération par régénération magnétique active appelé cycle d'AMRR (*Active Magnetic Regenerative Refrigeration*) qui est basé sur un cycle Brayton.

Plus récemment, en 1990 le premier régénérateur multi-étage a été construit [23]. Green et al. ont obtenu un écart de température de 24 K avec son système constitué de plusieurs matériaux magnétocaloriques, terbium, gadolinium-terbium et terbium disposé en fonction de leur température de Curie.

Dans la seconde moitié des années 1990, la réfrigération magnétique à température ambiante a commencé à être comptée pour des applications industrielles par des scientifiques et les industrielles du secteur du froid avec la découverte de l'effet magnétocalorique appelé « géant » en 1997 par Pecharsky et Gschneidner Jr. dans un alliage de gadolinium-germanium-silicium avec une température de Curie de 270 K [24]. L'effet magnétocalorique de ce matériau est environ 50% plus important que celui du gadolinium pour la même valeur de champ magnétique.

Un an plus tard, en 1998 le laboratoire AMES (aux Etats-Unis) et l'entreprise Astronautics Corporation ont réalisé le premier prototype de réfrigération magnétique à température ambiante délivrant une puissance suffisante pour des applications industrielles, de 600 W. Le prototype de Zimm et al. était composé d'un aimant supraconducteur générant un champ magnétique de 5 T obtenant un coefficient de Performance (COP) d'environ 10, un maximum de 60% du COP de Carnot pour un écart de température de 10 K [25].

Dans des applications conventionnelles de la réfrigération magnétique à température ambiante, l'utilisation des aimants supraconducteurs est très difficile et parfois impossible. La seule solution pour que la réfrigération magnétique soit un vrai candidat pour des applications courantes de réfrigération autour de la température ambiante est d'utiliser des aimants permanents comme source de champ magnétique. Leurs avantages du point de vue de la construction sont multiples : ils

sont plus compacts, ils consomment moins d'énergie et ils ne nécessitent pas des systèmes de refroidissement. En 1988 Kirol et Dacus [26] ont réalisé le premier prototype avec des aimants permanents. Leur système les a permis d'obtenir un écart maximal de température de 11 K avec une intensité de champ magnétique de 0,9 T.

Plus tard, en 2001, un autre prototype avec cette configuration a été construit par Astronautics Corporation [27]. Ensuite, les prototypes de réfrigération magnétique utilisant les aimants supraconducteurs vont disparaître progressivement laissant la place pour des prototypes avec des aimants permanents.

Ensuite, une nouvelle configuration a été introduite avec une meilleure performance en termes de puissance thermique et COP, les prototypes rotatifs. Le premier prototype de ce type a été fabriqué par Astronautics Corporation en 2006 [28] avec des aimants permanents de NdFeB générant un champ magnétique de 1,5 T. Ils ont obtenu une puissance thermique de 27 W et un écart de température de 25 K à une vitesse de rotation de 240 tours par minute. Également en 2006 un prototype de régénérateur rotatif avec des aimants permanents a été présenté par Cooltech Applications, en France [29].

Avec le développement de cette technologie au cours des années, plusieurs équipes de recherche ont commencé à travailler sur ce sujet et les publications faisant référence à l'effet magnétocalorique (EMC) ont fortement augmenté.

Nous pouvons observer dans la Figure 7 le nombre des publications parues annuellement contenant le mot « *magnetocaloric* » dans le titre, le résumé ou dans les mots clés. Depuis la découverte de l'effet magnétocalorique géant, en 1997 le nombre des publications ont augmenté exponentielle. La figure est adaptée de [30] et a été mise à jour jusqu'à mars 2014.

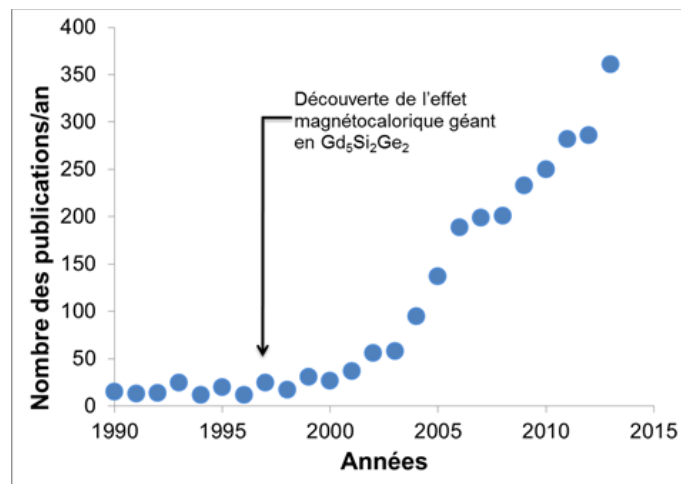


Figure 7: Nombre de publications parues annuellement contenant le mot « *magnetocaloric* », figure adaptée de [30] et mise à jour jusqu'à mars 2014.

Comme le nombre d'équipes de recherche dans ce domaine a considérablement augmenté au bout des dernières années, dans le sujet de la réfrigération magnétique les chercheurs dans ce domaine se sont réunis pour la première fois dans une conférence spécialement destinée.

Thermag I, la première conférence sur la réfrigération magnétique autour de la température ambiante a eu lieu en 2005 à Montreux, en Suisse. Lors de cette conférence plusieurs prototypes ont été présentés comme celui de Lu et al [31]. Ce prototype a atteint un écart de température de 25 K sous un champ de 1,4 T. Un autre prototype avec des aimants permanents atteignant une différence de température de 50 K avec un champ magnétique de 2 T a été présenté par Rowe et Tura [32].

Thermag II, la deuxième conférence a eu lieu à Portoroz en Slovénie. Dans cette conférence plusieurs prototypes ont été présentés. Parmi ces prototypes on peut citer le prototype d'Okamura et al. [33] ayant une puissance de 540 W dans un champ magnétique de 1,1 T et le prototype de Zimm et al. [34] avec une puissance de 220 W dans un champ magnétique de 1,4 T.

Dans la troisième conférence, *Thermag III*, qui a eu lieu à Des Moines, Iowa, aux Etats-Unis, la plupart des articles sont concentrés sur les nouveaux matériaux magnétocaloriques, principalement basés sur des terres rares.

La quatrième conférence, *Thermag IV*, a eu lieu à Baotou, Chine, en 2010. Lors de cette conférence, plusieurs équipes ont présenté des prototypes préindustriels comme Balli et al. [35] et Russek et al. [36]. Le prototype de Balli et al. était de type linéaire et compact, destiné à compenser les forces magnétiques lors du déplacement du régénérateur. Le prototype de Rusek et al. avait une puissance de 840 W, fonctionnant à des fréquences élevées, jusqu'à 4 Hz.

En 2012 a eu lieu la cinquième conférence, *Thermag V*, à Grenoble, France. La recherche s'est orientée plutôt vers les nouveaux matériaux magnétocaloriques à base de Lanthane et vers les prototypes avec des grandes puissances. Astronautics Corporation ont présenté une publication d'un prototype avec une puissance de 1704 W avec un écart de température de 11,1 K ayant un COP de 2,2 [37]. Autre publication d'un prototype a été présentée par les chercheurs danois d'Université Technique du Danemark (DTU) utilisant un régénérateur de 2,8 kg de sphères de gadolinium. Ce prototype a obtenu un écart de température de 18,9 K avec une puissance de 200 W [37].

La sixième conférence, *Thermag VI* s'est tenue à Victoria, Canada en septembre 2014. Lors de cette conférence plusieurs communications sur des systèmes avec une grande puissance ont été présentées. Bahl et al. [9] ont présentées une publication d'un prototype avec une puissance maximale de 1010 W et une différence maximale de température de 25,4 K. Le laboratoire Astronautics Technology Center aux Etats-Unis a présenté une publication d'un prototype ayant une puissance maximale de 3042 W dans le cas d'une charge nulle et 2502 W dans le cas d'une différence de température de 11K [10].

2.2 Introduction

La réfrigération magnétique est une technologie émergente pour produire du froid qui exploite l'effet magnéto-calorique. Cette technologie possède plusieurs avantages par rapport aux autres technologies existantes comme :

- Grande efficacité thermodynamique : les prototypes construits ont obtenus des différences de température autour de 30 K avec un COP compris entre 10 et 12, et un rendement pouvant atteindre les 60 % du rendement du cycle Carnot [8] ;
- Impact environnemental très réduit : elle utilise comme réfrigérant des matériaux solides et inertes et comme liquides caloporteurs des solutions aqueuses complètement non-toxiques ;
- Faible niveau du bruit et des vibrations : à la place du compresseur traditionnel elle utilise des aimants qui n'entrent pas en contact avec le matériau ;
- Longue durée de vie et grande fiabilité : les fréquences du mouvement sont très basses, il y a peu des pièces mobiles et l'effet magnéto-calorique ne diminue pas avec le temps ;
- Poids et encombrement faibles : la densité de chaleur absorbée par les matériaux magnéto-caloriques est très élevée par rapport aux fluides frigorigènes ce qui donne un très bon rapport puissance/volume ;
- Recyclabilité totale des systèmes après leur usage : les matériaux, les aimants et même les fluides caloporteurs peuvent être récupérés et réutilisés en totalité.

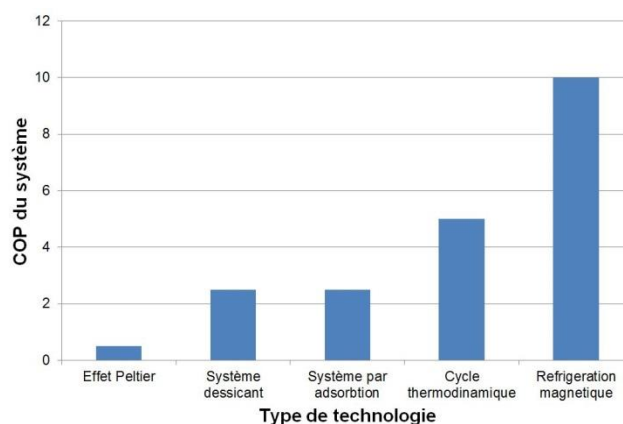


Figure 8: Comparaison des performances de différentes technologies de réfrigération, *figure adaptée de [38]*

2.3 L'effet magnéto-calorique

L'effet magnéto-calorique (EMC) est une propriété intrinsèque des matériaux magnétiques qui se traduit par une variation instantanée et réversible de leur température ou leur entropie lorsqu'ils sont soumis à une variation de champ magnétique. Cet effet est maximal à la température de transition de la phase ferromagnétique (état ordonné) à la phase paramagnétique (état désordonné), appelée température (ou point) de Curie, ou température de Néel.

Dans la Figure 9 on peut observer l'effet d'un champ magnétique appliqué dans un matériau ferromagnétique, au-dessus de sa température de transition. Si un matériau magnétique est exposé à un champ magnétique, les spins magnétiques des électrons des atomes, d'abord désorientés, s'alignent. Cette réaction est exothermique et la chaleur peut être libérée dans l'atmosphère ambiante. Si le champ magnétique est ensuite enlevé, ce procédé est endothermique et la température du matériau va diminuer parce que les spins magnétiques se désorientent. La chaleur de la charge thermique peut être extraite en utilisant un milieu caloporteur comme de l'eau, de l'air ou d'autres substances en fonction de l'application.

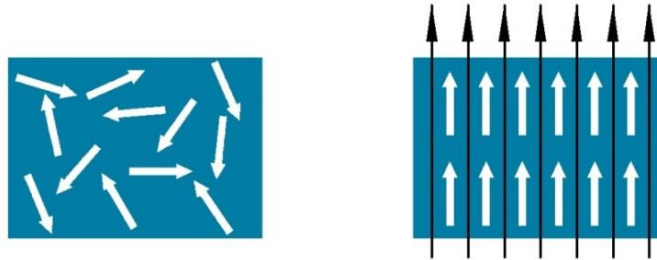


Figure 9: Action du champ magnétique sur l'alignement des spins des électrons d'un solide magnétique : a) sans champ magnétique et b) soumis au champ magnétique, *image adaptée de [39]*

A la pression constante, l'entropie totale d'un matériau magnétocalorique peut être décomposée en trois sources distinctes, conformément à la relation suivante [40] :

$$S(H, T) = S_M(H, T) + S_R(H, T) + S_E(H, T) \quad (1)$$

où S_M est l'entropie magnétique spécifique aux degrés de liberté du système des spins, S_R est l'entropie du réseau cristallin provenant de la vibration du réseau et S_E est l'entropie électronique spécifique provenant de la vibration des électrons du matériau.

L'EMC peut être quantifié comme le changement réversible de la température du matériau (ΔT_{ad}) sous l'influence d'un champ magnétique variable dans un processus adiabatique, ou le changement réversible de l'entropie magnétique (ΔS_m) dans un processus isotherme. La relation entre les deux propriétés est illustrée dans la Figure 10.

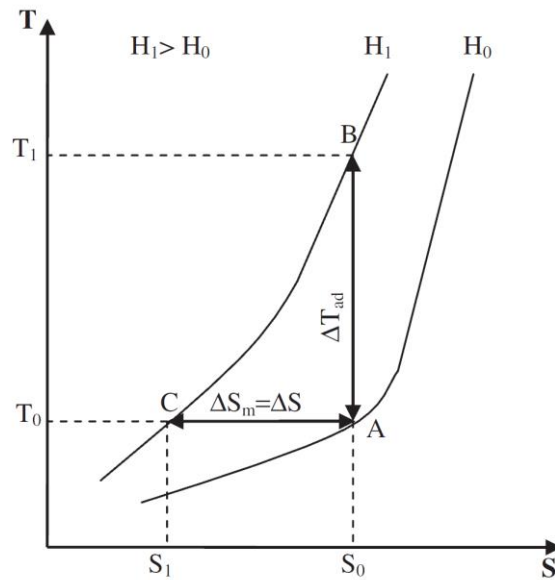


Figure 10: Variation de la température et de l'entropie d'un matériau en fonction du champ magnétique appliqué, *figure adaptée de [39]*

L'application d'un champ magnétique peut provoquer un changement adiabatique de température dans le système ($\Delta T_{ad} = T_1 - T_0$) ou à un changement isotherme d'entropie magnétique ($\Delta S_m = S_1 - S_0$). La première se produit lorsque l'entropie est maintenue constante, tandis que la seconde s'est produite lorsque la température est maintenue constante. Les deux ΔT_{ad} et ΔS_m sont des valeurs caractéristiques de l'effet magnétocalorique, en fonction de la température initiale T_0 et de la valeur de variation de l'intensité du champ magnétique.

2.4 La théorie thermodynamique de l'EMC

La description de l'effet magnétocalorique ici effectuée est bien connue et décrite dans de nombreux ouvrages et publications. Cette section fait un résumé de la description détaillée dans le livre « *The Magnetocaloric effect and its applications* » publiée par A.M. Tishin et Y.I. Spichkin [41].

Un système thermodynamique peut être caractérisé par des variables extensives, qui dépendent de la taille du système considéré, comme le volume V , l'énergie interne U , l'entropie S , l'énergie libre F et G , l'énergie libre de Gibbs ou par des variables intensives, qui ne dépendent pas de la taille du système comme la pression p , la température T , l'amplitude du champ magnétique H et l'amplitude de l'aimantation M .

L'énergie interne pour un matériau magnétique peut s'écrire d'une façon générale comme :

$$U = U(S, V, H) \quad (2)$$

avec la différentielle écrite comme :

$$dU = TdS - pdV - MdH \quad (3)$$

Pour les systèmes qui travaillent à pression constante on définit l'enthalpie libre G comme :

$$G = U - TS + pV - MH \quad (4)$$

avec la différentielle écrite comme :

$$dG = Vdp - SdT - MdH \quad (5)$$

Les variables S , M et V peuvent être exprimées en fonction de l'enthalpie libre par les équations suivantes :

$$S(T, H, p) = -\left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{H,p} \quad (6)$$

$$M(T, H, p) = -\left(\frac{\partial G}{\partial H}\right)_{T,p} \quad (7)$$

$$V(T, H, p) = \left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_{T,H} \quad (8)$$

Si l'aimantation M est choisie en G comme une variable externe à la place de l'amplitude du champ magnétique H , on peut écrire :

$$H = \left(\frac{\partial G}{\partial M}\right)_{T,p} \quad (9)$$

A l'aide des équations 6 et 7, des équations 6 et 8 et des équations 6 et 9 on peut obtenir les équations de Maxwell :

$$\left(\frac{\partial S}{\partial H}\right)_{T,p} = \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_{H,p} \quad (10)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_{T,H} = -\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_{H,p} \quad (11)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial M}\right)_{T,p} = -\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_{M,p} \quad (12)$$

La capacité thermique d'un matériau à paramètre x constant est :

$$C_x = \left(\frac{\partial Q}{\partial T}\right)_x \quad (13)$$

où δQ est la quantité de chaleur qui varie la température du système de dT . Selon au second principe de la thermodynamique, la variation d'entropie peut s'écrire comme :

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \quad (14)$$

Dans un champ magnétique constante et à pression constante, l'expression de la capacité thermique peut s'écrire comme :

$$C_{H,p} = T \cdot \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{H,p} \quad (15)$$

La variation d'entropie totale du système en fonction de T , H et p est exprimée par l'équation suivante :

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{H,p} dT + \left(\frac{\partial S}{\partial H} \right)_{T,p} dH + \left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_{T,H} dp \quad (16)$$

Le coefficient d'expansion thermique $\alpha_T(T, H, p)$ peut être défini comme :

$$\alpha_T(T, H, p) = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_{H,p} \quad (17)$$

où, en utilisant l'équation 11 :

$$\alpha_T(T, H, p) = -\frac{1}{V} \left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_{T,H} \quad (18)$$

En utilisant les équations 10, 13, 16 et 18 on peut obtenir, pour un processus adiabatique ($dS=0$), l'équation suivante :

$$\frac{C_{H,p}}{T} dT_{ad} + \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH - \alpha_T V dp = 0 \quad (19)$$

Dans un processus adiabatique et isobare ($dp=0$, ce processus est utilisé dans la plupart des expériences magnétocaloriques) la variation adiabatique de température est définie comme :

$$dT_{ad} = -\frac{T}{C_{H,p}} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH \quad (20)$$

En combinant les équations 15, 16 et 20 on obtient :

$$dS = \frac{C_{H,p}}{T} dT + \left(\frac{\partial S}{\partial H} \right)_{T,p} dH \quad (21)$$

En combinant les équations 10 et 18 on obtient :

$$dS = \frac{C_{H,p}}{T} dT + \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH \quad (22)$$

La variation adiabatique de température du système est obtenue par l'intégration de l'équation 20 :

$$\Delta T_{ad} = - \int_{H_{min}}^{H_{max}} \frac{T}{C_{H,p}} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH \quad (23)$$

Par intégration et en imposant $dT=0$ on obtient la variation d'entropie magnétique totale du champ $H_1(\max)$ au champ $H_2(\min)$:

$$\Delta S = \int_{H_{min}}^{H_{max}} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH \quad (24)$$

2.5 Les cycles magnéto-thermodynamiques

Afin de produire des écarts de température plus élevés le système doit fonctionner selon un cycle magnétique de réfrigération. Il existe plusieurs cycles magnétiques de réfrigération, avec leurs équivalents dans la thermodynamique conventionnelle. Les cycles les plus courants sont présentés ensuite: le cycle de Carnot, le cycle magnétique d'Ericsson, le cycle magnétique de Brayton et le cycle magnétique d'AMRR.

2.5.1 Le cycle magnétique de Carnot

Le cycle de Carnot est composé de processus isentropiques et isothermes. La description de ce cycle sert uniquement à définir l'efficacité d'autres cycles. Considéré comme cycle idéal, il permet d'obtenir la meilleure efficacité possible, mais la mise en œuvre de ce cycle est complexe et difficile parce qu'elle nécessite l'utilisation de quatre amplitudes différentes de champ magnétique. Il est composé de quatre étapes :

- **Aimantation adiabatique** (A→B). Le matériau magnétocalorique est aimanté et sa température augmente ;
- **Aimantation isotherme** (B→C). Le champ magnétique appliqué est augmenté. La température est maintenue constante en rejetant de la chaleur à la source chaude ;
- **Désaimantation adiabatique** (C→D). Le champ appliqué au matériau diminue et la température du matériau magnétocalorique diminue aussi ;
- **Désaimantation isotherme** (D→A). Le matériau est désaimanté. La température est maintenue constante par une absorption de chaleur par le matériau de la source froide.

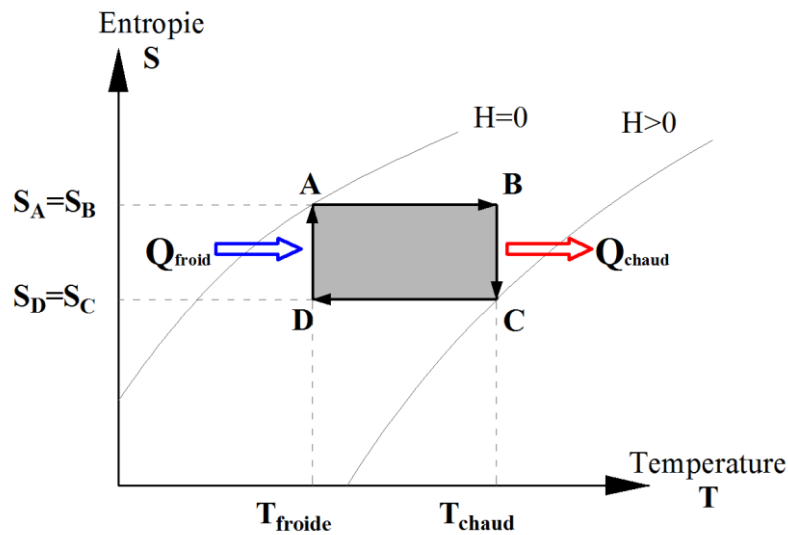


Figure 11: La représentation du cycle magnétique de Carnot

Le coefficient de performance (COP) pour le cycle Carnot est défini comme le ratio de l'énergie prélevée à la source froide sur le travail fourni au système pour le cycle :

$$COP = \frac{Q_{froide}}{W} = \frac{T_{froide} \cdot (S_A - S_D)}{T_{chaude} \cdot (S_B - S_C) - T_{froide} \cdot (S_A - S_D)} \quad (25)$$

La différence d'entropie entre A et D est identique avec la différence d'entropie entre B et C, alors la relation du COP devient :

$$COP = \frac{T_{froide}}{T_{chaude} - T_{froide}} \quad (26)$$

Cette valeur de COP constitue la limite théorique du système de réfrigération qu'il sera impossible de dépasser. Le cycle de Carnot est inadapté aux systèmes industriels de la réfrigération magnétique parce que l'écart de température entre les échangeurs ne peut pas dépasser la différence adiabatique de température du matériau magnétocalorique, obtenu par la variation de champ magnétique. Pour obtenir des écarts de température utilisables dans l'industrie il faut utiliser des valeurs de champ magnétique très élevées produites par des aimants supraconducteurs, qui ne sont pas pratiques pour la plupart des applications industrielles.

2.5.2 Le cycle magnétique d'Ericsson

Dans la pratique il est intéressant d'avoir un écart de température entre les sources qui est indépendant de la différence adiabatique de température.

Le cycle d'Ericsson est constitué de deux magnétisations isothermes, un refroidissement isochamp et un réchauffement isochamp. Ce cycle permet d'avoir cet écart de température entre les sources de chaleur qui est indépendant de la différence adiabatique de température. Il utilise la régénération thermique du fluide en contact avec le matériau magnétocalorique en respectant la condition isotherme lors de la variation du champ magnétique. Le découplage de l'écart de température avec ΔT_{ad} est réalisé par réchauffage ou refroidissement du matériau lors de la circulation du fluide à champ constant.

Il est composé de quatre étapes :

- **Réchauffement isochamp** (A→B). Le matériau se réchauffe isochamp en prenant de la chaleur du fluide caloporteur ;
- **Aimantation isotherme** (B→C). Le matériau est aimanté et cède de la chaleur à la source chaude, en restant avec la même température ;
- **Refroidissement isochamp** (C→D). Le matériau se refroidit isochamp en rejetant de la chaleur au fluide caloporteur ;
- **Désaimantation isotherme** (D→A). Le matériau est désaimanté et absorbe de la chaleur en provenance de la source froide.

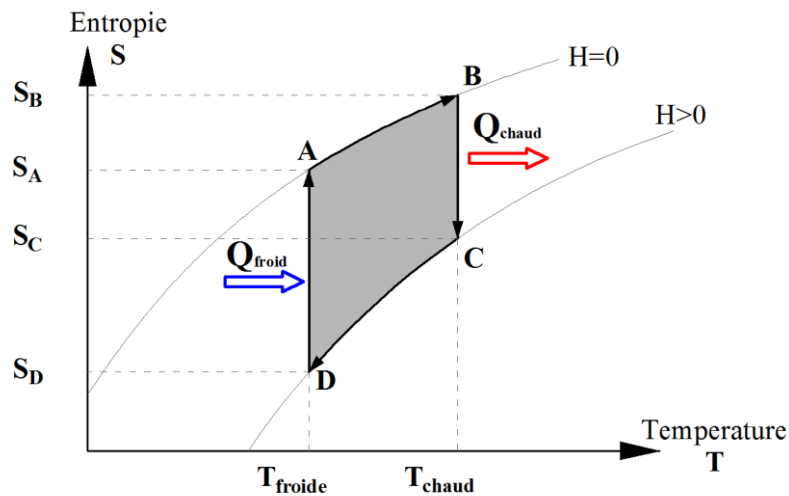


Figure 12: La représentation du cycle magnétique d'Ericsson

Le coefficient de performance peut être donné par la relation suivante :

$$COP = \frac{Q_{froide}}{W} = \frac{T_{froide} \cdot (S_A - S_D)}{T_{chaude} \cdot (S_B - S_C) - T_{froide} \cdot (S_A - S_D)} \quad (27)$$

2.5.3 Le cycle magnétique de Brayton

Initialement conçu pour les turbines à gaz, le cycle de Brayton, ou le cycle de Joule, est le cycle idéal pour les systèmes destinés à récupérer un travail. Ce cycle se compose d'une aimantation et d'une désaimantation isentropiques avec un refroidissement et un réchauffage isochoamps. Il présente la particularité que les travaux d'aimantation et de désaimantation sont faits de façon isentropique, pour le cycle idéal. Il est composé de quatre étapes :

- **Aimantation adiabatique** (A→B). Le matériau est aimanté et sa température augmente.
- **Refroidissement isochoamp** (B→C). Le matériau se refroidit isochoamp en rejetant de la chaleur au fluide caloporteur.
- **Désaimantation adiabatique** (C→D). Le champ appliqué au matériau diminue et la température du matériau magnétocalorique diminue aussi.
- **Réchauffement isochoamp** (D→A). Le matériau se réchauffe isochoamp en prenant de la chaleur du fluide caloporteur.

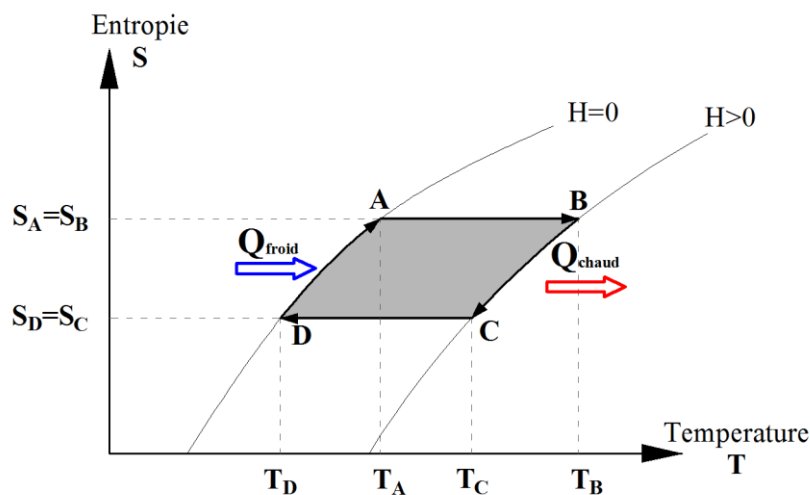


Figure 13: La représentation du cycle magnétique de Brayton

Le COP conserve sa forme générale:

$$COP = \frac{Q_{froide}}{W} \quad (28)$$

2.5.4 Le cycle magnétique d'AMRR (Réfrigération par régénération magnétique active)

Le cycle d'AMRR est le cycle magnéto-thermodynamique le plus efficace pour un réfrigérateur magnétique opérant à température ambiante [42]. Ce cycle est basé sur le cycle de Brayton. Il se compose d'une aimantation et d'une désaimantation isentropiques et d'un refroidissement et un réchauffement isochoamps. Ce cycle est basé sur le fait que l'AMR se résume à une multitude de petites machines thermodynamiques en série opérant chacune à un niveau de température différent. Comme ça, chaque tranche de matériau magnétocalorique est réchauffée par le

fluide provenant des tranches adjacentes à un niveau de température supérieur. Ainsi, la circulation du fluide caloporteur, de façon synchrone avec la variation du champ magnétique, va créer un gradient thermique dans l'AMR.

Ce cycle est composé de quatre étapes principales :

- **Aimantation adiabatique** (A→B). Le matériau est aimanté et sa température augmente
- **Refroidissement isochope** (B→C). Chaque tranche de matériau se refroidit isochope en rejetant de la chaleur au fluide caloporteur.
- **Désaimantation adiabatique** (C→D). Le champ appliqué au matériau diminue et la température du matériau magnéto-calorique diminue aussi.
- **Réchauffement isochope** (D→A). Chaque tranche de matériau se réchauffe isochope par le fluide provenant des tranches adjacentes à un niveau de température supérieur.

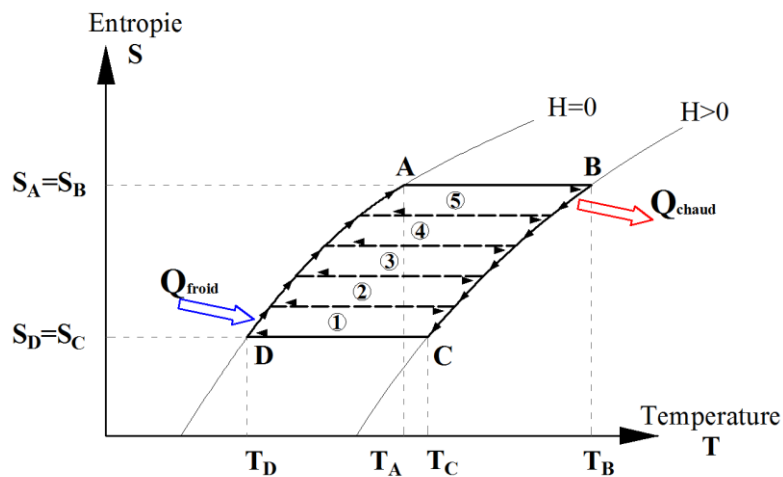


Figure 14: La représentation du cycle magnétique d'AMRR

La quantité de chaleur absorbée à la source froide entre T_A et T_D est :

$$Q_{froide} = \int_D^A T \cdot dS \quad (29)$$

Le COP conserve sa forme générale:

$$COP = \frac{Q_{froide}}{W} \quad (30)$$

Le comportement d'un régénérateur qui fonctionne d'après un cycle d'AMRR est représenté dans la Figure 15. On voit le comportement du régénérateur à gauche et la distribution de la température à droite de la figure.

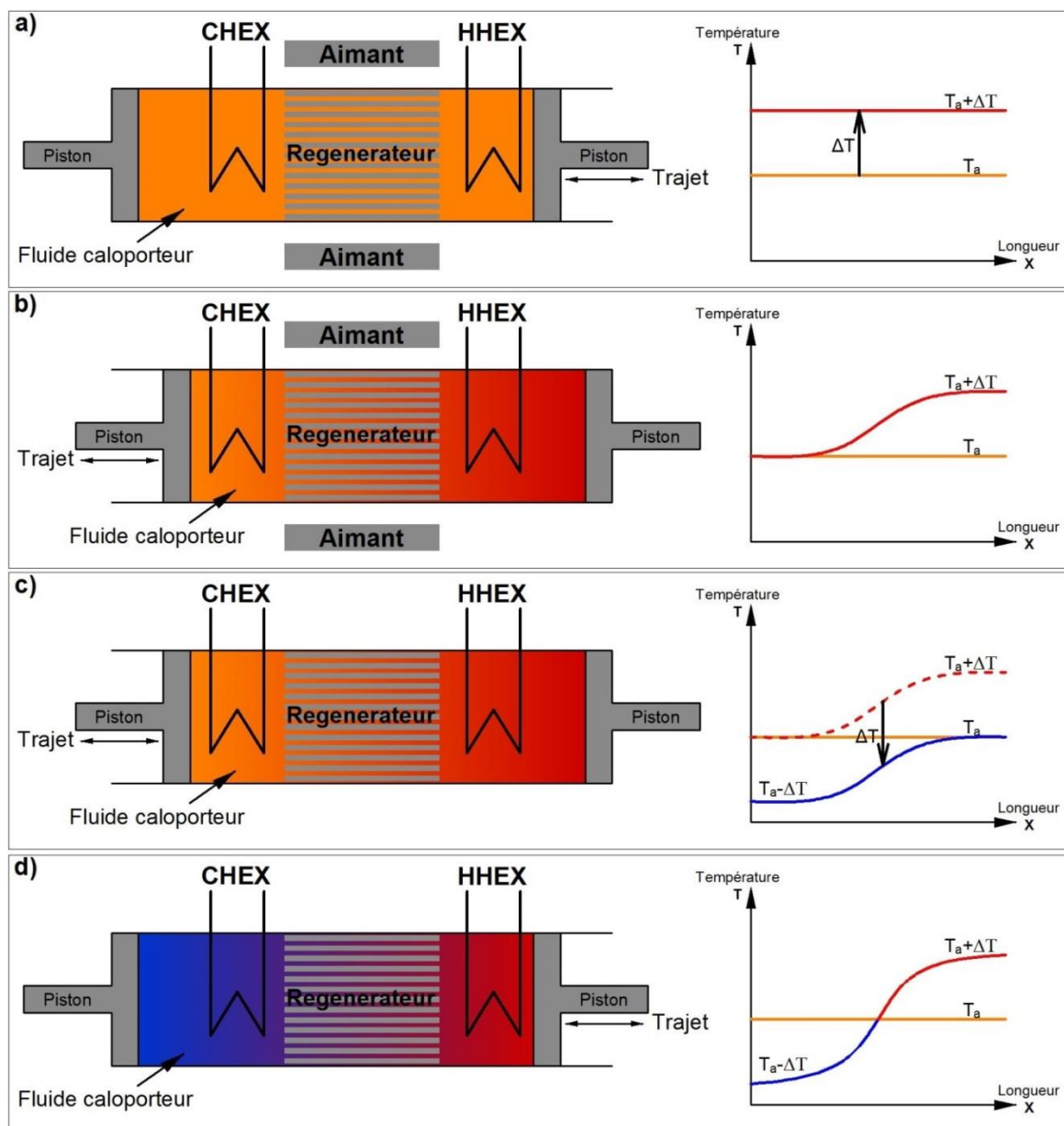


Figure 15: Le comportement d'un régénérateur magnétique actif fonctionnant d'après un cycle d'AMRR

Dans la première partie (a) nous pouvons observer l'aimantation adiabatique du matériau solide ($B = B_{max}$) à partir d'un état initial où tout le système est à température initiale ambiante T_a . Chaque point du régénérateur voit sa température augmenter de ΔT suite à l'application du champ magnétique.

La deuxième étape (b) voit l'écoulement du fluide de la source froide vers la source chaude. Dans cette étape la chaleur de l'aimantation est transportée par le fluide circulant de la source froide à la source chaude et un gradient thermique est créé le long du régénérateur.

Dans la troisième étape (c) le champ magnétique est enlevé ($B = 0$). Chaque point du régénérateur voit sa température baisser de ΔT suite à la désaimantation.

Dans la dernière étape du cycle (d) l'écoulement du fluide a lieu de la source chaude vers la source froide. Le fluide circulant de la source chaude à la source froide cède sa chaleur au régénérateur et sort à température $T_a - \Delta T$ inférieure à

température initiale du côté froid. Le gradient est amplifié. Le cycle revient alors à la première étape. Le gradient est déjà formé dans le régénérateur et le prochain cycle va amplifier de nouveau le gradient de température.

2.6 Les matériaux magnéto-caloriques

Aujourd'hui, dans la littérature, il existe de nombreux matériaux magnéto-caloriques, classés en deux catégories principales : les matériaux du premier ordre et les matériaux du second ordre. Les matériaux magnéto-caloriques du premier ordre présentent une aimantation qui évolue de façon brusque avec la température et une variation d'entropie importante mais sur une faible plage de température. Pour les matériaux magnéto-caloriques du second ordre la variation d'aimantation est plus douce et la variation d'entropie est plus faible, mais sur une plage plus large de température.

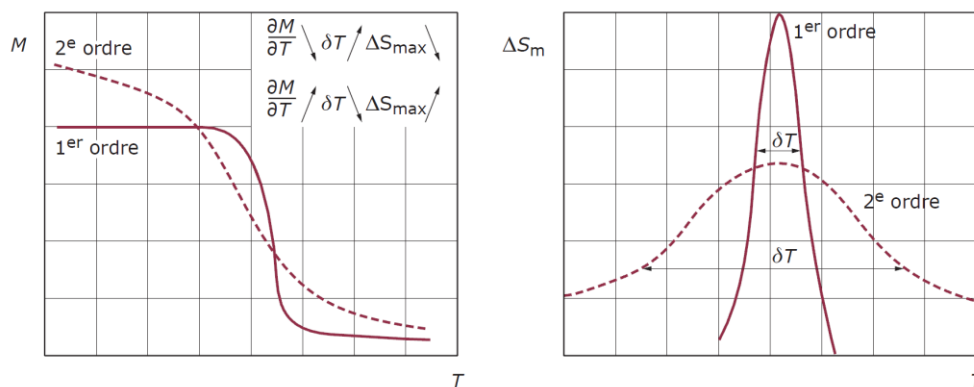


Figure 16: La représentation de la transition de phase et la variation de l'entropie en fonction du type de matériau, [43]

Pour la réfrigération magnétique à température ambiante c'est important d'utiliser des matériaux magnéto-caloriques avec une température de Curie autour de la température ambiante, pour obtenir les meilleures valeurs d'effet magnéto-calorique. Il existe actuellement un large éventail de matériaux qui présentent un effet magnéto-calorique significatif pour une plage large de températures. Le débat sur les différents types des matériaux avec leurs propriétés caractéristiques peut être trouvé dans des études approfondies, comme l'étude de Gschneider et al. [27]. La plupart des matériaux sont des terres rares, soit pures ou combinés dans des alliages. La recherche dans le domaine de la réfrigération magnétique se concentre à ce jour sur l'étude des différents types de matériaux autre que les terres rares. Les paramètres les plus importants envisagés sont leurs propriétés thermiques: ΔS , ΔT_{ad} , la capacité de refroidissement, ainsi que les coûts de fabrication et la faisabilité.

Le matériau référence dans le domaine est le gadolinium (Gd) qui est le seul matériau magnétique disponible en état pur qui possède un effet magnéto-calorique géant. C'est un métal lanthanide, ordonné ferromagnétique à 294 K, de second ordre qui ne présente pas d'hystérésis magnétique. Les valeurs de ΔT_{ad} sont de l'ordre de 2,8 K/T pour un champ magnétique de 1 T et augmentent d'une manière non linéaire avec l'augmentation de la valeur de champ magnétique.

C'est une terre rare naturelle donc les propriétés physiques et chimiques sont très bien connues. A cause de la disponibilité en faible quantité de gadolinium par rapport à une demande importante provoquée par la vue du potentiel du marché de la réfrigération magnétique, les recherches sont orientées sur les autres matériaux avec un effet magnétocalorique géant autour de la température ambiante, comme les matériaux à base de Lantane-Fer-Silicium (LaFeSi) avec leurs variantes (LaFeSiH, LaFe_(13-x)Si_x, etc.) ou les matériaux à base de manganèse comme MnFePAs ou MnFePSi.

Un matériau magnétocalorique, pour être considéré performant pour la réfrigération magnétique doit posséder plusieurs caractéristiques, comme :

- Une température de Curie proche de la température d'utilisation, en fonction de l'application visée ;
- Une variation de la température ΔT_{ad} et d'entropie ΔS importante pour des valeurs basses de l'intensité de champ magnétique ;
- Une plage large de variation d'entropie et de température ;
- Des valeurs très faibles ou nulles de l'hystérésis thermique et magnétique ;
- Une conductivité thermique adaptée pour assurer un gradient thermique au sein du régénérateur ;
- Une résistivité électrique élevée pour limiter les courants de Foucault.
- Des bonnes caractéristiques de fabrication et fonctionnement (malléabilité, ductilité, résistance à la corrosion, non-toxicité, durabilité mécanique, etc.) ;
- Des bonnes caractéristiques technico-économiques (coût de fabrication bas, abondance et disponibilité, etc.).

Une comparaison entre différentes classes des matériaux magnétocaloriques a été faite par Gschneidner et al. [27], avec gadolinium comme matériau de référence. Cette comparaison est présentée dans la Figure 17. On peut observer plusieurs catégories des matériaux magnétocaloriques et parmi eux, on voit que la famille des matériaux LaFeSi est la plus prometteuse.

Factor	Gd	Gd ₅ T ₄	RMnO ₃	LaFeSi	MnAs	FeMnPAs	Ni ₂ MnGa
Raw material costs	0	-	++	++	++	++	+
Preparation	0	-	--	-	--	--	--
Vapor pressure	0	0	0	0	--	---	0
Fabrication (sheet)	0	-	-	-	-	-	-
≥1 kg production	0	0	?	0	?	?	?
MCE, ΔS_m	0	++	-	+	+	+	+
MCE, ΔT_{ad}	0	+	-	-	-	0	-
Refrigeration capacity	0	+	?	+	?	+	?
Hysteresis	0	--	0	-	-	-	--
Time dependence of ΔT_{ad}	0	-	?	-	?	?	?
Environmental concerns	0	0	0	0	--	-	0
Corrosion	0	++	?	-	?	?	0
Friability	0	-	?	-	?	-	-

Elemental Gd is taken as the baseline.

Figure 17: Comparaison entre différents matériaux magnétocaloriques, [30]

La matrice solide (le régénérateur) peut avoir différentes configurations en fonction de chaque type de prototype. Il existe des géométries constituées des poudres de matériau, des géométries à cylindres de MMC, des géométries à plaques perforées et des géométries à plaques parallèles. Ces différentes configurations sont présentées dans la Figure 18. La réalisation de ces structures est conditionnée par l'efficacité, le rapport entre la superficie utile et le volume de matériau, les propriétés physiques du matériau, les contraintes de fabrication et aussi par le prix de fabrication.

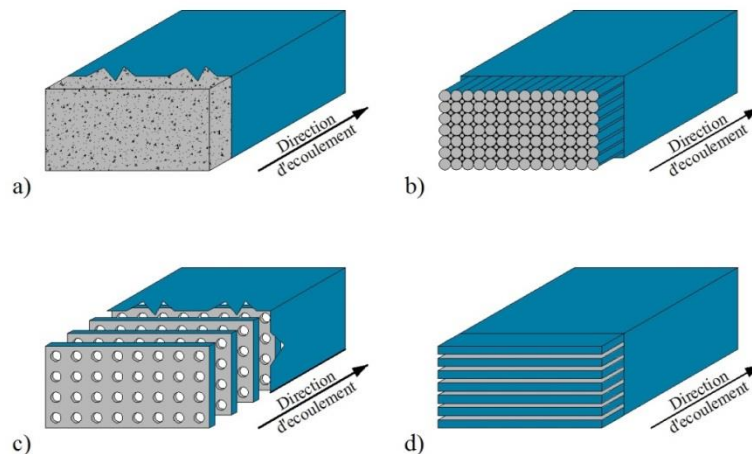


Figure 18: Différentes configurations des géométries de régénérateurs. a) géométrie constituée de poudres des MMC, b) géométrie à cylindres, c) géométrie à plaques perforées et d) géométrie à plaques parallèles, [43]

2.7 Les fluides caloporteurs

Les fluides caloporteurs sont des éléments très importants dans un système de réfrigération magnétique, à côté des matériaux magnéto-caloriques et des sources de champ magnétique, parce que c'est le fluide qui porte la fonction de transport de la chaleur au sein de l'AMR et qui connecte du point de vue thermique le matériau magnéto-calorique avec les échangeurs de chaleur. Dans la plupart des systèmes, le fluide circule à l'intérieur de l'AMR et transporte la chaleur de régénérateur aux échangeurs.

Pour être utilisé dans des systèmes de réfrigération magnétique, les fluides doivent présenter plusieurs caractéristiques comme :

- Des valeurs de chaleur spécifique et de masse volumique élevées pour être capable de transporter une grande quantité de chaleur ;
- Une viscosité basse, pour limiter les pertes de charge à l'intérieur du système ;
- Une bonne compatibilité avec le matériau magnéto-calorique pour limiter la corrosion ;
- Un état liquide aussi à des températures négatives (moins de 0°C).

La plupart des prototypes de réfrigération magnétiques utilise de l'eau comme fluide caloporteur pour des températures positives ou de l'eau mélangée à des

éléments d'addition pour modifier sa plage de température en état liquide (eau glycolée) pour des températures positives et négatives. Il existe aussi des systèmes qui utilisent des fluides à base d'alcool, d'huile ou des ferrofluides (suspension des particules ferromagnétiques dans un fluide). Un nombre très limité des systèmes utilisent des gaz nobles pour transférer la chaleur comme l'hélium ou l'argon mais ces systèmes sont utilisés plutôt pour le domaine de la cryogénie. Il est préférable d'utiliser un liquide plutôt qu'un gaz comme fluide caloporteur à cause de la faible capacité thermique de ce dernier. Vu le grand nombre des prototypes qui utilisent de l'eau comme fluide caloporteur, il semble que l'eau reste pour l'instant le meilleur fluide pour des applications à la température ambiante.

2.8 Les sources de champ magnétique

La source de champ magnétique est un élément très important des systèmes de réfrigération magnétique parce que la puissance thermique et le COP sont directement liés à la variation du champ magnétique. La variation adiabatique de température ΔT_{ad} et d'entropie ΔS sont approximativement proportionnelles à l'amplitude du champ magnétique. Dans des faibles valeurs de champ, moins de 2 Tesla, les deux paramètres varient presque linéaire avec le champ magnétique et dans des champs supérieurs à 2 Tesla le changement de ΔT_{ad} et de ΔS par unité de changement devient plus petit avec la croissance du champ magnétique, à voir une pente qui s'écarte de la linéarité établie à des bas champs. En raison de cette dépendance, l'efficacité de la réfrigération magnétique monte avec la croissance du champ magnétique. Ainsi, un champ magnétique aussi grand que possible est nécessaire dans le dispositif de réfrigération magnétique. Cependant, il existe aussi des considérations pratiques qui doivent être prises en compte dans le choix de la source du champ magnétique.

Il existe trois possibilités pour obtenir le champ magnétique dans la cadre d'un dispositif de réfrigération magnétique :

- Les aimants supraconducteurs peuvent fournir un champ magnétique supérieur à 10 Tesla mais ils consomment une importante quantité d'énergie dans leur état supraconducteur. Aussi, ils doivent être refroidis pour rester dans l'état supraconducteur et la taille de ces systèmes de réfrigération est très grande, incompatible avec des applications domestiques.

- Les électro-aimants peuvent fournir un champ magnétique de 3 à 5 Tesla avec un coût relativement modeste, mais l'inconvénient est qu'ils consomment beaucoup d'énergie électrique et ils se réchauffent. Ils ne sont généralement pas utilisés dans les systèmes industriels de réfrigération magnétique mais plutôt dans des laboratoires où il est nécessaire d'avoir une valeur de champ magnétique qui peut être modifiée avec précision.

- La seule source de champ magnétique pratique pour des applications domestiques et industrielles est représentée par des aimants permanents, qui peuvent générer un champ magnétique de 0,8 à 2,5 Tesla à une taille raisonnable d'écart entre les pôles pour permettre le déplacement du matériau dans et hors du champ magnétique. Dans des systèmes utilisant des aimants permanents, où

l'induction est constante, il est nécessaire de déplacer soit les aimants en dehors du matériau magnétocalorique, soit le matériau magnétocalorique relativement aux aimants.

Dans tout ce qui va suivre dans cette thèse, nous allons utiliser exclusivement des sources de champ à aimants permanents. Dans le cas d'un aimant permanent le but est de maximiser l'amplitude du champ en minimisant le travail consommé. Pour ça il faut faire un équilibrage des forces d'attraction entre l'aimant et le matériau magnétocalorique par minimaliser les pertes de flux en dehors de l'entrefer afin de garantir un champ appliqué à l'AMR qui soit minimal à l'extérieur du système. Il est également important que les temps nécessaires pour magnétiser et démagnétiser le matériau soient les plus réduits possibles car ils constituent un temps mort. L'utilisation des systèmes rotatifs basés sur des aimants permanents en alliage de NdFeB a répondu d'une manière efficace à cette problématique.

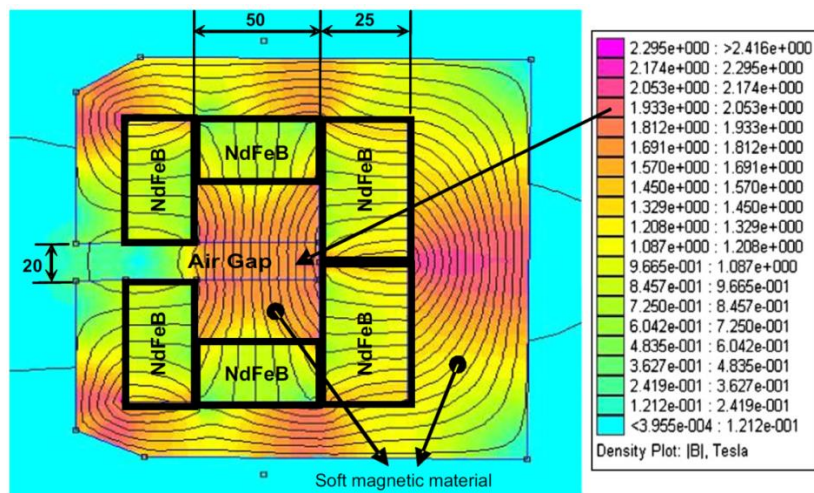


Figure 19: Simulation numérique des lignes de champ magnétique pour un système rotatif, *figure adaptée de [29]*

2.9 Modélisation de l'effet magnétocalorique

La modélisation de l'EMC peut se faire à partir de deux approches. La plus répandue dans la littérature est l'approche analytique, basée sur le modèle théorique de Weiss-Debye-Sommerfeld (modèle WDS). L'autre approche est l'approche semi-expérimentale basée sur l'interpolation des données des valeurs expérimentales de la chaleur spécifique et de la différence adiabatique de la température. L'approche analytique a une série d'avantages comme la simplicité d'utilisation, l'applicabilité sur une plage large de température et l'utilisation pour plusieurs types des matériaux magnétocaloriques. L'inconvénient principal est la différence non-négligeable avec les résultats expérimentaux. L'approche semi-expérimentale est plus précise que l'autre méthode mais son inconvénient est qu'il demande des appareils de mesure spécifiques et des mesures faites sur une plage large des températures.

2.9.1 Approche analytique de l'EMC : modèle WDS (Weiss, Debye et Sommerfeld)

La capacité thermique spécifique d'un matériau magnétique est la somme des contributions des trois capacités : la capacité thermique magnétique, la capacité thermique de réseau et la capacité thermique électronique.

$$C_{H,p} = C_M + C_R + C_E \quad (31)$$

La contribution thermique magnétique d'un matériau est donnée par la théorie du champ moléculaire de Weiss. La théorie de Debye explique comment la vibration du réseau cristallin est à l'origine d'une capacité thermique de réseau C_R . La théorie de Sommerfeld donne la capacité thermique électronique C_E .

La théorie du champ moléculaire de Weiss

La théorie de Weiss est basée sur l'approximation de champ moyen. La contribution magnétique à la capacité thermique totale d'un matériau est donnée par :

$$C_M = -\mu_0 H \frac{\partial M}{\partial T} - \frac{1}{2} N_{int} \frac{(\partial M)^2}{\partial T} \quad (32)$$

où N_{int} est la constante de champ moyen définie comme :

$$N_{int} = \frac{3 k_b T_c}{N_s g^2 \mu_B^2 J (J + 1)} \quad (33)$$

avec k_B la constante de Boltzmann, T_c la température de Curie, N_s le nombre des moments magnétiques par unité de masse, g le facteur Landé, J le moment cinétique total et μ_B le magnétron de Bohr.

La magnétisation spécifique peut être calculée comme :

$$M = N_s g J \mu_B B_J(\chi) \quad (34)$$

ou $B_J(\chi)$ est la fonction Brillouin définie comme

$$B_J(\chi) = \frac{2J + 1}{2J} \coth\left(\frac{2J + 1}{2J} \chi\right) - \frac{1}{2J} \coth\left(\frac{1}{2J} \chi\right) \quad (35)$$

Le ratio d'énergie de Zeeman χ est définie comme

$$\chi = \frac{g J \mu_B \mu_0 H}{k_b T} + \frac{3 T_c J}{T (J + 1)} B_J(\chi) \quad (36)$$

Les équations 35 et 36 sont résolues simultanément par itérations et les valeurs de B_J et χ sont utilisés dans l'équation suivante pour calculer l'entropie magnétique :

$$S_M = \frac{N_A}{M_m} k_B \left(\ln \left(\frac{\sinh \left(\frac{2J+1}{2J} \right)}{\sinh \left(\frac{\chi}{2J} \chi \right)} \right) - \chi B_J(\chi) \right) \quad (37)$$

où N_A est le numéro d'Avogadro et M_m est la masse molaire du matériau. L'équation 37 peut être utilisée pour déterminer ΔS_M directement et aussi le ΔT_{ad} :

$$S_M(H_f, T + \Delta T_{ad}) = S_M(H_i, T) \quad (38)$$

avec H_i et H_f le champ magnétique initial et final.

La théorie de Debye de la capacité thermique de réseau

La contribution du réseau cristallin peut être décrite par le modèle de Debye. La capacité calorifique massique du réseau cristallin est donné par :

$$C_R = 9 k_B \frac{N_A}{M_m} \left(\frac{T}{T_D} \right)^3 \int_0^{T_D/T} \frac{x^4 e^x}{(e^x - 1)^2} dx \quad (39)$$

où T_D est la température de Debye du matériau, k_B la constante de Boltzmann, N_A la constante d'Avogadro et M_m la masse molaire.

L'entropie massique du réseau cristallin s'écrit alors :

$$S_R = k_B \frac{N_A}{M_m} \left(-3 \ln \left(1 - e^{-\frac{T_D}{T}} \right) + 12 \left(\frac{T}{T_D} \right)^3 \int_0^{T_D/T} \frac{x^3 dx}{(e^x - 1)} \right) \quad (40)$$

La théorie de Sommerfeld de la capacité thermique électronique

Le modèle de Sommerfeld est basé sur la théorie des propriétés thermiques des électrons de conduction. La partie électronique de la capacité thermique totale peut être calculée comme :

$$C_E = \gamma_e T \quad (41)$$

avec γ_e la constante de Sommerfeld. La contribution électronique à l'entropie spécifique totale est déterminée par :

$$S_E = \int \frac{C_E}{T} dT = \gamma_e T \quad (42)$$

2.9.2 Approche semi-expérimentale de l'EMC : interpolation de valeurs expérimentales de $C_{H,p}$ et ΔT_{ad} du matériau

Cette méthode nous permet d'obtenir la puissance thermique volumique générée du matériau magnétocalorique à cause d'effet magnétocalorique à partir des valeurs expérimentales de $C_{H,p}$ et ΔT_{ad} du matériau. La puissance thermique volumique générée à cause de l'effet magnétocalorique est :

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s C_{H,p}(H, T) \frac{\Delta T_{ad}(H, T)}{\Delta t} \quad (43)$$

avec ρ_s la masse volumique du solide. En utilisant cette méthode on obtient la température du matériau qui varie à chaque pas de temps comme :

$$T = T(t) + \Delta T_{ad}(t, H) \quad (44)$$

2.9.3 Propriétés magnétothermiques du gadolinium

Nous présentons ici les résultats du modèle de Weiss-Debye-Sommerfeld appliqué au gadolinium et la comparaison de ces résultats avec des données obtenues expérimentalement. Les résultats du modèle de WDS sont issus d'un algorithme simple, réalisé en MATLAB.

La Figure 20 présente la capacité thermique du gadolinium calculée avec le modèle de WDS, pour une variation de l'intensité de champ magnétique de 0 T (a), jusqu'à une valeur maximale de l'intensité de champ magnétique de 1 T (b).

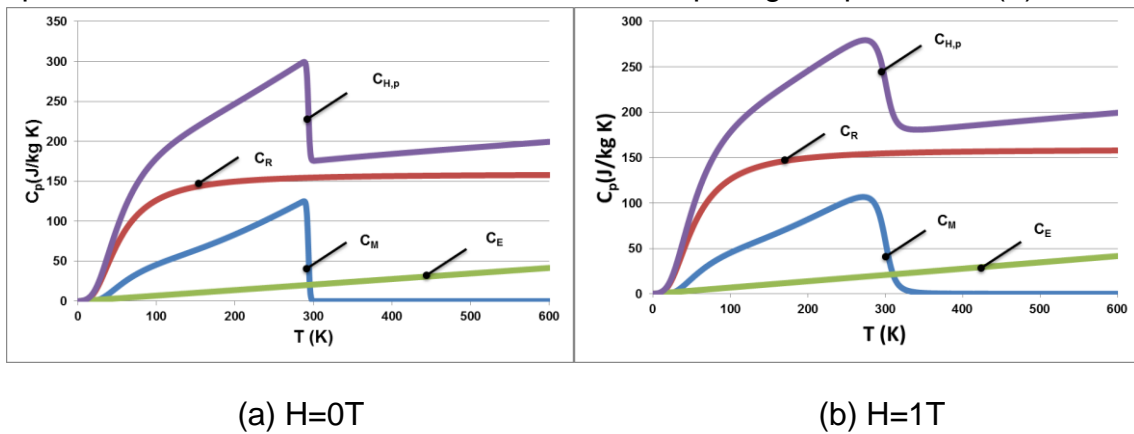
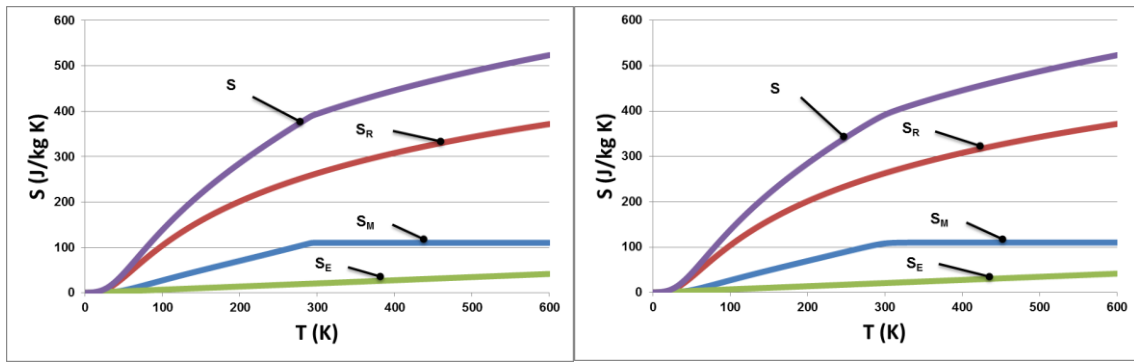


Figure 20: La capacité thermique du gadolinium calculée avec le modèle de WDS

Nous pouvons voir l'évolution des valeurs de la capacité thermique de gadolinium en fonction de la température. L'évolution de la capacité thermique totale ($C_{H,p}$) et de la capacité thermique magnétique (C_M) est réalisée d'une façon brusque à la valeur nulle de champ magnétique. Pour la valeur maximale de l'intensité de champ magnétique (1 T), l'évolution de ces deux capacités thermiques est plus lente. La contribution de la capacité thermique électronique (C_E) est négligeable par rapport à la capacité thermique magnétique (C_M) et à la capacité thermique de réseau (C_R), comme attendu. La capacité thermique totale ($C_{H,p}$) est maximale à la température de Curie, à cause de la transition ferromagnétique à paramagnétique. Au-delà de la température de Curie, la capacité thermique magnétique (C_M) devient nulle.

La Figure 21 montre l'évolution de l'entropie massique du gadolinium calculée avec le modèle de WDS, en fonction de la température et pour deux valeurs de l'intensité de champ magnétique, $H= 0$ T (a) et $H=1$ T (b).



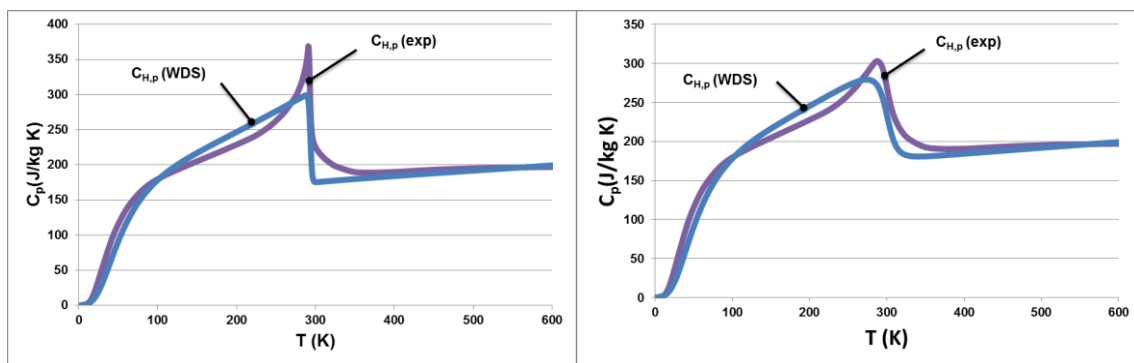
(a) $H=0$ T

(b) $H=1$ T

Figure 21: L'entropie massique du gadolinium calculée avec le modèle de WDS

On observe que la contribution d'entropie des électrons (S_E) est négligeable par rapport à l'entropie magnétique (S_M) et à l'entropie du réseau (S_R). Au-delà de la température de Curie, le gadolinium devient paramagnétique et l'entropie massique magnétique (S_M) reste constante, et représenté ici par une ligne droite, parallèle à l'axe horizontal.

Les résultats de deux approches (analytique et semi-expérimentale) sont comparés dans la figure suivante (Figure 22), pour gadolinium et pour deux valeurs de l'intensité de champ magnétique de 0 T et de 1 T. L'approche semi-expérimentale est basée sur des valeurs des mesures expérimentales de la capacité thermique. Ces valeurs sont fournies par l'un des partenaires du notre projet de recherche, l'entreprise Cooltech Applications et sont réalisées en 2008 par *AMES Laboratory* sur un échantillon de gadolinium fourni par Cooltech. L'approche analytique est basée sur des valeurs de la capacité thermique calculées à partir du modèle de WDS, par un algorithme créé en MATLAB.



(a) $H=0$ T

(b) $H=1$ T

Figure 22: Comparaison entre la capacité thermique du gadolinium déterminée expérimentalement ($C_{H,p}(exp)$) et calculée avec le modèle de WDS ($C_{H,p}(WDS)$)

A champ magnétique nul (Figure 22 a) $H=0$ T), on peut observer une grande différence entre ces deux méthodes autour de la température de Curie du gadolinium. La capacité thermique calculée par le modèle de WDS ($C_{H,p}(WDS)$) comporte une valeur maximale de 299 J/kg·K alors que la capacité thermique déterminée expérimentalement ($C_{H,p}(exp)$) monte jusqu'à une valeur maximale de 369 J/kg·K (Figure 22 a) $H=0$ T). Au-dessus de la température de Curie du matériau

la capacité thermique d'après WDS décrit une courbe brusque avec un changement de direction. La capacité thermique expérimentale décrit la variation de la chaleur spécifique en fonction de la température d'une façon plus continue.

Pour une valeur de champ magnétique de 1 T (Figure 22 b) $H=1$ T), le modèle WDS décrit un graphique plus proche du graphique obtenu avec des valeurs expérimentales. La différence entre les valeurs maximales de la capacité thermique est plus faible, avec des valeurs maximales de 303 J/kg·K pour la capacité thermique expérimentale et de 279 J/kg·K pour la capacité thermique après WDS.

En conclusion, pour une valeur de champ magnétique de 1 T, la méthode analytique basée sur le modèle WDS montre une meilleure corrélation avec les valeurs obtenues expérimentalement.

Dans la suite de cette thèse, pour la modélisation de l'effet magnétocalorique au sein de l'AMR on va utiliser uniquement la méthode semi-expérimentale pour toutes les modèles numériques présentées ici. Le but de ce choix est d'obtenir des meilleurs résultats qui sont le plus proche des données réelles de matériaux magnétocaloriques.

2.10 Conclusions

Dans ce chapitre nous avons présenté les définitions et les notions de base nécessaires à la compréhension de la réfrigération magnétique. Nous avons vu les avantages de cette technologie et nous avons observé que dans les dernières années l'intérêt porté sur cette technologie a grandi considérablement.

Puis nous avons expliqué le fonctionnement de cette technologie par la définition de l'effet magnétocalorique, l'effet sur lequel cette technologie est basée. Cet effet est maximal à la température de transition de la phase ferromagnétique à la phase paramagnétique, appelée température (ou point) de Curie. Ensuite nous avons passé en revue les cycles magnéto-thermodynamiques compatibles avec cette technologie et on a vu le cycle le plus efficace, le cycle d'AMRR qui se compose d'une aimantation et d'une désaimantation isentropiques et d'un refroidissement et un réchauffement isochamps. Ce cycle est basé sur le fait que l'AMR se résume d'une multitude de petites machines thermodynamiques en série opérant chacune à un niveau de température différent.

Après, nous avons présenté succinctement les matériaux magnétocaloriques les plus propices à des applications à température ambiante. Si le gadolinium reste le matériau de référence, sa faible abondance ne permet pas de l'envisager pour une production industrielle. La recherche sur les nouveaux matériaux magnétocaloriques reste très active et s'oriente vers des nouveaux matériaux magnétocaloriques, comme les séries de LaFeSi et PrSrMnO. En plus des matériaux magnétocaloriques dans le cadre d'un système de réfrigération magnétique un fluide caloporteur et une source de champ magnétique sont requises. Nous avons fait un tableau avec des propriétés thermophysique d'un bon fluide caloporteur et nous avons vu que l'eau (simple ou mélangée avec des additives pour modifier sa plage de température en état liquide) est utilisée avec succès dans la plupart de prototypes fonctionnelles.

En ce qui concerne les sources de champ magnétique, nous avons vu que la solution la plus adéquate de point de vue de l'intensité magnétique, la mobilité du

système et la consommation d'énergie est l'utilisation des aimants permanents. Dans le système, le but est de maximiser l'amplitude du champ en minimisant le travail consommé et pour ça il faut faire un équilibrage des forces d'attraction entre l'aimant et le matériau magnéto-calorique par minimaliser les pertes de flux en dehors de l'entrefer afin de garantir un champ appliqué à l'AMR qui soit minimal en extérieur du système. On a également vu que l'utilisation des systèmes rotatifs basés sur des aimants permanents a répondu d'une manière efficace à cette problématique.

Vers la fin de ce chapitre nous avons modélisé l'effet magnéto-calorique par deux approches. La première est l'approche analytique basée sur le modèle de WDS qui est composé de la théorie du champ moléculaire de Weiss, de la théorie de Debye de la capacité thermique de réseau et de la théorie de Sommerfeld de la capacité thermique électronique. La deuxième approche est l'approche semi-expérimentale, par interpolation de valeurs obtenues expérimentalement de $C_{H,p}$ et ΔT_{ad} du matériau magnéto-calorique. Ensuite, les propriétés magnéto-thermiques du gadolinium ont été présentées et nous avons vu la comparaison entre la capacité thermique du gadolinium déterminée expérimentalement et celle calculée avec le modèle de WDS.

Chapitre 3

Analyse des travaux existants et apport de la thèse

3.1. Etat de l'art des modèles numériques existants: comparaison des modèles, des méthodes et des résultats

3.1.1. Les modèles 1D

3.1.2. Les modèles 2D

3.1.3. Les modèles 2,5D et 3D

3.2. Analyse critique des modèles existants et apport de la thèse

3.2.1. L'implémentation de l'EMC

3.2.2. Le changement du champ magnétique et le champ démagnétisant

3.2.3. Les conditions d'écoulement du fluide caloporteur

3.2.4. La validation des résultats

3.2.5. L'apport de la thèse

3.3. Conclusions

3 Analyse des travaux existants et apport de la thèse

3.1 Etat de l'art des modèles numériques existants : comparaison des modèles, des méthodes et des résultats

Etant une nouvelle technologie, les systèmes de réfrigération magnétique sont en développement continu depuis les dernières années avant la sortie sur le marché. Aujourd'hui nous avons déjà passé la phase de la construction de prototypes pour valider cette technologie et nous sommes déjà à la phase d'optimisation des dispositifs préindustriels. Dans cette étape, l'optimisation des paramètres de fonctionnement est très importante. La modélisation numérique nous permet de mieux comprendre le fonctionnement d'un AMR en faisant des analyses de sensibilité des paramètres comme la géométrie de matrice du régénérateur, l'épaisseur du solide, la hauteur du canal de fluide, le type de fluide, la fréquence du mouvement, la vitesse du fluide, etc. Toutes ces analyses sont difficiles à faire sur des dispositifs expérimentaux parce qu'ils nécessitent plusieurs configurations des dispositifs.

Pour mieux simuler le comportement des dispositifs de réfrigération magnétique il est nécessaire d'avoir à disposition des modèles fiables, pouvant prendre en compte plusieurs phénomènes physiques comme les transferts thermiques, le magnétisme, la mécanique des fluides, la thermodynamique et la physique des solides. Une revue des principaux modèles existants est faite par Nielsen et al. [44]. Ensuite, nous ferons un bilan des principaux modèles numériques présentés dans la littérature et une comparaison de ceux-ci du point de vue des méthodes et des résultats.

Il existe plusieurs approches dans la modélisation de l'AMR. Les modèles en régime permanent sont des modèles simples, qui peuvent produire une estimation de performance en termes de puissance froide en fonction de la différence de température, en fonction de la vitesse d'écoulement, de la géométrie, de la fréquence, etc. Les modèles en régime transitoire fournissent une description plus complexe du fonctionnement de l'AMR. Etant donné que la variation du champ magnétique et l'écoulement de fluide sont intrinsèquement dépendantes du temps et sont couplés avec le transfert de chaleur entre le fluide et le solide, ces modèles simulent ces phénomènes physiques à un niveau plus fondamental. Ensuite, nous allons analyser des modèles en régime transitoire, qui sont les plus répandus dans la littérature.

Les modèles 1D, en général, supposent que l'écoulement de fluide et la conduction thermique (si c'est inclus) se produisent uniquement dans le sens d'écoulement du fluide. La plupart des modèles 1D négligent la conduction thermique intra-particules et nécessitent l'application d'un coefficient de transfert de chaleur entre le fluide et la matrice solide. Développées plus récemment, les modèles 2D de l'AMR prennent en compte le champ des vitesses, qui sont établis dans la direction de l'écoulement du fluide. En général, ils prennent également en compte la conduction thermique en 2D (perpendiculaire et parallèle avec l'axe d'écoulement du fluide). Les équations pour le fluide et pour la matrice solide ne sont pas directement couplées par un coefficient de transfert de chaleur, mais ils sont connectés par une

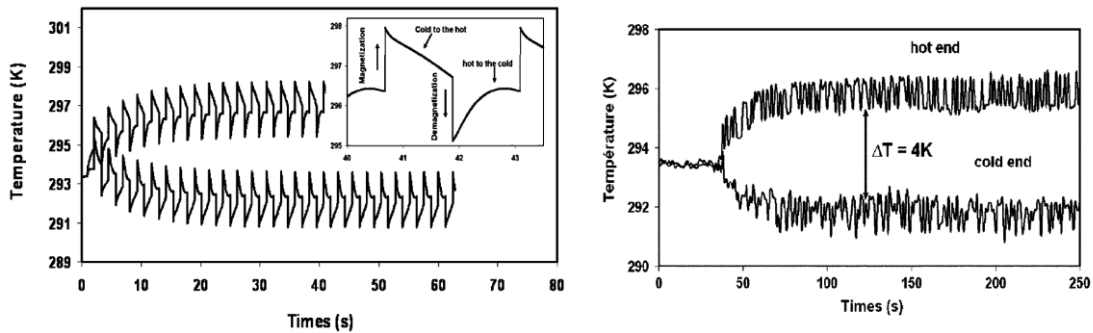
condition supplémentaire de limite qui définit le contact thermique entre le domaine fluide et le domaine solide. Cette approche est physiquement plus appropriée parce que, dans ce cas, les résultats ne dépendent pas de la précision de la corrélation du coefficient de transfert de chaleur. Cependant, en raison d'une répartition aléatoire des particules dans le lit de l'AMR, les modèles 2D peuvent être appliqués uniquement pour des régénérateurs avec des structures ordonnées (plaques parallèles, des canaux carrés, etc.) En général, un modèle 3D entièrement développé pourrait être appliqué à n'importe quelle géométrie.

3.1.1 Les modèles 1D

Barclay et al. [22] ont présenté le premier modèle de réfrigération magnétique à régénérateur actif, en 1982. Il était représenté d'un modèle 1D, basé sur un régénérateur poreux. Dans ce modèle ils ont pris en compte la conduction thermique dans le solide et la variation des propriétés physiques du solide et du fluide avec la température. Le fluide simulé est de l'hélium traversant une géométrie basée sur des sphères de matériau magnéto-calorique. Par la suite, plusieurs modèles de réfrigération autour de la température ambiante similaires à celui de Barclay ont été développés.

Quelques ans plus tard, en 2005, Allab et al. [45] ont mis en évidence les différentes phases d'un cycle de réfrigération magnétique pour la première fois. Ils ont construit un modèle 1D où le phénomène de diffusion a été négligé tout au long du solide et ils ont considéré juste le transfert de chaleur par convection. Ils ont utilisé de l'eau comme fluide caloporteur avec une vitesse constante. Le coefficient de transfert thermique a été calculé par une équation d'interpolation en fonction des nombres de Reynolds et Prandtl. Les équations ont été résolues numériquement par la méthode des différences finies. L'écart de température obtenu par le modèle a été de 4,8 K.

Leur modèle a été validé par des valeurs expérimentales réalisées sur un prototype à base de plaques de gadolinium avec une épaisseur de 1 mm, une longueur de 50 mm et une largeur totale de 500 mm. Les microcanaux ont eu une hauteur de 0,15 mm. Le champ magnétique de 0,8 T a été produit par un arrangement de type Halbach. Le régime permanent a été rapidement établi, en 30 secondes, à cause de la capacité thermique du fluide qui était comparable avec la capacité thermique du régénérateur. L'écart de température obtenu par des valeurs expérimentales a été de 4 K utilisant une fréquence du cycle de 0,8 Hz. Les résultats sont présentés dans la Figure 23. Ensuite, plusieurs modèles 1D ont été développés.



(a) résultats du modèle

(b) résultats expérimentaux

Figure 23: Les résultats du modèle d'Allab et al. et les résultats de la validation expérimentale de ce modèle, [45]

Risser et al. [46] ont développé en 2010 un modèle 1D qui a utilisé des données expérimentales pour la simulation d'effet magnétocalorique à la place de modèle de WDS. Son modèle, basé sur la méthode des différences finies, a aussi utilisé des mesures expérimentales pour intégrer les effets du champ démagnétisant. Il a utilisé comme fluide caloporteur un fluide antigel, Zitrec 10 avec un point de congélation de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pour simuler la matrice du régénérateur, il a utilisé une géométrie de plaques parallèles de gadolinium d'une épaisseur de 0,4 et 0,6 mm. La hauteur du canal de fluide utilisé a été de 0,2 mm. Les dimensions de régénérateur ont été les suivantes : la longueur 100 mm, la largeur 40 mm et la hauteur 8 mm. Le champ magnétique simulé a été de 1,65 T. Il a obtenu une différence maximale de température de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les résultats sont visibles dans la figure suivante.

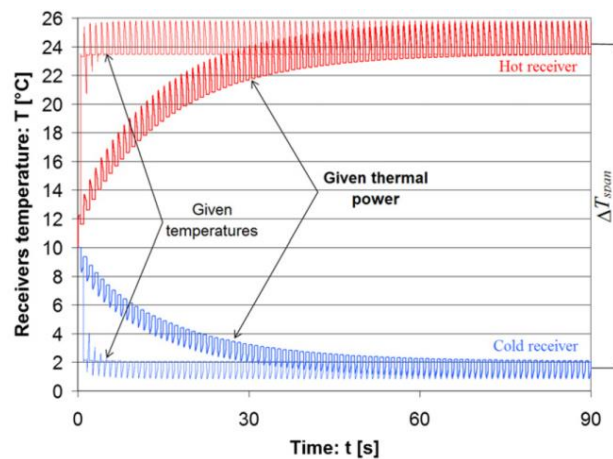


Figure 24: Les résultats du modèle de Risser et al. [46]

La même année, Tagliafico et al. [47] ont construit un modèle 1D d'un régénérateur à base de poudre de gadolinium d'une dimension de $300\text{ }\mu\text{m}$ et de l'eau comme fluide caloporteur. La masse totale de gadolinium utilisé a été de 395 g dans un volume de $62,5\text{ cm}^3$. Ils ont utilisé des fréquences du mouvement entre 0,10 et 0,60 Hz dans un champ magnétique maximal de 1,7 T. Le système d'équations a été résolu en Matlab et Visual Studio. Ils ont obtenu des différences finales de température entre les deux échangeurs de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ jusqu'à $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, avec un COP respectivement de 12 et de 2. Leurs résultats sont présentés dans la figure suivante:

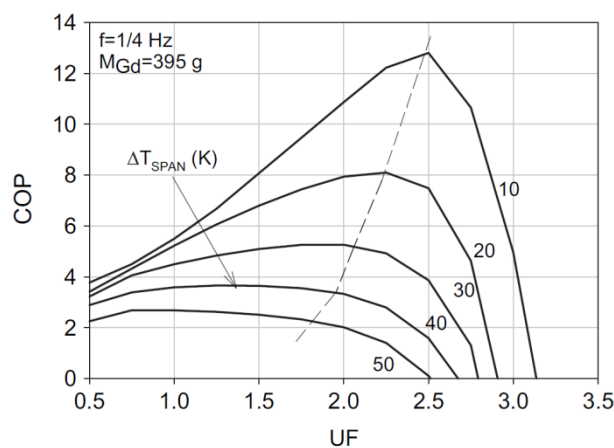


Figure 25: Les résultats du modèle de Tagliafico et al. [47]

En 2011 Roudaut et al. [48] ont créé un modèle numérique 1D en régime transitoire basé sur une géométrie des plaques parallèles de gadolinium. La longueur des plaques est de 50 mm avec un volume de $3,53 \times 10^{-5} \text{ m}^3$. Le fluide utilisé est de l'eau avec des fréquences du mouvement comprises entre 0,08 et 0,94 Hz. Pour simuler le champ magnétique de 1 T ils ont utilisé la méthode analytique basée sur le modèle de WDS. Leur modèle est basé sur le modèle d'Allab et al. [45] avec quelques améliorations: le modèle a été implémenté en utilisant un schéma implicite pour assurer la stabilisation numérique, la conduction axiale dans le solide et dans le fluide a été prise en compte et l'effet magnétocalorique a été introduit comme terme source dans l'équation de la chaleur. Le modèle a été écrit en MATLAB utilisant la méthode des différences finies pour la discrétisation des équations. Leurs résultats montrent une différence de température entre les deux échangeurs de 25 K, en conditions adiabatique utilisant une fréquence du mouvement du fluide de 0,88 Hz comme indiqué dans la figure suivante :

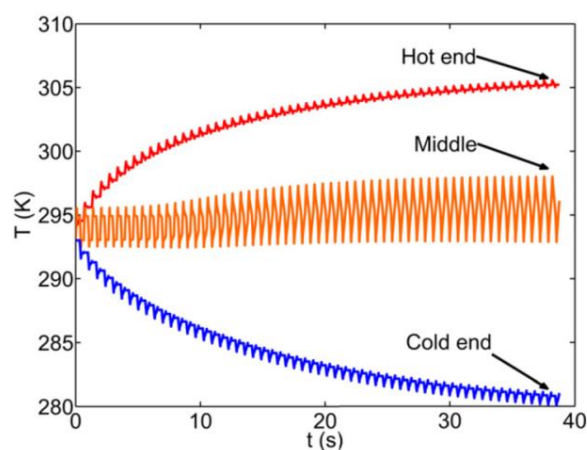


Figure 26: Les résultats du modèle de Roudaut et al. [48]

Aussi en 2011, Tusek et al. [49] ont construit un modèle numérique 1D en régime transitoire avec une géométrie basée sur des sphères de gadolinium avec un diamètre de 0,25 à 2 mm. Ils ont simulé un régénérateur de 0,185 kg de gadolinium avec des dimensions de 60 mm x 40 mm x 16 mm. Comme fluide caloporteur ils ont utilisé de l'eau et des fréquences de mouvement de 0,06 jusqu'à 2 Hz, dans un

champ magnétique de 1 T. Le modèle a été construit en MATLAB où les équations ont été discrétisé avec la méthode de différences finies, basé sur la méthode Euler. L'effet magnétocalorique a été inséré comme différence de température et a été basé sur la méthode analytique avec le modèle WDS, corrigée avec des données expérimentales. Les résultats montrent une différence maximale de température de 33 °C, comme nous pouvons voir dans la figure suivante:

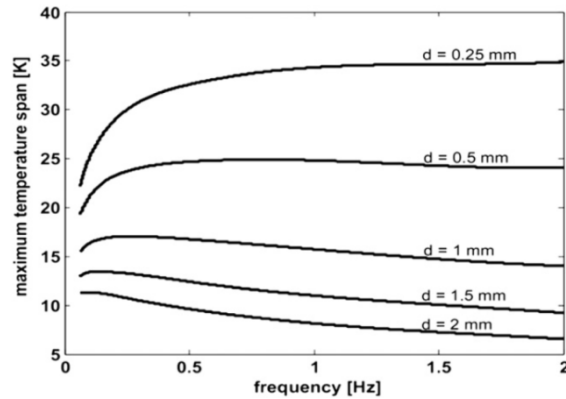


Figure 27: Les résultats du modèle de Tusek et al. [49]

La même année, en 2011, Vuarnoz et al. [50] ont aussi construit un modèle numérique 1D en régime transitoire. Ce modèle est basé sur une géométrie de régénérateur avec des cylindres de gadolinium d'un diamètre de 2,5 mm. Ils ont utilisé 114 cylindres avec un poids total de 0,265 kg. Les dimensions du régénérateur sont 13 x 47,5 x 60 mm avec un facteur de compacité de 0,907. Le fluide caloporteur simulé est de l'eau avec une vitesse de 0,06 m/s. Le champ magnétique simulé était de 1 T et ils ont utilisé des fréquences du mouvement de 0,06 jusqu'à 0,5 Hz. L'effet magnétocalorique a été introduit comme un terme source prenant en compte aussi le champ démagnétisant. Ils ont utilisé le logiciel Modellica par l'interface Dymola et pour la simplicité de calcul ils ont divisé la surface en 30 cellules, chacune avec une longueur de 2 mm. En utilisant cette configuration ils ont obtenu une différence maximale de température de 8 K. Les résultats sont visibles dans la figure suivante.

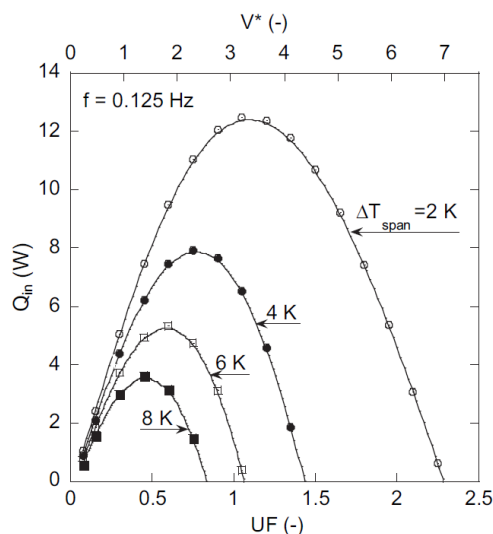


Figure 28: Les résultats du modèle de Vuarnoz et al. [50]

3.1.2 Les modèles 2D

En 2007, Petersen et al. [51] ont développé un modèle 2D en régime transitoire avec une géométrie de plaques parallèles de gadolinium de 50 mm de longueur et avec une hauteur de 0,5 mm. Ils ont utilisé de l'eau comme fluide caloporteur avec une hauteur des microcanaux de 0,5 mm. Ils ont simulé un champ magnétique de 1 T. Le modèle utilise la discrétisation par la méthode des éléments finis pour résoudre le profil de l'écoulement du fluide et le gradient de température dans le domaine solide et fluide. Ils ont utilisé Comsol comme logiciel de calcul et ils ont créé un modèle où le domaine solide glisse sur le domaine fluide. Ils ont utilisé le modèle de WDS pour simuler l'effet magnétocalorique qui a été introduit comme une différence de température. En raison de la complexité du modèle à deux dimensions, le temps de calcul est beaucoup plus élevé que pour les modèles unidimensionnels équivalents. Tous les 600 cycles ont été simulés sur une période de temps de 53 heures. Leur modèle a été validé par 3 méthodes : le test de la conservation d'énergie, le test que le régime permanent est atteint indépendamment des conditions initiales et l'analyse de la sensibilité des pas du temps. Ils ont obtenu une différence finale de température entre les deux échangeurs de 10,9 K. La différence de température entre les deux échangeurs est présentée dans la figure suivante.

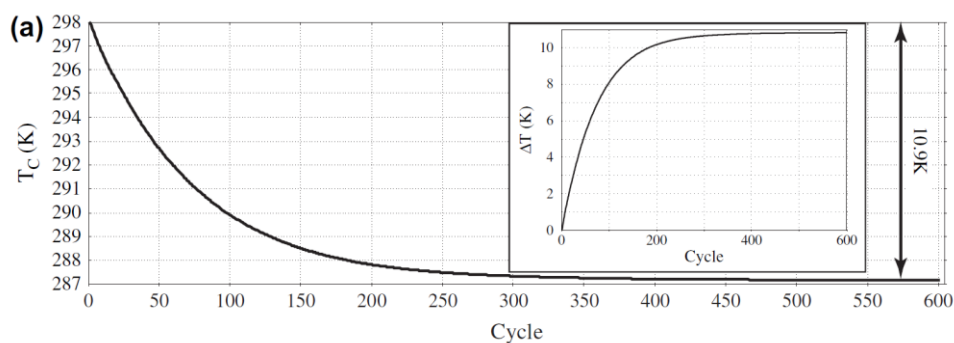


Figure 29: Les résultats du modèle de Petersen et al. [51]

En 2010, Nielsen et al. [52] ont développé un modèle numérique 2D, en régime transitoire basé sur le modèle de Petersen et al. [51]. Le modèle utilise une géométrie avec des plaques parallèles de gadolinium d'une épaisseur variable de 0,25 jusqu'à 1 mm et une longueur constante de 50 mm. Ils ont utilisé de l'eau comme fluide caloporteur avec une hauteur variable du canal de fluide de 0,2 jusqu'à 1,0 mm. Ils ont simulé un champ magnétique de 1 T à l'aide d'une méthode analytique basée sur le modèle de WDS. Ils ont aussi fait varier la vitesse du fluide et la fréquence du cycle du 0,14 jusqu'à 4 Hz. Ils ont choisi d'utiliser des paramètres non-dimensionnels comme le facteur d'utilisation, la porosité et le nombre d'unités de transfert thermique pour inclure toutes les variables. Avec ces configurations ils ont fait un nombre de 27216 simulations en faisant varier les paramètres. Ils ont obtenu une différence maximale de température autour de 60 K, pour une épaisseur de plaque de gadolinium de 0,25 mm. Les résultats sont présentés dans la figure suivante :

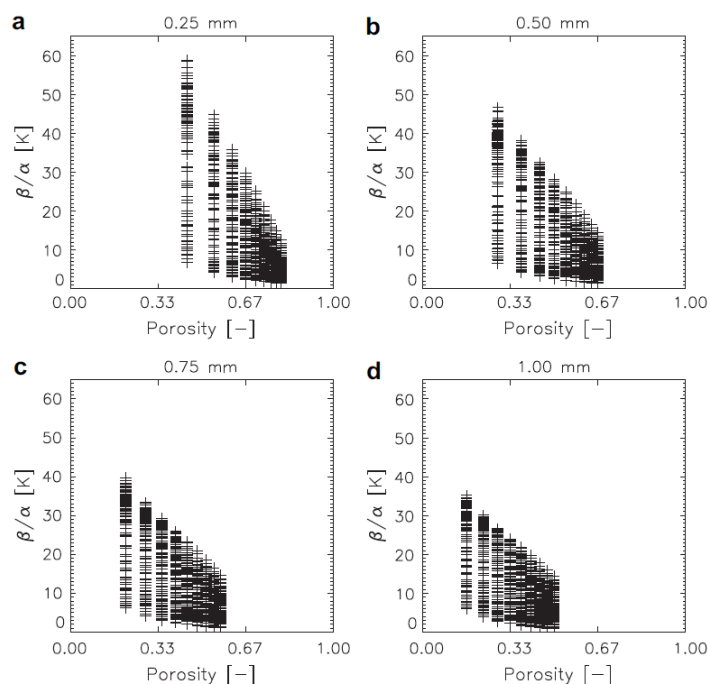


Figure 30: Les résultats du modèle de Nielsen et al. [52]

En 2012, Oliveira et al. [53] ont créé un modèle numérique 2D, en régime permanent basé sur une géométrie des plaques parallèles de gadolinium. Le régénérateur simulé est composé des 28 plaques de solide avec une épaisseur de 0,92 mm, une longueur de 160 mm et une largeur de 7 mm. Le canal de fluide est d'une hauteur constante de 0,1 mm, avec la même longueur de 160 mm et une largeur de 6,4 mm. Comme fluide caloporteur ils ont utilisé de l'eau et en terme de champ magnétique ils ont simulé un changement de champ magnétique de 0 à 2,5 T. L'effet magnétocalorique a été inséré comme une variation instantanée de la température du régénérateur et basé sur le modèle de WDS. Le champ magnétique est supposé uniformément disposé et les effets comme la réversibilité de l'effet magnétocalorique et le champ interne démagnétisant ont été négligé. Les équations couplées ont été résolues avec la méthode des volumes finies en Fortran avec l'algorithme Tri-Diagonal Matrix. Avec ces caractéristiques ils ont obtenu une différence maximale de température de 20 K comme dans la figure suivante :

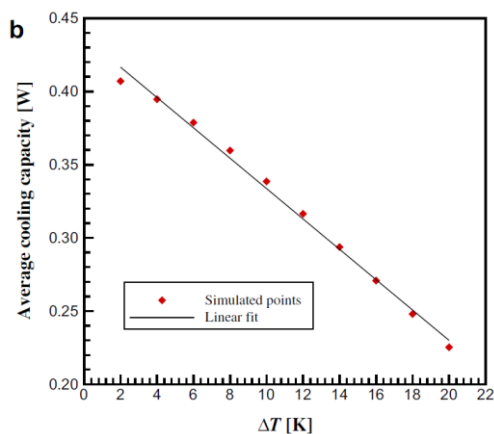


Figure 31: Les résultats du modèle d'Oliveira et al. [53]

3.1.3 Les modèles 2,5D et 3D

En 2009 Nielsen et al. [54] ont construit un modèle numérique en 2,5D, basé sur le modèle de Petersen et al. [51]. La numérotation 2,5 D signifie que les pertes thermiques parasites ont été incluses dans la direction spatiale z, non résolu. Le modèle utilise une géométrie des plaques parallèles de gadolinium de 50 mm de longueur et avec une épaisseur de 0,5 mm. Ils ont utilisé de l'eau comme fluide caloporteur avec une hauteur des microcanaux de 0,5 mm. Ils ont simulé un champ magnétique de 1 T. Le champ magnétique a été inséré comme un terme source et basé sur le modèle de WDS. Pour la discrétisation numérique ils ont utilisé la méthode des éléments finis. Le modèle a été écrit utilisant la méthode d'intégration temporelle ADI (*Alternate Direction Implicit*) dans le logiciel générique Fortran. Avec ce modèle ils ont obtenu une différence maximale de température entre les échangeurs de 14 K.

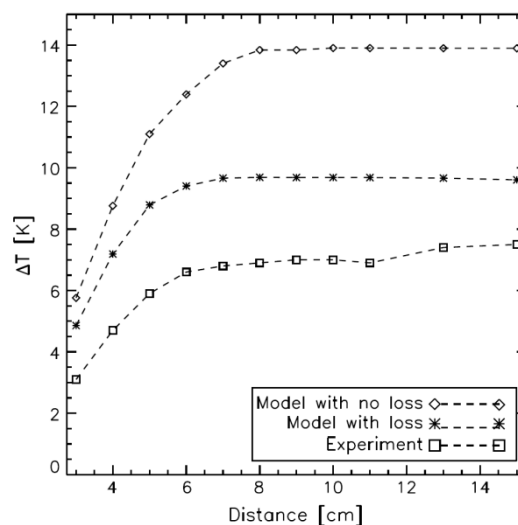
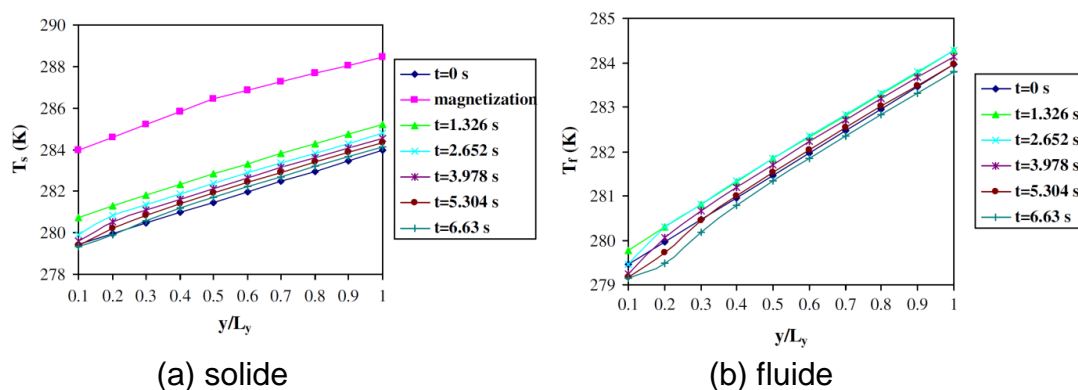


Figure 32: Les résultats du modèle de Nielsen et al. [54]

En 2008, Bouchard et al. [55] ont été les premiers à développer un modèle 3D en régime transitoire d'un régénérateur magnétique actif. Le modèle utilise une géométrie poreuse à base des sphères de gadolinium avec un diamètre relatif de 0,5 mm. Rempli à pleine capacité, la porosité de régénérateur est de 33 %. Les dimensions du régénérateur sont de 25, 50 et 100 mm dans la direction de x, z et y. Comme fluide caloporteur ils ont utilisé de l'eau avec des vitesses comprises entre 0,07 et 0,15 m/s. Ils ont simulé un champ magnétique de 2 T en utilisant l'EMC comme terme source dans l'équation de chaleur. Le matériau solide magnétique et le fluide de régénération ont été modélisés séparément. Le fluide s'écoule à travers les canaux formés par la matrice du matériau solide. Les champs de vitesse, de pression et de température sont obtenus par les équations Navier-Stokes. Le système des équations partielles couplées est résolu en utilisant la méthode des volumes finis. Leurs résultats sont présentés dans la figure suivante :


Figure 33: Les résultats du modèle de Bouchard et al. [55]

Ensuite, nous présentons un tableau de synthèse des modèles numériques de réfrigération magnétique existantes en littérature, en faisant une analyse sur la géométrie utilisée, la dimension du modèle, le régime, la méthode numérique utilisée et la validité des résultats. La liste de modèles est non exhaustive et présente une partie des modèles existantes dans la littérature.

Tableau 1: Les différents modèles numériques de réfrigération magnétique présents dans la littérature (*MDF = Méthode des différences finies, MEF = Méthode des éléments finis, MVF = Méthode des volumes finis*)

Auteur principal	Géométrie	Dim.	Régime	Méthode numérique	Logiciel/ Langage	Validité des résultats	Ref.
Barclay et al.	sphères	1D	transitoire	MDF	-	-	[22]
Allab et al.	plaques parallèles	1D	transitoire	MDF	MATLAB	comparaison avec des résultats exp.	[45]
Risser et al.	plaques parallèles	1D	transitoire	MDF	SCILAB	comparaison avec des résultats exp.	[46]
Tagliafico et al.	sphères (poudre)	1D	transitoire	MDF	MATLAB	-	[47]
Roudaut et al.	plaques parallèles	1D	transitoire	MDF	MATLAB	comparaison avec des résultats exp.	[48]
Tusek et al.	sphères	1D	transitoire	MDF	MATLAB	-	[49]
Vuarnoz et al.	files	1D	transitoire	MDF	MODELICA	-	[50]
Petersen et al.	plaques parallèles	2D	transitoire	MEF	COMSOL	-	[51]
Nielsen et al.	plaques parallèles	2D	transitoire	MEF	COMSOL	-	[52]
Oliveira et al.	plaques parallèles	2D	transitoire	MVF	FORTRAN	-	[53]
Nielsen et al.	plaques parallèles	2,5D	transitoire	MDF	FORTRAN	comparaison avec des résultats exp.	[54]
Bouchard et al.	sphères	3D	transitoire	MVF	ANSYS	-	[55]

3.2 Analyse critique des modèles existants et apport de la thèse

Comme nous avons décrit avant la présentation des modèles numériques existants dans la littérature, il existe plusieurs approches dans la modélisation d'un AMR. Parmi toutes ces approches les plus importantes sont les suivantes :

3.2.1 L'implémentation de l'EMC

Afin d'analyser le fonctionnement d'un AMR, les propriétés magnétiques doivent être incluses dans le modèle. Le changement adiabatique de la température et la chaleur spécifique du solide sont, en général, une fonction de la température et du champ magnétique couplées. Les modèles peuvent être aussi distingués en ce qui concerne la prise en compte de l'effet magnétocalorique. L'effet magnétocalorique est généralement inclus à l'aide des deux méthodes. Certains auteurs comme Tusek et al. [49], Petersen et al. [51], Nielsen et al. [52] et Oliveira et al. [53] ont choisi la plus simple et la plus directe méthode d'inclure l'EMC dans le modèle par une application directe du changement adiabatique de la température dans le solide pendant l'aimantation et la désaimantation. Ça peut être formulé mathématiquement comme :

$$T = T_i(t) + \Delta T_{ad}(T_i, \mu_0 H_i, \mu_0 H_f) \quad (45)$$

où la température initiale est notée T_i , le champ magnétique initial est noté H_i et le champ magnétique final est noté H_f .

Le changement adiabatique de la température en fonction de la température initiale et le champ magnétique initial et final peut être introduit à partir des données expérimentales (rarement) ou en utilisant la méthode analytique, basée sur le modèle de WDS (plus souvent).

Autres auteurs comme Risser et al. [46], Roudaut et al. [48], Vuranos et al. [50] et Bouchard et al. [55] ont choisi la méthode qui consiste à inclure l'effet magnétocalorique directement dans le modèle mathématique comme terme source dans l'équation de la chaleur. L'équation suivante peut être utilisée pour décrire l'énergie libérée dans le processus d'aimantation.

$$\dot{Q}_{EMC} = \frac{\rho_s c_{p,s}(H, T) \Delta T_{ad}(H, T)}{\Delta t} \quad (46)$$

Cette méthode d'inclure l'EMC, qui est plus appropriée physiquement, est dénommée la méthode intégrée (*build-in method*). La méthode intégrée suppose une variation continue du champ magnétique, ce qui sera certainement toujours le cas dans une expérimentation. Cependant, cette méthode nécessite des données détaillées d'aimantation et de la chaleur spécifique en fonction à la fois de la température et du champ magnétique. Ceux-ci peuvent ne pas toujours être disponibles à partir de données obtenues expérimentalement pour les MMCs.

3.2.2 Le changement du champ magnétique et le champ démagnétisant

En général, le changement du champ magnétique dans les modèles, peut être différencié entre un changement discret (*on-off*) et un changement continu. Si le changement du champ magnétique discret est supposé, l'inclusion de l'EMC est limitée à l'application directe du changement adiabatique de la température puisque la méthode intégrée est significative uniquement avec un changement continu du champ magnétique. Cependant, si le but du modèle numérique est de simuler l'opération expérimentale d'un AMR, il peut être important d'implémenter le changement continu de champ magnétique en fonction du temps. La plupart des modèles négligent le changement du champ magnétique spatialement dépendant et supposent que chaque tranche de matériau magnétocalorique est soumise au même champ magnétique. L'effet du champ démagnétisant peut avoir une forte influence sur la variation spatiale du champ magnétique interne dans un AMR. Le champ démagnétisant est généralement en fonction de la géométrie, de la température et les propriétés du MMC.

Jusqu'à présent, juste quelques modèles numériques publiés ont inclus l'effet de champ démagnétisant comme Bouchard et al. [55] et Risser et al. [46]. En Bouchard et al. [55], l'effet de démagnétisation a été inclus comme une équation supplémentaire couplé à résoudre avec l'ensemble des équations thermiques. Cependant, les résultats n'ont pas été discutés en détail en ce qui concerne l'impact de cette situation sur le cycle AMR. Il a été montré, cependant, que le changement adiabatique de la température peut être considérablement modifié lors de la prise en compte de l'effet du champ démagnétisant (Bouchard et al. [55]). Dans le modèle de Risser et al. [46], l'EMC a été implémenté avec des données du champ démagnétisant mesurées expérimentalement sur un banc d'essais. Les caractéristiques magnétocaloriques ont été directement utilisées en fonction d'un champ magnétique externe appliqué pour lequel les valeurs comportent déjà cet effet.

3.2.3 Les conditions d'écoulement du fluide caloporteur

Dans tous les modèles numériques d'AMR la fluidique est représentée par un écoulement alternatif de fluide. Il y a deux aspects importants dans la fluidique du modèle numérique: le développement du profil des vitesses du fluide et la représentation de la variation de la vitesse d'entrée du fluide.

Le développement du profil des vitesses peut être réalisé par deux approches. Dans les modèles où l'écoulement est résolu transversalement (1D ou 2D, perpendiculaire à la direction d'écoulement) un profil d'écoulement est nécessaire. Dans le cas d'une géométrie simple, comme les plaques parallèles, le profil de vitesses peut être résolu analytiquement. Dans le cas d'une géométrie plus compliquée, une solution numérique basée sur les équations de Navier-Stokes peut être nécessaire.

La représentation de la variation de la vitesse d'entrée du fluide est mise en place différemment, en fonction de chaque auteur. Certains auteurs supposent un profil des vitesses en fonction du temps discret de telle sorte que l'écoulement est activé ou désactivé (*on-off*), à l'aide d'une fonction de type rampe. Certains auteurs

supposent une courbe plus réaliste d'écoulement, continu en fonction de temps. Les modèles construits avec la dernière méthode sont plus réalistes parce qu'ils simulent le comportement exact du fluide.

3.2.4 La validation des résultats

Pour s'assurer de la validité du modèle numérique, une série de tests est nécessaire :

- Le test de conservation de l'énergie à champ nul: ce test est fait en réalisant des cycles de circulation alternative du fluide caloporteur dans le régénérateur, en l'absence de champ magnétique et en supprimant les dissipations visqueuses. L'incertitude de conservation de l'énergie est calculée à la fin de chaque cycle de circulation alternative. Cette modalité de vérification est simple et offre une perspective de fonctionnement du modèle du point de vue physique. Risser et al. [46] , Roudaut et al. [48] et Petersen et al. [51] ont vérifié leurs modèles par cette approche.

- Le test d'indépendance de la solution finale aux conditions initiales: plusieurs simulations sont faites avec des conditions initiales différentes en gardant les autres conditions et paramètres. Après un certain nombre de cycles, quand le régénérateur entre en régime stationnaire, les températures finales pour toutes les simulations doivent être similaires. Cette approche de vérification a été choisie par les mêmes auteurs: Risser et al. [46], Roudaut et al. [48] et Petersen et al. [51].

- La validation expérimentale du modèle numérique: les résultats du modèle numérique sont comparés avec des résultats obtenus avec un dispositif expérimental qui utilise la même géométrie et les mêmes conditions. Cette méthode de validation est la plus répandue et la plus précise méthode de vérification parce que nous offre la possibilité de comparer le comportement du modèle avec le comportement réel d'un régénérateur. Cette méthode de vérification a été choisie par Allab et al. [45] , Risser et al. [46] et Nielsen et al. [54].

3.2.5 L'apport de la thèse

Après une analyse des modèles étudiés existants dans la littérature jusqu'à présent, nous faisons ici une synthèse des quelques avantages du modèle présenté dans cette thèse par rapport à les modèles existants :

- **La modélisation multi-physique et multi-échelle** : Dans la construction de notre modèle numérique nous avons modélisé trois phénomènes physiques différents et leur couplage. Le régénérateur magnétique actif est un dispositif qui combine plusieurs phénomènes physiques, chacun à une échelle différente. Le fonctionnement simultané de trois phénomènes physiques (thermique, fluide et magnétisme), chacun à une échelle différente (micro-échelle, mini-échelle et macro-échelle), fait de ce régénérateur un dispositif complexe, dans lequel la simulation numérique nécessite des connaissances approfondies dans ces domaines ainsi que la prise en compte de leurs couplages. Cette partie sera détaillée dans le Chapitre 4.

- **La modélisation 2D complète** : Le modèle numérique prend en compte la direction parallèle à l'écoulement du fluide et la direction perpendiculaire à

l'écoulement du fluide pour tous les phénomènes physiques présents dans le régénérateur. La modélisation 2D d'un régénérateur magnétique actif nous permet de coupler l'équation de la chaleur dans le solide et l'équation de la chaleur dans le fluide par l'interface solide-fluide qui est considérée comme une condition limite additionnelle. Ceci est physiquement plus approprié que l'utilisation d'un coefficient de transfert de chaleur. Ça c'est particulièrement vrai parce que, dans ce cas, le résultat ne dépend pas de la précision de la corrélation pour le coefficient de transfert de chaleur.

Dans la modélisation du transfert de la chaleur dans le fluide et dans le solide la conduction thermique est prise en compte dans les deux dimensions du modèle (la direction parallèle avec l'écoulement du fluide et la direction perpendiculaire avec l'écoulement du fluide). Cet aspect nous permet d'analyser l'impact de la miniaturisation du régénérateur par la variation de l'épaisseur des plaques de solide sur la différence finale de température. La construction du modèle numérique sera détaillée dans le Paragraphe 4.

- **Le champ des vitesses et des pressions** : Dans la partie fluidique du modèle numérique le champ des vitesses et des pressions du fluide est modélisé avec les équations Navier-Stokes. Cette méthode est plus réaliste que l'utilisation d'un profil parabolique imposé parce qu'elle décrit le comportement réel du fluide même dans des microcanaux où l'ordre de grandeur est submillimétrique. Cette partie sera détaillée dans le Paragraphe 4.2.3.

- **L'implémentation de l'EMC comme terme source** : Dans la modélisation de l'aimantation du matériau magnétocalorique, l'effet magnétocalorique est introduit comme un terme source dans l'équation de la chaleur du modèle. Cette méthode est plus appropriée physiquement que l'application directe du changement adiabatique de la température dans le solide pendant l'aimantation et la désaimantation parce que le solide se comporte comme une source volumique de chaleur pendant la période d'aimantation et comme un absorbant de chaleur dans la période de désaimantation. Cette partie sera détaillée dans le Paragraphe 4.2.1.

- **L'EMC provenant des données expérimentales** : Dans la modélisation de l'effet magnétocalorique au sein de l'AMR nous avons préféré d'utiliser la méthode semi-expérimentale, basée sur l'interpolation des données expérimentales à la place de la méthode analytique basée sur le modèle théorique de WDS. Le but de ce choix est d'obtenir des résultats des simulations qui sont plus proches des résultats obtenues en prototypes avec des données réelles des matériaux magnétocaloriques. Les différences entre ces deux approches de modélisation de l'effet magnétocalorique sont détaillées dans le Paragraphe 2.9.

- **L'intégration des données mesurées de la conduction thermique du MMC** : Dans le modèle numérique, la conduction thermique au sein du solide est calculée avec des valeurs exactes et mesurée expérimentalement. Le coefficient de la conductivité thermique a été mesuré par nous, au sein de laboratoire, à l'INSA à l'aide d'un analyseur de la conductivité thermique. Nous avons mesuré la

conductivité de deux matériaux magnétocaloriques utilisés dans nos simulations, le gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse ($\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$). Les mesures ont été faites dans une chambre climatique sur une plage des températures allant de -20°C jusqu'à $+60^\circ\text{C}$. Les valeurs obtenues, dépendantes de la température, sont intégrées dans la modélisation à l'aide d'une fonction d'interpolation pour simuler de façon correcte et le plus proche de réalité le comportement réel d'un AMR. La procédure de cette mesure et les résultats seront détaillés dans le Chapitre 5.

- **L'utilisation des deux matériaux magnétocaloriques :** Dans la modélisation du comportement d'un régénérateur magnétique actif nous avons utilisé, en plus de matériau de référence gadolinium, un nouveau matériau développé par l'un de notre partenaires du projet. Le nouveau matériau est un alliage, l'oxyde de Praséodyme-Manganèse ($\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$). Les résultats obtenus sont comparés et plusieurs analyses sont faites entre les deux matériaux. Les différences entre les deux matériaux magnétocaloriques en termes de différence adiabatique de température sont présentées dans le Paragraphe 4.2.2.

- **La validation du modèle numérique par des données expérimentales :** La validation du modèle numérique a été faite par la méthode qui nous offre les plus grandes certitudes, la comparaison avec des mesures obtenues expérimentalement, sur un prototype. Nous avons validé le modèle numérique à l'aide des valeurs obtenues de l'un de nos partenaires du projet faites sur un prototype linéaire de première génération avec les mêmes caractéristiques géométriques et fonctionnelles comme les caractéristiques du modèle. Les détails sur les valeurs expérimentales et sur le prototype sont présentés dans le Paragraphe 4.3.2.

3.3 Conclusions

Dans ce chapitre nous avons fait un bilan des principaux modèles numériques présentés dans la littérature et une comparaison de ceux-ci du point de vue des méthodes et des résultats. Nous avons vu qu'il existe plusieurs approches dans la modélisation d'un AMR. Il existe des modèles en régime permanent qui sont des modèles simples et des modèles en régime transitoire qui fournissent une description plus complexe du fonctionnement de l'AMR. Au niveau des dimensions des modèles, il existe des modèles en plusieurs dimensions. Les modèles 1D supposent, en général, que l'écoulement de fluide et la conduction thermique (si c'est inclus) se produisent uniquement dans le sens d'écoulement du fluide. Développés plus récemment, les modèles 2D de l'AMR prennent en compte le champ des vitesses, établis dans la direction de l'écoulement du fluide. En général, ils prennent également en compte la conduction thermique en 2D. Il existe aussi des modèles en 2,5D, où les pertes thermiques parasites ont été incluses dans la direction spatiale z, non résolu. Plus récemment, en 2008, un modèle 3D en régime transitoire a été développé qui utilise une géométrie poreuse à base des sphères de gadolinium. En général, un modèle 3D entièrement développé pourrait être appliqué à n'importe quelle géométrie.

Ensuite nous avons fait une analyse critique de ces modèles, en analysant plusieurs aspects constructifs comme l'implémentation de l'EMC, le changement du

champ magnétique et le champ démagnétisant, les conditions d'écoulement du fluide caloporteur et la validation des résultats. L'implémentation de l'EMC est en général réalisée à l'aide des deux méthodes. La plus simple et la plus directe méthode est l'application directe du changement adiabatique de la température dans le solide pendant l'aimantation et la désaimantation ($T+\Delta T_{ad}$). La deuxième méthode, qui est plus approprié physiquement, consiste à inclure l'effet magnétocalorique directement dans le modèle mathématique comme terme source dans l'équation de la chaleur. En ce qui concerne le changement du champ magnétique, peut être différencié entre un changement discrète (*on-off*) et un changement continu.

Dans tous les modèles numériques d'AMR la fluidique est représentée par un écoulement alternatif de fluide. Le champ de vitesses peut être résolu analytiquement, pour une géométrie simple ou à l'aide des équations de Navier-Stokes pour une géométrie plus complexe. La représentation de la variation de la vitesse d'entrée du fluide est mise en place différemment, en fonction de chaque auteur. Certains auteurs supposent un profil des vitesses en fonction du temps discret de telle sorte que l'écoulement est activé ou désactivé (*on-off*), à l'aide d'une fonction de type rampe. Certains auteurs supposent une courbe plus réaliste d'écoulement, continu en fonction de temps.

Vers la fin du chapitre nous avons présenté les trois méthodes les plus répandues de validation des résultats du modèle numérique utilisés dans la littérature, le test de conservation de l'énergie à champ nul, le test d'indépendance de la solution finale aux conditions initiales et la validation expérimentale du modèle numérique. Ensuite, nous avons fait une synthèse de l'apport de la thèse où nous avons présenté les avantages du modèle présenté dans la thèse par rapport aux modèles existants dans la littérature. Chaque aspect de l'apport de la thèse a été discuté et nous avons donné des références dans les divers chapitres de la thèse pour des informations supplémentaires.

Chapitre 4

Présentation du modèle du système magnéto thermique

4.1. Phénomènes physiques mis en jeu et équations caractéristiques

- 4.1.1. Le cycle de travail et la synchronisation magnéto-fluidique
- 4.1.2. La configuration du système et sa discrétisation numérique
- 4.1.3. Les hypothèses et les conditions aux limites du modèle

4.2. Mise en œuvre et analyse du modèle numérique

- 4.2.1. L'introduction de l'effet magnéto-calorique
- 4.2.2. Les caractéristiques du régénérateur solide
- 4.2.3. Les caractéristiques du fluide caloporteur

4.3. Analyse de l'implémentation et de faisabilité du modèle numérique

- 4.3.1. Les étapes d'implémentation du modèle numérique
- 4.3.2. L'analyse de faisabilité du modèle numérique

4.4. Conclusions

4 Présentation du modèle du système magnéto thermique

Ce chapitre est consacré principalement à la présentation générale du modèle du régénérateur magnétique actif (AMR). Nous exposons ici la configuration du système magnétothermique à modéliser, sa géométrie, ainsi que les hypothèses simplificatrices utilisées et les limites de notre modèle. Les résultats issus du modèle numérique seront présentés dans le Chapitre 6.

4.1 Phénomènes physiques mis en jeu et équations caractéristiques

La partie la plus importante dans un système magnétothermique, est constituée par l'AMR. L'AMR est un dispositif qui combine plusieurs phénomènes physiques, chacun à une échelle différente: micro-échelle, mini-échelle et macro-échelle. La prise en compte simultanée et couplée de ces trois phénomènes physiques: thermique, fluide et magnétisme, fait de ce régénérateur un dispositif complexe, pour lequel l'écriture d'un modèle numérique nécessite des connaissances détaillées dans ces domaines respectives.

Le fonctionnement d'un AMR est basé sur l'utilisation de l'effet magnétocalorique qui représente la réponse thermique d'un matériau lorsqu'il est placé dans un champ magnétique. Le comportement d'un AMR est similaire à celui des régénérateurs passifs et les transferts thermiques sont gouvernés par les mêmes équations caractéristiques. La seule différence est dans la présence d'un terme source correspondant à l'EMC et la variation des propriétés physiques du régénérateur avec la température et le champ magnétique. Afin de réaliser un cycle thermique, il est nécessaire de déplacer de façon périodique le fluide à l'intérieur du régénérateur solide.

Physiquement, un régénérateur est un lit poreux de matériaux magnétocaloriques qui est utilisé pour le transfert de chaleur vers et à partir d'un fluide en mouvement, dans un processus cyclique, afin d'obtenir des différences plus importantes de température en sortie, vers l'extérieur de système, entre l'échangeur de chaleur froid - CHEX, et l'échangeur de chaleur chaud - HHEX. Avec la régénération thermique, où le matériau magnétocalorique est capable de fonctionner à la fois comme un matériau régénérateur et comme un réfrigérant solide, l'écart de température entre les échangeurs peut être considérablement augmenté par rapport à la différence adiabatique de la température d'un cycle unique de l'effet magnétocalorique.

Comme nous avons vu précédemment, le régénérateur magnétique actif est un dispositif qui combine plusieurs phénomènes physiques. Ces phénomènes physiques nécessitent chacun la connaissance des équations régissant, des hypothèses d'implémentation et des conditions aux limites.

Les équations caractéristiques

La répartition de la température au sein du matériau magnéto-calorique est déterminée à partir de l'équation de la chaleur, avec l'EMC comme terme source :

$$\rho_s \cdot c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} + \nabla \cdot (-\lambda_s \nabla T_s) = \dot{Q}_{EMC} + \dot{Q}_{HT} \quad (47)$$

Le terme source dans l'équation 47 est représenté par le flux EMC, défini comme en équation 48 :

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s \cdot c_{p,s}(H, T) \frac{\Delta T_{ad}(H, T)}{\Delta t} \quad (48)$$

La répartition de la température au sein du fluide est déterminée à partir de l'équation de conservation de l'énergie pour un fluide incompressible :

$$\rho_f \cdot c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + (u \cdot \nabla) T_f \right) + \nabla \cdot (-\lambda_f \nabla T_f) = -\dot{Q}_{HT} \quad (49)$$

La partie fluidique du modèle est résolue à l'aide des équations Navier-Stokes (l'équation de continuité et l'équation de conservation de quantité de mouvement), qui nous donnent le champ des vitesses du fluide :

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (50)$$

$$\rho_f \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u \right) - \mu_f \nabla^2 u + \nabla p = 0 \quad (51)$$

La distribution des vitesses d'écoulement du fluide, déterminée par des équations 50 et 51 est utilisée comme valeur d'entrée pour la relation 49 pour déterminer le transfert de chaleur par convection. Les équations 47 et 49 sont liées par le terme \dot{Q}_{HT} .

Pour évaluer les performances d'un système AMRR (Réfrigération Régénérative Magnétique Active), les équations des puissances moyennes sur un cycle AMRR en régime établi, apportées par les sources chaude et froide, sont les suivantes :

La puissance froide est calculée par :

$$\dot{Q}_{cold} = \frac{1}{\Pi} \int_0^{t_{blow}} \dot{M} \cdot c_{p,f} (T_{cold} - T_f(t)) dt \quad (52)$$

La quantité de chaleur rejetée par le système est obtenue par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{hot} = \frac{1}{\Pi} \int_0^{t_{blow}} \dot{M} \cdot c_{p,f} (T_f - T_{hot}(t)) dt \quad (53)$$

L'énergie totale requise par le système en fonctionnement au cours d'un cycle AMRR se compose du travail magnétique W_{mag} , nécessaire au matériau magnétocalorique d'entrer et de sortir du champ magnétique et du travail mécanique W_{mec} , nécessaire aux déplacements alternatifs du fluide caloporteur. Le travail total est donné par la somme de ces deux composantes:

$$W_{tot} = W_{mag} + W_{mec} \quad (54)$$

Sans prendre en compte les éventuelles déperditions qui ont un impact négatif sur les puissances thermiques froide et chaude, la première loi de la thermodynamique nous permet de calculer le travail magnétique comme suit :

$$W_{mag} = Q_{hot} - Q_{cold} \quad (55)$$

Le travail mécanique W_{mec} est exprimé par l'équation suivante, en utilisant une efficacité de pompe η :

$$W_{mec} = \frac{\dot{M}_f \cdot \Delta p}{\rho_f \cdot \eta} \quad (56)$$

Le coefficient de performance appliqué au cas d'un AMRR est défini comme dans l'équation 57:

$$COP = \frac{Q_{cold}}{W_{tot}} = \frac{Q_{cold}}{W_{mag} + W_{mec}} = \frac{Q_{cold}}{Q_{hot} - Q_{cold} + W_{mec}} \quad (57)$$

4.1.1 Le cycle de travail et la synchronisation magnéto-fluidique

Le modèle numérique décrit le fonctionnement d'un AMR d'après le cycle d'AMRR (Réfrigération Régénérative Magnétique Active) qui est le cycle magnéto-thermodynamique le plus efficace pour un réfrigérateur magnétique opérant à température ambiante. Ce cycle se compose d'une aimantation (A → B) et d'une désaimantation (C → D) isentropiques et d'un refroidissement (B → C) et un réchauffement (D → A) isochoamps.

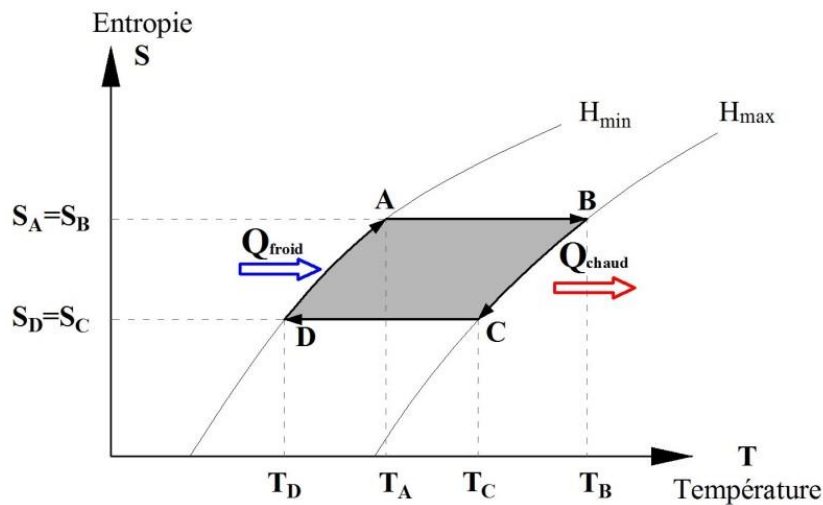


Figure 34: Représentation d'un cycle AMRR mono-étage

Pour transposer ce cycle dans la simulation numérique il est nécessaire d'utiliser une synchronisation entre le mouvement alternatif du fluide au sein du régénérateur et la fréquence du mouvement du champ magnétique à l'extérieur du régénérateur.

Cette synchronisation est réalisée dans notre cas, conformément à la Figure 34 avec les temps caractéristiques qui sont détaillées dans le Tableau 2.

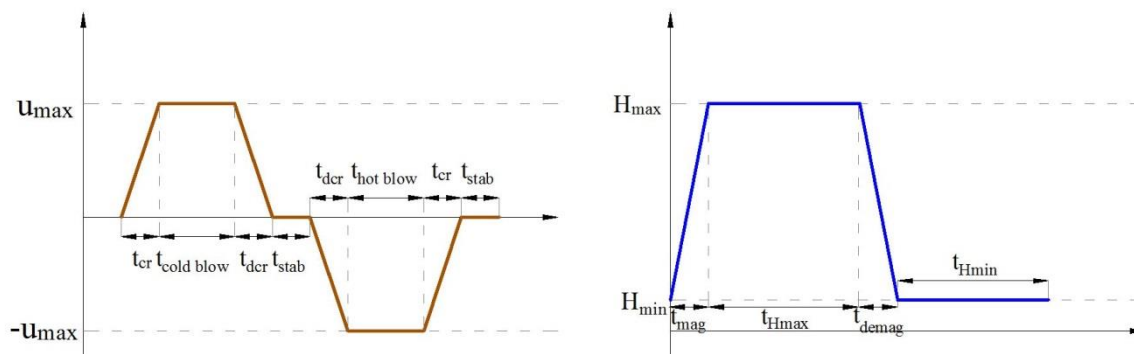


Figure 35: La corrélation magnéto-fluidique du modèle numérique

Les phases d'aimantation, désaimantation, accroissement et diminution de la vitesse de mouvement du fluide peuvent être modélisées aussi par d'autres fonctions comme des sinusoides, échelons, etc. Dans notre modèle on considère un cycle symétriques avec $t_{\text{cold blow}} = t_{\text{hot blow}}$, $t_{\text{mag}} = t_{\text{demag}}$ et $t_{H_{\text{max}}} = t_{H_{\text{min}}}$, détaillées dans le Tableau 2.

Tableau 2: Définition des temps caractéristiques dans un cycle de réfrigération magnétique

u_{max}	Vitesse maximale du fluide
t_{cr}	Durée de croissance de la vitesse du fluide
t_{dcr}	Durée de décroissance de la vitesse du fluide
t_{stab}	Durée de la stabilisation de la vitesse constante
$t_{\text{cold blow}}$	Durée de la phase d'écoulement vers l'échangeur chaud
$t_{\text{hot blow}}$	Durée de la phase d'écoulement vers l'échangeur froid
H_{max}	Champ magnétique maximal
H_{min}	Champ magnétique minimal
t_{mag}	Durée de l'aimantation
$t_{H_{\text{max}}}$	Durée de la phase de champ magnétique élevé
t_{demag}	Durée de la désaimantation
$t_{H_{\text{min}}}$	Durée de la phase de champ magnétique faible

4.1.2 La configuration du système et sa discrétisation numérique

Comme précisé précédemment, le lit poreux de matériaux magnéto-caloriques peut se présenter sous de nombreuses configurations géométriques.

Plusieurs équipes scientifiques, comme J.A. Barclay *et al.* [19] ont testé les différents configurations de régénérateurs: géométrie à poudres, géométrie à plaques perforés, etc... Le choix d'une structure en particulier est bien entendu multicritères: l'efficacité énergétique, la facilité/difficulté de réalisation, contraintes de

fabrications en série, prix final/critère économique. Dans notre étude, nous avons fait le choix d'utiliser pour la modélisation de notre AMR, une géométrie à plaques parallèles constitué des matériaux magnétocaloriques avec des mini ou microcanaux pour le passage du fluide. Nous avons choisi cette géométrie, car les études et les publications scientifiques existantes, montrent que c'est la solution qui présente le meilleur compromis entre les avantages et les désavantages d'autres configurations testés.

En effet, cette configuration est celle d'un micro échangeur permettant ainsi de réaliser une structure d'échange thermique compacte. La diminution de la taille des canaux permet, dans un même volume, de maximiser la surface d'échange thermique. Ceci est d'autant plus important à mettre en évidence, que l'effet de magnétisation est volumique, tant que l'effet de transfert de chaleur est surfacique.

La puissance échangée entre la surface de la lame de MMC à la température T_s et le fluide à une température T_f est toujours de forme:

$$P = h \cdot S \cdot (T_s - T_f) \quad (58)$$

Alors, pour un coefficient h fixé, et pour des températures imposés, le seul moyen d'augmenter la puissance échangée est d'accroître la surface d'échange S . En même temps pour des raisons d'encombrement, le volume doit rester le plus petit possible, d'où la tendance de miniaturisation, maximum de surface dans un minimum de volume, qui est actuellement recherchée pour plusieurs domaines d'applications.

L'intérêt et l'avantage d'une structure de type micro échangeur réside dans sa grande compacité; on arrive à échanger plusieurs kilowatts dans un volume de quelques cm^3 . Un autre avantage c'est la masse, donc la petite quantité de matière qui est utilisée; également une faible quantité de fluide et une plus grande sécurité dans la logistique d'installation et de stockage.

Les inconvénients des micro-échangeurs résident encore dans leur conception délicate, non standardisée, et pour la partie fluidique une perte de charge plus grande que pour les systèmes classiques. Ainsi nous avons dû calculer ces pertes de charge et en tenir compte pour l'estimation de COP final.

La Figure 36 présente une vue schématique de la géométrie complète 3D considérée dans le développement du modèle numérique. Les échangeurs de chaleur (CHEX et HHEX) sont modélisés comme des plaques, qui sont placés aux deux extrémités du régénérateur. L'espace entre le régénérateur et les échangeurs de chaleur nous montre que le transfert de chaleur vers et à partir du régénérateur se produit uniquement par le fluide. Cet écart est considéré comme étant isolé thermiquement et, par conséquent, omis de la géométrie du modèle. De même, les pistons sont également omis de la géométrie du modèle parce que la conduction de chaleur à travers les pistons est négligeable. Il est raisonnable de négliger le transfert de chaleur transversal, parce qu'un AMR bien isolé a peu de pertes de chaleur vers l'environnement et donc un faible gradient de température dans la direction Z. En négligeant les effets de bord, la conception répétitive du régénérateur permet que la géométrie totale soit réduite à une unité symétrique comme cela est illustré dans la Figure 37, en bas.

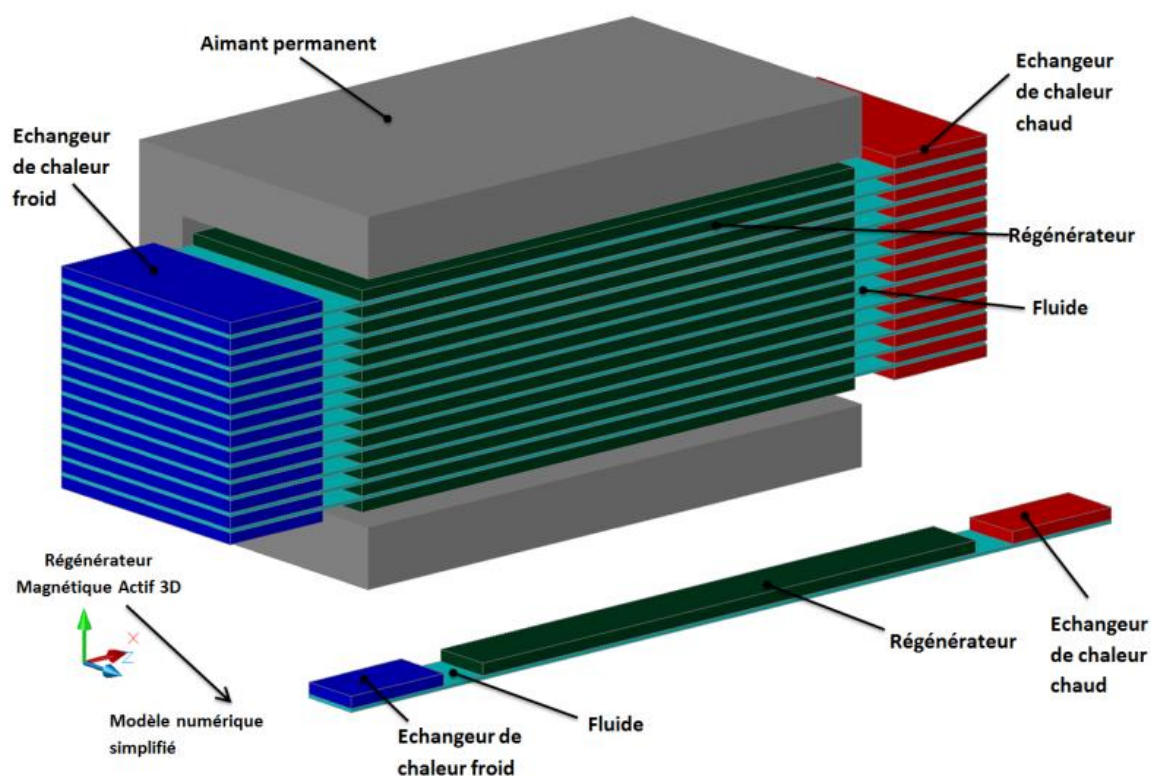


Figure 36: La géométrie 3D du régénérateur AMR utilisé comme base d'explication de phénomènes multi-physiques présents dans un système énergétique magnétothermique

Dans notre simulation, l'ordre de grandeur de l'épaisseur des plaques du solide et de l'épaisseur des microcanaux est submillimétrique (entre 0,2 et 1 mm).

Tableau 3: Caractéristiques géométriques de système magnétothermique

	Paramètres	Notations	Valeurs	Unité de mesure
Géométrie	Longueur du canal de fluide	L_c	60 – 200	mm
	Longueur du régénérateur	L	30 – 100	mm
	Longueur des échangeurs	L_{ex}	5	mm
	Hauteur du microcanal de fluide	H_f	0,15 – 0,60	mm
	Hauteur de la plaque de MMC	H_s	0,3 – 1,00	mm
	Largeur du matériau et microcanal	w	10	mm
	Porosité du régénérateur	ε	0,218	-

La porosité de l'AMR est définie par :

$$\varepsilon = \frac{V_f}{V_{AMR}} \quad (59)$$

Avec V_f le volume de fluide contenu dans les canaux de la matrice et V_{AMR} le volume total de l'AMR (solide + fluide).

Toujours en négligeant les effets de bord dans le sens transversal (direction Z), l'AMR peut être limité à deux dimensions pour éviter le temps extra-long de calcul, comme indiqué dans Figure 37.

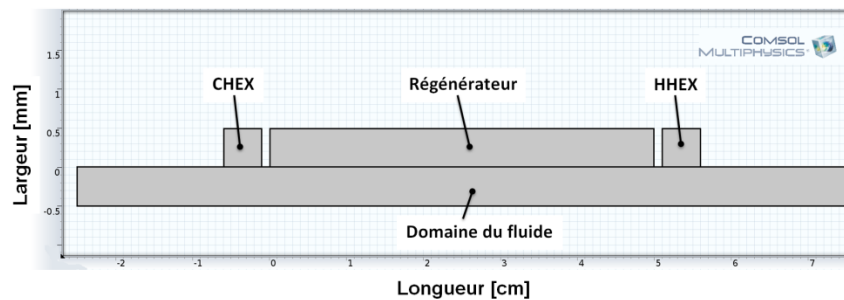


Figure 37: La géométrie 2D simplifiée du modèle numérique

4.1.3 Les hypothèses et les conditions aux limites du modèle

a) Les hypothèses simplificatrices

Pour modéliser l'AMR et son cycle thermique, nous considérons les hypothèses suivantes :

- La source de champ magnétique n'est pas modélisée d'une manière détaillée, mais elle est prise en compte dans le calcul de l'EMC ;
- Les courants de Foucault et les pertes par hystérésis sont négligés ;
- La périodicité de l'empilement de plaques selon Y nous permet de modéliser le régénérateur avec un seul canal de fluide circulant entre deux plaques de solide ;
- Le solide est homogène et isotrope;
- Le régénérateur est parfaitement isolé du milieu environnant, par conséquent on travaille dans des conditions adiabatiques ;
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligé;
- Le solide et le fluide sont considérés en contact thermique parfait à l'interface solide-fluide ;
- Le fluide est considéré incompressible et monophasique, car dans notre système, le fluide caloporteur est de l'eau, qui peut être additionnée de l'antigel ou de l'anticorrosif.
- L'écoulement est complètement développé et la vitesse imposée est considérée comme vitesse médiane, qui reste constante.

b) Les conditions aux limites du modèle numérique

Nous avons vu précédemment que le modèle du régénérateur pouvait se réduire à un seul canal de fluide en contact avec une seule plaque de solide. En 2D, on considère le domaine d'étude représenté sur la Figure 37. Les conditions aux limites dépendent de la frontière du domaine considéré.

Nous avons fait l'hypothèse que le régénérateur était parfaitement isolé du milieu environnant. Nous supposons aussi un contact thermique parfait entre le solide et le liquide, entraînant ainsi la continuité du flux définie par :

$$-\lambda_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial y} \right) = -\lambda_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial y} \right) \quad (60)$$

$$T_s = T_f \quad (61)$$

Le solide et le fluide sont initialement à une température constante, T_a . Les conditions aux limites sont de type Neumann sur les parois extérieures (le flux de chaleur est nul) et de type Dirichlet à l'entrée du canal de fluide. Pour l'interface solide-liquide nous avons une condition de non-glissement. Nous avons aussi une condition de mouvement des frontières au niveau des deux extrémités du canal de fluide en fonction de la direction de déplacement.

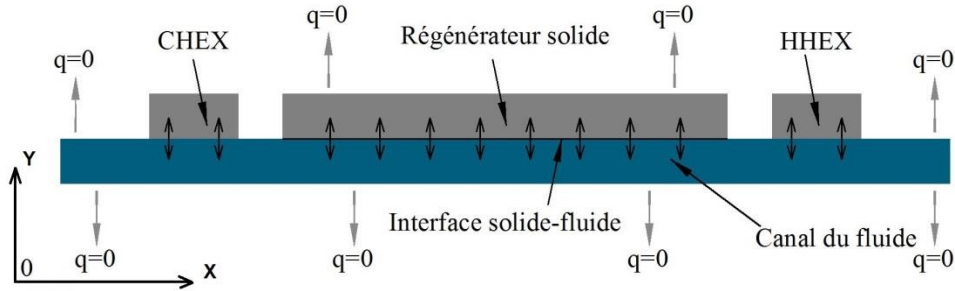


Figure 38: Les conditions aux limites du modèle numérique

Aux deux extrémités de l'AMR se trouvent les échangeurs de chaleur du côté chaud et du côté froid. Pour l'étape de circulation du fluide de l'échangeur chaud vers l'échangeur froid (*hot blow*), la température du fluide est considérée comme $T_f(x=0,t)=T_{hot}$.

Pour l'étape de circulation du fluide de l'échangeur froide vers l'échangeur chaud (*cold blow*) la température du fluide est considérée comme $T_f(x=L,t)=T_{cold}$. Le paramètre L représente la longueur du régénérateur.

Dans les échangeurs de chaleur de chaque côté nous pouvons fixer les quantités de chaleur échangées Q_{cold} et Q_{hot} . Les températures des réservoirs chaud et froid, T_{hot} et T_{cold} peuvent être soit imposées, soit calculées. Dans le cas d'un fonctionnement à puissance nulle, ces températures se calculent en faisant la moyenne temporelle des températures de sortie du fluide au cycle précédent :

$$T_{hot} = \frac{1}{t_{coldblow}} \int_0^{t_{coldblow}} T_f(x=0,t) dt \quad (62)$$

$$T_{cold} = \frac{1}{t_{hotblow}} \int_0^{t_{hotblow}} T_f(x=L,t) dt \quad (63)$$

4.2 Mise en œuvre et analyse du modèle numérique

D'une manière classique, notre modèle numérique respecte les étapes successives qui sont: l'introduction des paramètres et des fonctions d'entrées, le solveur pour la résolution des équations, les paramètres de sorties, notamment les résultats de calcul. Ces étapes sont schématisées dans la figure suivante.

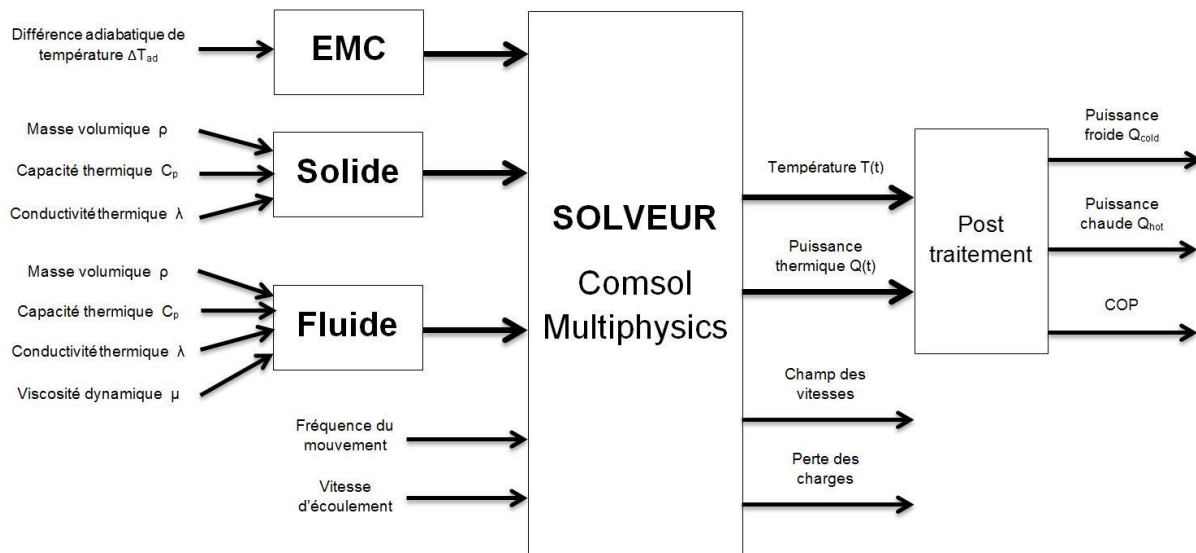


Figure 39: Représentation schématique des principaux paramètres d'entrée-sortie du modèle numérique

Dans la suite de ce chapitre nous présenterons les données d'entrée du modèle ainsi que notre approche pour l'utilisation du solveur Comsol, en gardant un chapitre à part pour les données de sortie qui sont nos résultats.

Les deux grandes catégories de paramètres d'entrées sont: la matrice solide représentée par les matériaux magnétocaloriques et leurs caractéristiques variables dans le temps et en fonction de champ magnétique et le fluide caloporteur en écoulement en contact avec la matrice solide.

D'une manière très importante, l'influence de la variation de l'intensité du champ magnétique est à prendre en compte comme variable d'entrée.

4.2.1 L'introduction de l'effet magnétocalorique

Le magnétisme est représenté au niveau micro-échelle dans l'AMR par l'introduction de l'effet magnétocalorique. Comme nous avons vu dans le premier chapitre, en littérature il existe deux méthodes pour modéliser l'effet magnétocalorique dans un AMR, la méthode analytique exprimée par le modèle théorique de WDS (Weiss-Debye-Sommerfeld) et la méthode semi-expérimentale qui consiste en l'interpolation des données obtenues expérimentalement. Nous avons aussi comparé ces deux méthodes, en observant les avantages de la méthode semi-expérimentale et nous avons conclu qu'on va utiliser cette méthode ensuite dans notre étude.

L'effet magnétocalorique dans le modèle numérique est défini comme en équation 64, identique à l'équation 48:

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s c_{p,s}(H, T) \frac{\Delta T_{ad}(H, T)}{\Delta t} \quad (64)$$

Avec une fonction décrivant la variation de 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 l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s c_{p,s}((H(t), T(t)) \frac{\Delta T_{ad}(H(t + \Delta t, T(t))) - \Delta T_{ad}(H(t, T(t)))}{\Delta t} \quad (65)$$

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 :

$$T = T(t) + \Delta T_{ad}(T(t), \mu_0 H(t), \mu_0 H(t + \Delta t)) \quad (66)$$

Dans le modèle numérique présenté ici nous allons utiliser deux matériaux magnéto caloriques pour la réalisation des simulations. Le premier matériau est le matériau référence en domaine, gadolinium et le deuxième est un alliage, l'oxyde de praséodyme-manganèse, $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$, qui est un matériau nouveau, créé récemment pour être utilisé dans ce domaine.

4.2.2 Les caractéristiques du régénérateur solide

L'approche macro-échelle de l'AMR est représentée par le transfert de chaleur dans le solide. Pour la partie solide, dans le modèle numérique présenté ici, nous allons utiliser deux matériaux magnéto caloriques pour la réalisation des simulations. Le premier matériau est le matériau référence en domaine, gadolinium et le deuxième est un alliage, l'oxyde de praséodyme-manganèse, $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$, qui est un matériau nouveau, créé récemment pour être utilisé dans ce domaine.

Gadolinium est une terre rare, le seul matériau magnétique disponible en état pur qui possède un effet magnéto calorique géant. Il possède des propriétés physiques selon de tableau suivant :

Tableau 4: Les propriétés physique du gadolinium à $T = 24^\circ\text{C}$

Gadolinium	Température de Curie	Conductivité thermique théorique	Masse volumique	Capacité thermique massique
	K	$W/m \cdot K$	kg/m^3	$J/kg \cdot K$
	293	10,6	7901	230

Les valeurs maximales de ΔT_{ad} autour de la température de Curie du gadolinium sont d'environ 2,8 K dans un champ magnétique de 1 T et d'approximatif 6 K dans un champ de 2 T. Les valeurs de ΔT_{ad} et de C_p sont présentées dans la figure suivante et introduites par l'interpolation dans les équations du modèle numérique.

La Figure 40 montre l'évolution de la variation adiabatique de la température du gadolinium (a) et de la capacité thermique (b) en fonction de la température pour plusieurs valeurs de l'intensité de champ magnétique appliqué.

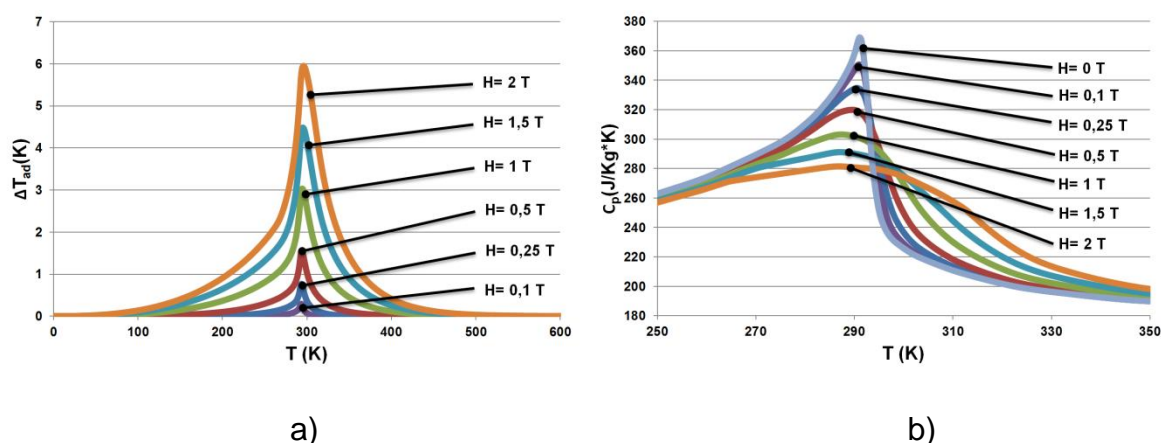


Figure 40: Variation adiabatique de la température (a) et variation de la capacité thermique (b) du gadolinium pour des différentes valeurs de champ magnétique appliqué

Dans la Figure 40 nous avons utilisé une valeur maximale de l'intensité de champ magnétique de 2 T qui représente la limite envisageable possible à obtenir aisément avec des aimants permanents.

Le deuxième matériau utilisé dans les simulations numériques est l'oxyde de praséodyme–manganèse, $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$, qui est un matériau de synthèse, un alliage avec des bonnes propriétés magnétothermiques. Ses propriétés physiques sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau 5: Les propriétés physiques de l'oxyde de praséodyme–manganèse

$\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$	Température de Curie	Conductivité thermique	Masse volumique
	<i>K</i>	<i>W/m·K</i>	<i>kg/m³</i>
	292,5	2,3	5850

Les valeurs maximales de ΔT_{ad} autour de la température de Curie sont plus petites que les valeurs du gadolinium, de 1,2 K pour un champ magnétique de 1 Tesla et d'environ 1,9 K pour un champ de 2 Tesla. Ce matériau est actuellement dans l'état de recherche afin de pouvoir utiliser un matériau magnéto calorique qui ne contient pas des terres rares. Les valeurs de ΔT_{ad} et de C_p , utilisé par l'interpolation dans le modèle numérique sont présentées dans la figure suivante. Ces valeurs ont été mesurés est fournies par l'un des partenaires de ce projet de recherche, le Laboratoire CRISMAT de Caen.

La Figure 41 nous montre l'évolution de la variation adiabatique de la température d'oxyde de praséodyme - manganèse (a) et la capacité thermique (b) en fonction de la température pour plusieurs valeurs du champ magnétique appliqué.

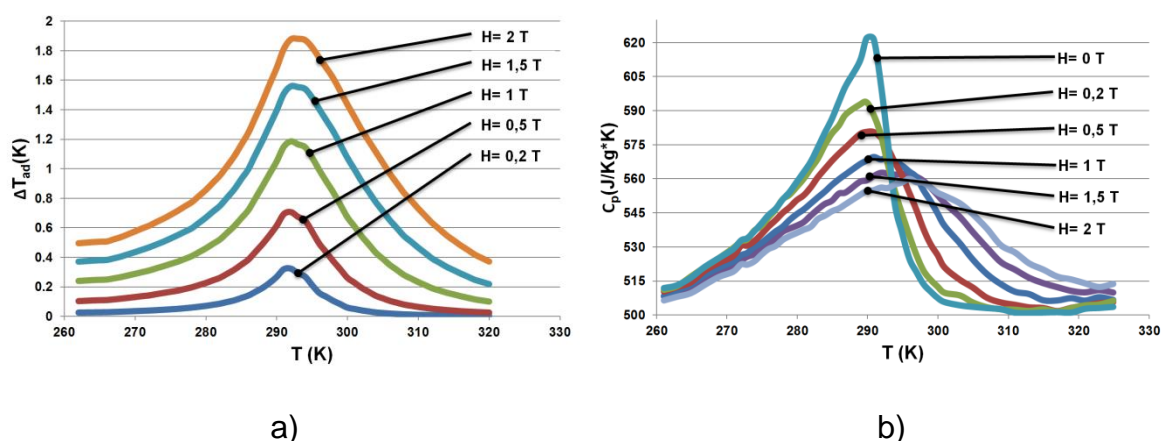


Figure 41: Variation adiabatique de la température (a) et variation de la capacité thermique (b) du $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$ pour des différentes valeurs de champ magnétique appliqué

Pour les échangeurs de chaleur dans les deux côtes du régénérateur, échangeur de chaleur chaud (HHEX) et l'échangeur de chaleur froid (CHEX) nous avons utilisé l'aluminium comme matériau grâce à ses bonnes propriétés de transfert de la chaleur. Les valeurs sont présentées dans le tableau suivant.

Tableau 6: Les propriétés physiques d'aluminium [56]

Aluminium	Capacité thermique	Conductivité thermique	Masse volumique
	$J/kg \cdot K$	$W/m \cdot K$	kg/m^3
	900	237	2700

4.2.3 Les caractéristiques du fluide caloporteur

L'approche mini-échelle dans l'AMR est représentée par la fluidique ou les caractéristiques du fluide caloporteur sont détaillées. Dans le modèle numérique en COMSOL Multiphysics, la fluidique est traitée indépendamment à travers l'utilisation des équations Navier-Stokes. Par la suite, le module dédié à l'écoulement est couplé au module transfert thermique par l'interface fluide-solide. Cette modalité de résolution numérique parallèle et le couplage des phénomènes physiques nous permettent d'avoir un modèle numérique dynamique, avec des résultats très proches des valeurs obtenues expérimentalement.

Le fluide caloporteur utilisé dans notre modèle est l'eau, Comsol ayant déjà ce fluide newtonien implémenté dans sa bibliothèque des fluides. En réalité, pour éviter l'oxydation très rapide du gadolinium, un additif peut être ajouté à l'eau, sans modifier d'une manière significative ses propriétés physiques. C'est un produit commercial anticorrosion destiné aux installations de chauffage. Il est très efficace en contact avec le gadolinium à condition qu'il soit en permanence et totalement immergé.

Le Tableau 7 montre les propriétés physiques de l'eau utilisée dans la modélisation numérique.

Tableau 7: Les propriétés physique du fluide caloporteur pour une température de 25°C [56]

L'eau	Masse volumique	Conductivité thermique	Capacité thermique	Viscosité dynamique
	kg/m^3	$W/m \cdot K$	$J/kg \cdot K$	$Kg/m \cdot s$
	997	0,595	4183	$8,91 \cdot 10^{-4}$

Lorsqu'on étudie un écoulement, le premier critère caractéristique à considérer c'est le nombre de Reynolds afin de déterminer le régime d'écoulement.

$$Re = \frac{\rho_f v D_h}{\mu_f} \quad (67)$$

avec ρ_f , v , et μ_f respectivement la masse volumique, la vitesse et la viscosité dynamique du fluide et D_h le diamètre hydraulique.

Le diamètre hydraulique, qui représente la longueur caractéristique de l'écoulement est définie comme :

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (68)$$

avec A_c la section d'écoulement et P le périmètre mouillé.

Lorsqu'un fluide circule (selon une direction x) au contact d'un solide de température différente, on voit apparaître une couche limite hydrodynamique à la proximité de la paroi du solide. C'est la zone dans laquelle la variation de la vitesse est importante pour devenir nulle sur la paroi. Si l'on considère un écoulement à vitesse moyenne constante dans une conduite, le profil de vitesse va progressivement passer d'un profil constant, à un profil appelé pleinement développé, qui ne varie plus au cours de son déplacement. Ce profil est de forme parabolique et correspond à la distance à laquelle la couche limite hydrodynamique sera égale au rayon hydraulique. Il est alors possible de définir un nombre de Reynolds moyen.

La Figure 42 montre des vitesses théoriques dans le modèle numérique. On peut observer dans la figure le premier profil de vitesses qui n'est pas encore développé et le deuxième qui est pleinement développé. La vitesse du fluide descend d'un maximum au centre du microcanal jusqu'à la valeur nulle pour la couche limite, à la paroi.

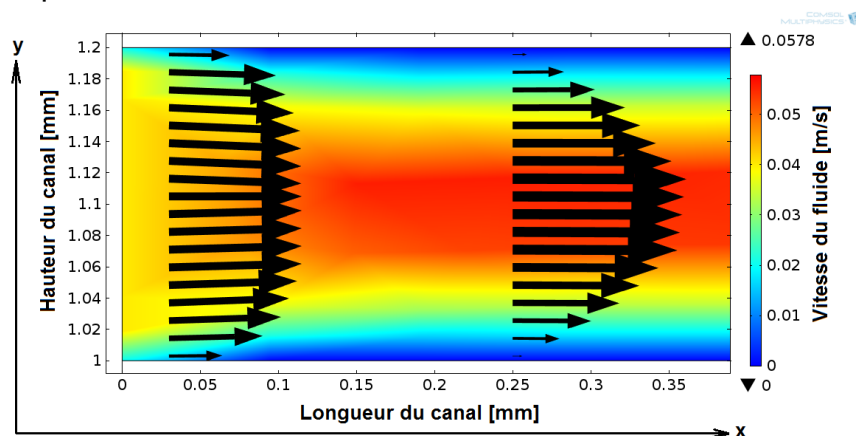


Figure 42: Le champ des vitesses pour l'écoulement du fluide dans le microcanal en régime laminaire

a) Type d'écoulement dans l'AMR

Le type d'écoulement porte une influence significative sur le transfert de chaleur dans les systèmes de réfrigération magnétique. Le calcul des coefficients d'échange entre les parois d'un solide et un fluide en mouvement est difficile car il dépend explicitement des propriétés de l'écoulement du fluide.

Dans notre cas, nous utilisons une géométrie à plaques parallèles avec des microcanaux pour le passage du fluide d'un ordre submillimétrique, avec des valeurs d hauteurs de canal comprises entre 0,15 et 0,6 mm. La vitesse du fluide dans notre système est basse, ayant des valeurs entre 0,025 et 0,15 m/s.

Avec cette configuration des paramètres géométriques et de fonctionnement nous avons obtenu des valeurs de nombre de Reynolds qui varie entre 7,44 (pour une vitesse de fluide de 0,025 m/s et une hauteur de canal de 0,15 mm) jusqu'à 174,75 (pour une vitesse de fluide de 0,15 m/s et une hauteur de canal de 0,6 mm).

On conclut qu'avec ces valeurs très basses pour le nombre de Reynolds, l'écoulement du fluide reste toujours laminaire dans notre modèle numérique.

4.3 Analyse d'implémentation et de faisabilité du modèle numérique

L'implémentation du modèle numérique est basée sur la méthode des éléments finis (FEM pour *Finite Elements Method*), qui utilise une discrétisation spatiale et temporelle du problème du transfert thermique et la fluidique. Le logiciel utilisé pour discrétiser et résoudre les équations est le logiciel commercial *COMSOL Multiphysics*. Ce logiciel, anciennement appelé *FEMLab* et développé initialement comme une toolbox de MATLAB, a été développé par des étudiants de *Germund Dahlquist* (1925-2005) au *Royal Institute of Technology* à Stockholm.

Il est spécialisé dans la résolution des problèmes multi-physiques et de phénomènes physiques couplées ayant un nombre illimité d'interactions entre différentes physiques. Sa spécificité est de permettre de coupler des différentes équations partielles différentielles (EDP), de manière à décrire au mieux des phénomènes multiphysiques. Il dispose d'un environnement graphique permettant à la fois le dessin des géométries et l'affichage de résultats en post-traitement. Des fonctions avancées permettent d'entrer manuellement des EDP spécifiques. De plus, les données du logiciel sont accessibles depuis MATLAB, ce qui permet la réalisation de scripts. Il comporte plusieurs modules qui peuvent être couplés les uns aux autres et chacun est conçu à la résolution d'une physique en particulier, pour des problèmes en 0D, 1D, 2D ou 3D.

4.3.1 Les étapes d'implémentation du modèle numérique

L'implémentation en *COMSOL Multiphysics* de ce modèle numérique complexe est un problème de savoir coupler plusieurs phénomènes physiques dans un modèle numérique multi-échelle et multi-physique. Cette implémentation a été effectuée en plusieurs étapes :

- La première étape était l'implémentation de l'effet magnétocalorique à travers la source de chaleur dans le domaine solide. Cette étape était la plus délicate parce

qu'elle doit intégrer le phénomène de magnétisme qui n'est pas implémenté directement dans le modèle mais par l'interpolation des données expérimentales caractéristiques de chaque matériau magnétocalorique ;

- La deuxième étape était l'implémentation du cycle magnéto-thermodynamique de travail par un schéma de synchronisation entre le mouvement alternatif du piston et le déplacement alternatif du champ magnétique (la synchronisation magnéto-fluidique) ;
- La troisième étape était la construction de la géométrie du modèle, avec la caractérisation de chaque domaine du point de vue du matériau utilisé dans la simulation ;
- La quatrième étape était représentée par l'application des deux dernières physiques (le transfert de la chaleur et la fluidique) dans deux sous-modèles numériques et le couplage de ces deux ;
- La cinquième étape était représentée par le maillage de la géométrie du système. La qualité du maillage, parmi les autres facteurs, nous donne la précision des résultats ;
- La sixième étape était représentée par l'analyse post-traitement du modèle numérique. Dans cette étape nous avons analysé les résultats caractéristiques et nous avons fait la représentation de ces résultats.

Quelques précisions s'imposent encore :

a) L'effet magnétocalorique

L'effet magnétocalorique dans le modèle en COMSOL a été introduit à l'aide d'une fonction d'interpolation des données thermophysiques obtenues expérimentalement. L'aimantation, la chaleur spécifique et la différence adiabatique de la température dans le matériau lui-même, varient en fonction de deux paramètres qui sont la température et le champ magnétique. Le champ magnétique à son tour varie en fonction du temps, comme représenté dans l'équation suivante :

$$M, C_p, \Delta T_{ad} = f(T, \mu_0 H(t)) \quad (69)$$

Comme nous avons vu dans le premier chapitre, en littérature il existe deux méthodes pour modéliser l'effet magnétocalorique dans un AMR, la méthode analytique exprimé par le modèle théorique de WDS (Weiss-Debye-Sommerfeld) et la méthode semi-expérimentale qui consiste en l'interpolation des données obtenues expérimentalement. Nous avons aussi comparé ces deux méthodes, en observant les avantages de la méthode semi-expérimentale et nous avons conclu qu'on va utiliser cette méthode ensuite dans notre étude.

L'effet magnétocalorique dans le modèle numérique est défini comme en équation 68:

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s c_{p,s}(H, T) \frac{\Delta T_{ad}(H, T)}{\Delta t} \quad (70)$$

Avec une fonction décrivant la variation de 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 l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s c_{p,s}((H(t), T(t)) \frac{\Delta T_{ad}(H(t + \Delta t, T(t)) - \Delta T_{ad}(H(t), T(t))}{\Delta t} \quad (71)$$

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 :

$$T = T(t) + \Delta T_{ad}(T(t), \mu_0 H(t), \mu_0 H(t + \Delta t)) \quad (72)$$

La capacité thermique (C_p) et la différence adiabatique de la température (ΔT_{ad}) utilisées par COMSOL dans la modélisation numérique sont présentées dans les deux figures suivantes :

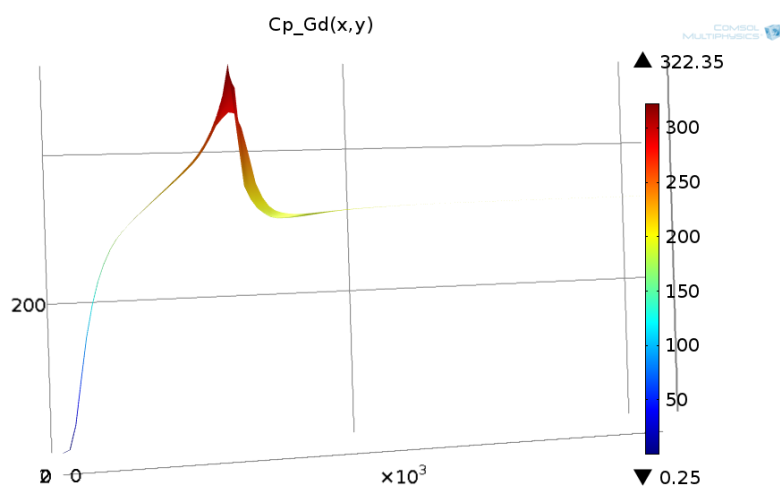


Figure 43: La capacité thermique du MMC utilisé dans la modélisation numérique en COMSOL

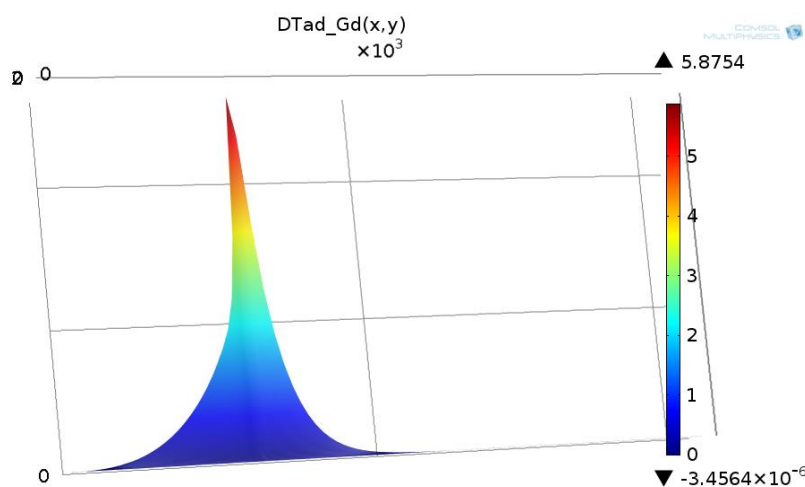


Figure 44: La différence adiabatique de la température du MMC utilisé dans la modélisation numérique en COMSOL

La synchronisation magnéto-fluidique de la deuxième étape étant en étroite connexion avec les équations décrivant le comportement de l'AMR a été déjà présentée.

On rappelle ici que les fonctions analytiques construites pour la représentation de la vitesse de mouvement du fluide et pour la fréquence de mouvement du champ magnétique, sont de la forme représenté dans la Figure 45 et dans la Figure 46.

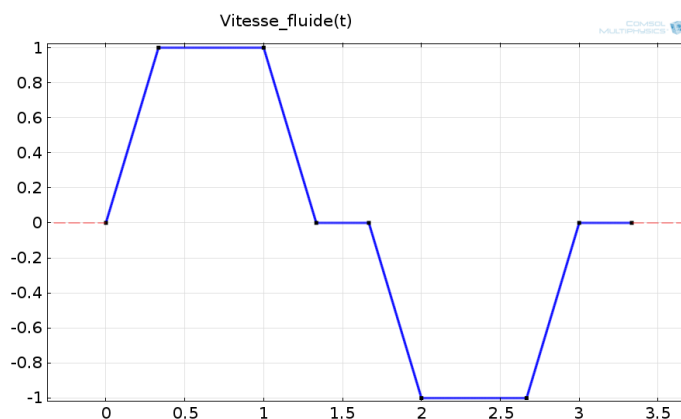


Figure 45: La représentation de la fonction analytique de variation de la vitesse d'écoulement du fluide en fonction de la période du mouvement

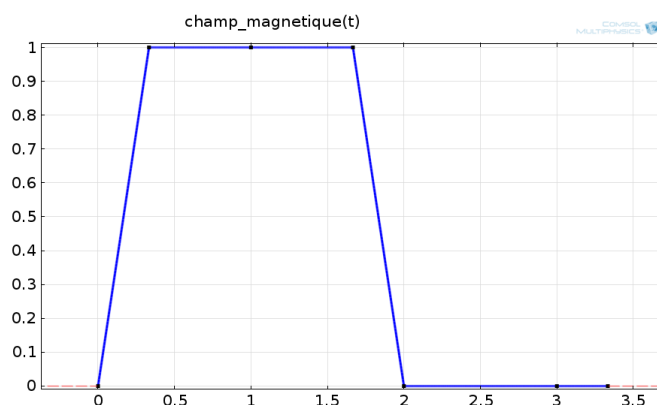


Figure 46: La représentation de la fonction analytique de variation du champ magnétique en fonction de la fréquence du champ magnétique

Nous précisons ici également que le modèle numérique a été construit avec une géométrie simplifiée présentée, dans la Figure 36 et les paramètres de fonctionnement synthétisés dans le Tableau 8.

Tableau 8: Données de modélisation du système magnétothermique et du cycle AMRR

	Paramètres	Not.	Valeurs	U.m.
Géométrie	Longueur du canal de fluide	L_c	60 – 200	mm
	Longueur du régénérateur	L	30 – 100	mm
	Longueur des échangeurs	L_{ex}	5	mm
	Hauteur du microcanal de fluide	H_f	0,15 – 0,60	mm
	Hauteur de la plaque de MMC	H_s	0,3 – 1,00	mm
	Largeur du matériau et microcanal	w	10	mm
Caractéristiques de fonctionnement	Champ magnétique maximal appliqué	H_{max}	1,0 – 2,0	T
	Fréquence du cycle	f	0,3 – 2,0	s^{-1}
	Amplitude cycle de vitesse de fluide	u	0,025 - 0,15	m/s
	Température initiale du système	T_i	294,45	K
	Temps initial des simulations	t_0	0	s
	Temps final des simulations	t_{max}	200	s
	Pas de temps utilisé	dt	0,1	s

Cette géométrie permet d'identifier les quatre éléments qui composent notre système de réfrigération magnétique qui sont représentés dans la Figure 47.

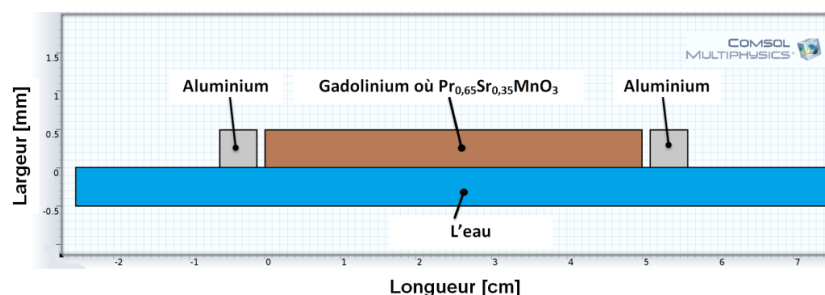


Figure 47: La géométrie utilisée en Comsol pour le modèle numérique composée de quatre éléments qui font partie d'un système de réfrigération magnétique

b) Le maillage

Le maillage choisi pour le modèle numérique est un maillage structuré de type quadrique adapté pour le transfert de chaleur et pour l'écoulement laminaire. Il consiste d'un nombre total de 6300 éléments, avec une distribution préférentielle au long du modèle numérique, plus fine pour les entités plus importantes et plus grosse pour le reste des entités. Ainsi, la taille minimale d'un élément de maillage peut atteindre 0,03 mm, et la taille maximale 0,5 mm. Le maillage est construit suffisamment fin pour compter à ces deux type de physiques.

En plus de ce maillage fixe, un maillage mobile a été construit au long de la direction d'écoulement pour faciliter le mouvement du piston.

La distribution du maillage peut être observée dans la figure suivante, avec une distribution plus dense pour l'échangeur de chaleur et une distribution normale pour les autres entités.

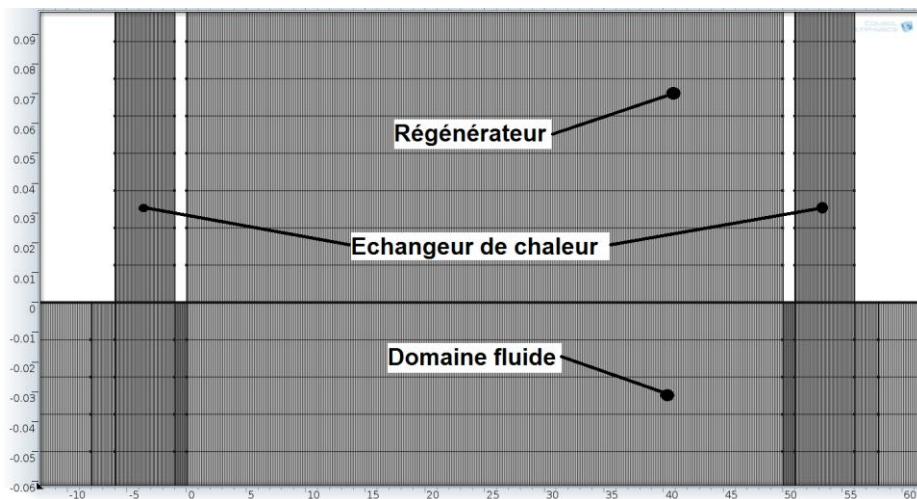


Figure 48: Le maillage du modèle numérique, avec une distribution préférentielle

c) Le post-traitement

Au cours de cette dernière étape, l'étape post-traitement nous faisons l'analyse de résultats obtenus et la représentation de ces résultats. L'analyse des résultats sera faite par une analyse de sensibilité des paramètres. Cette étape sera détaillée dans le chapitre des résultats.

4.3.2 L'analyse de faisabilité du modèle numérique

Notre modèle est sujet d'un certain nombre d'artefacts et une étude de vérification est nécessaire pour limiter leurs effets. Ces erreurs proviennent des différentes origines qui peuvent être :

- L'incertitude de la solution par la discrétisation spatiale et temporelle ;
- L'incohérence des données magnétocaloriques (C_p , ΔT_{ad}) ;
- L'incohérence des données des mesures de conductivité thermique (λ) ;
- L'accumulation des incertitudes liées à la précision de convergence en maillage ;
- Les limites liées à l'implémentation de l'EMC.

Comsol Multiphysics est un logiciel commercial qui a été vérifié et validé par NAFEMS (*National Agency for Finite Element Methods and Standards* - l'Agence Nationale pour Méthodes et Normes des Eléments Finis) aux Etats-Unis dans plusieurs études de référence. Cependant, parce que le modèle utilisé des méthodes personnalisées pour caractériser les phénomènes physiques, la validation du modèle numérique est nécessaire.

Nous avons vérifié la validité du modèle numérique par trois méthodes. D'abord, nous avons utilisé la méthode de convergence en maillage, après, l'indépendance des résultats en régime permanent par rapport aux conditions initiales a été testée et ensuite nous avons fait la validation du modèle par une comparaison avec des données expérimentales, issues d'un prototype.

a) La convergence en maillage

La validité du modèle numérique a été d'abord vérifiée par une étude de la convergence spatiale et temporelle en maillage. L'étude de la convergence en maillage implique la définition d'un critère d'incertitude et la vérification que l'incertitude tend vers zéro lorsque le maillage est raffiné. Nous avons défini le critère d'incertitude relatif suivant :

$$\delta_{\text{maillage}} = \frac{\|T_s(n_{e2}, n_{dl2}) - T_s(n_{e1}, n_{dl1})\|}{\|T_s(n_{e1}, n_{dl1})\|} \quad (73)$$

avec $T_s(n_{e1}, n_{dl1})$ (respectivement $T_s(n_{e2}, n_{dl2})$) la température moyenne du solide obtenu avec un nombre des éléments n_{e1} et avec un nombre des degrés de liberté n_{dl1} (respectivement n_{e2} et n_{dl2}).

Dans l'étape de vérification de convergence en maillage nous avons utilisé six valeurs de nombre des éléments de maillage et des degrés de liberté. Dans la première simulation nous avons utilisé 1050 éléments et 5005 degrés de liberté ; ensuite pour la deuxième 2100 éléments et 9945 degrés de liberté ; pour la troisième nous avons utilisé 3150 éléments et 14885 degrés de liberté ; dans la quatrième, cinquième et sixième nous avons utilisé 4200, 5250 et 6300 éléments et respectivement 19825, 24765 et 29705 degrés de liberté. Nous avons observé que l'incertitude diminue lorsque l'on augmente le nombre d'éléments et des degrés de liberté. Nous avons considéré que la solution reste indépendante du maillage pour $n_e = 6300$ et $n_{dl} = 29705$ et ces valeurs ont été utilisées pour toutes les simulations.

b) L'indépendance des résultats aux conditions initiales

Nous avons simulé deux cas de fonctionnement avec une variable pour vérifier l'indépendance de la solution en régime permanent par rapport aux conditions initiales. La variable est la température initiale du système et nous avons utilisé une valeur pour chaque simulation. Pour la première simulation nous avons utilisé une température initiale du système de 294,15 K et pour la deuxième simulation, une température initiale de 292,75 K. Pour ce test, les paramètres utilisés sont les mêmes que ceux utilisés dans les autres simulations, conforme au Tableau 8. Le système est parfaitement isolé sur ses frontières avec l'extérieur. Le modèle nous donne comme résultats, les températures des échangeurs froid et chaud. Les résultats sont présentés dans la Figure 49 et dans le Tableau 9.

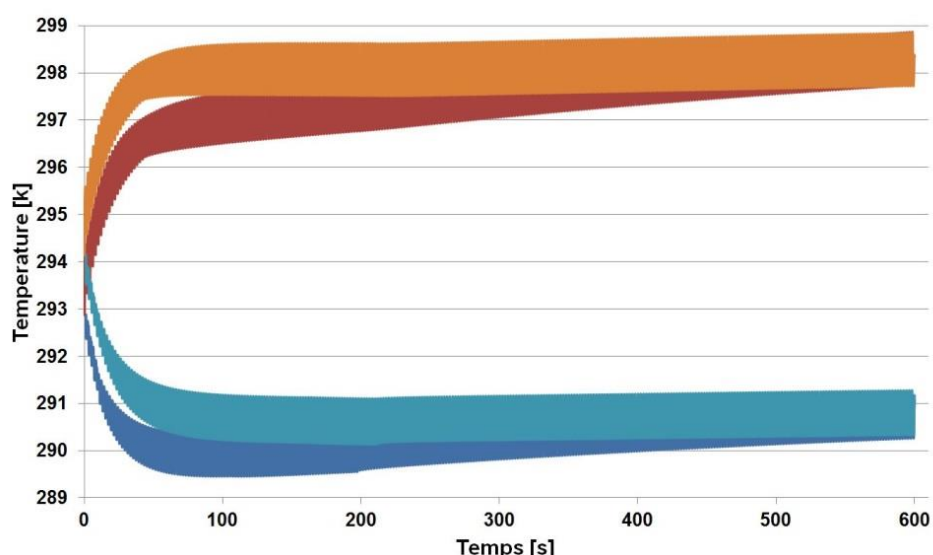


Figure 49: Evolution de la température dans les échangeurs pour différentes conditions initiales ($T_0=292,75$ K et $T_0=294,15$ K)

La différence entre les températures initiales de ces deux simulations est de 1,4 K. Après 600 secondes, la différence entre les températures moyennes du HHEX pour les deux simulations est de 0,02 K et la différence entre les températures moyennes du CHEX pour les deux simulations est de 0,03 K. Nous pouvons observer que le régénérateur atteint le même état stationnaire, quelles que soient les conditions initiales. A partir de ces résultats nous pouvons confirmer que le modèle fonctionne correctement et que les résultats finals sont indépendants des conditions initiales du système.

Tableau 9: Evolution des températures dans les échangeurs pour différentes conditions initiales

Température initiale	Température moyenne CHEX (après 600 s)	Température moyenne HHEX (après 600 s)
K	K	K
292,75	290,72	298,33
294,15	290,75	298,35

c) La validation du modèle par des données expérimentales

La meilleure façon de valider un modèle numérique et de s'assurer de sa fonctionnalité et sa fiabilité est de procéder à une étude comparative entre les résultats des simulations et les résultats expérimentaux.

Pour la validation expérimentale nous avons utilisé des données expérimentales fournies par Cooltech Applications, l'une des entreprises partenaire dans notre projet de recherche. Les mesures ont été faites sur un prototype de première génération linéaire dans un seul étage en utilisant gadolinium comme matériau magnéto-calorique, défini dans la thèse de Risser [39]. Les caractéristiques de construction et de fonctionnement de ce prototype sont présentées dans le tableau suivant.

Tableau 10: Les caractéristiques du prototype AMR

	Paramètres	Notations	Valeurs	Unité de mesure
Géométrie	Longueur du matériau	L_c	100	<i>mm</i>
	Hauteur du microcanal de fluide (Epaisseur du fluide)	H_f	0,17	<i>mm</i>
	Hauteur de la plaque de MMC (Epaisseur du solide)	H_s	0,5	<i>mm</i>
	Nombre de lames du matériau	n_{sol}	31	<i>pieces</i>
	Porosité du régénérateur	ϵ	0,218	-
Caractéristiques de fonctionnement	Champ magnétique maximal	H_{max}	1,1	<i>T</i>
	Vitesse du fluide	u	0,03	<i>m/s</i>
	Température initiale du système	T_i	293,15	<i>K</i>
	Fréquence du cycle	f	0,5	<i>s⁻¹</i>
	Temps maximal	t_{max}	200	<i>s</i>

Notre modèle numérique permet de prendre en compte différentes interactions entre les paramètres relatifs à la physique du système magnéto calorique, mais n'intègre pas l'ensemble des éléments perturbateurs inhérent au prototype comme les déperditions thermiques avec le milieu extérieur, les volumes mortes du fluide, l'inertie thermique des pièces, etc. et à cause de ce fait une différence entre les valeurs obtenues par le modèle et les résultats obtenus expérimentalement est attendue.

Dans la Figure 50 nous présentons une comparaison entre les résultats obtenus par voie de simulation numérique et les résultats obtenus expérimentalement.

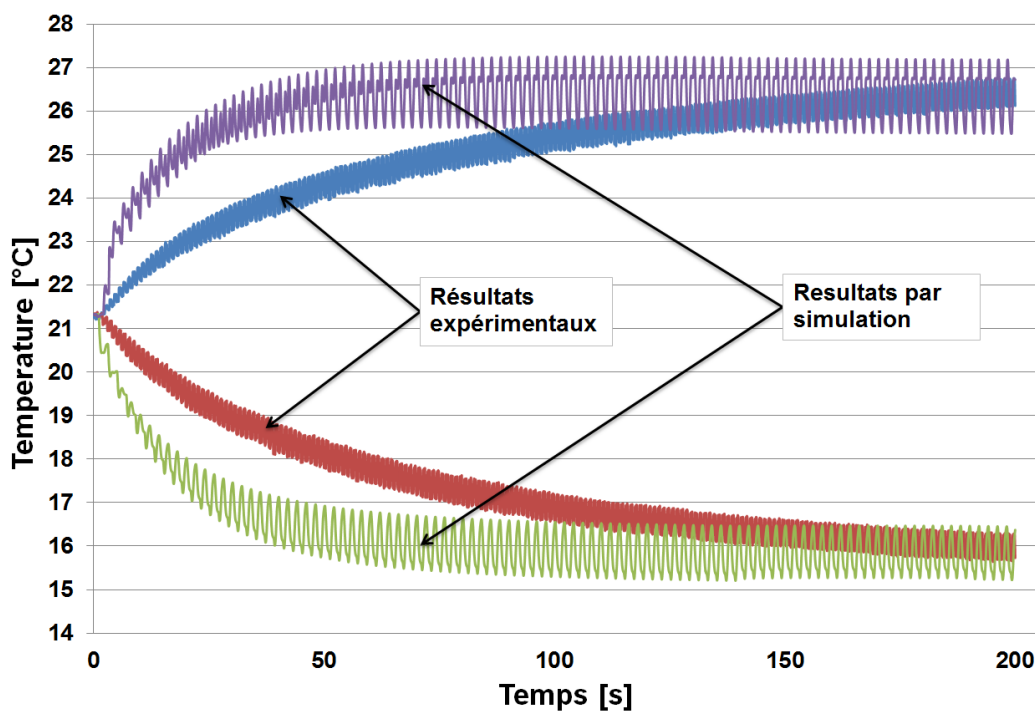


Figure 50: Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats par simulation numérique

Après un cycle de fonctionnement de 200 secondes le régénérateur entre dans le régime permanent. Les résultats obtenus pour les deux cas sont présentes dans le tableau suivant.

Tableau 11: Comparaison expérimentale du modèle numérique

		Méthode numérique	Méthode expérimentale
Température côté chaud	°C	27,25	26,76
Température côté froid	°C	15,20	15,64
Température initiale	°C	21,3	21,3
Ecart relatif côté chaud	%	1,79	
Ecart relatif côté froid	%	2,81	

Nous avons défini le critère d'écart relatif suivant :

$$\delta_{rel} = \frac{\|T_{s1} - T_{s2}\|}{\|T_{s1}\|} \quad (74)$$

Nous pouvons observer une bonne concordance entre les valeurs numériques et les valeurs obtenues expérimentalement avec un écart relatif du coté chaud de 1,79 % et de 2,81 % pour le coté froid. Ces écarts relatifs faibles des deux côtés montrent que le modèle est valide et que son fonctionnement est fidèle au fonctionnement du prototype.

4.4 Conclusions

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation du modèle numérique du système magnéto thermique. Il fonctionne d'une manière similaire à des régénérateurs passifs, avec la différence que dans un régénérateur magnétique actif un terme source correspondant à l'EMC est présent et qu'afin de réaliser un cycle thermique, il est nécessaire de déplacer de façon périodique le fluide à l'intérieur du régénérateur. Nous avons vu que le régénérateur magnétique actif est un dispositif multi-échelle (micro-échelle, mini-échelle et macro-échelle) et multi-physique (thermique, fluide et magnétisme). L'approche micro-échelle au sein du régénérateur est représentée par le magnétisme, ou l'effet magnéto-calorique se passe au niveau des spins des électrons des atomes du matériau magnéto-calorique. L'approche mini-échelle est représentée par la fluide dans la géométrie du régénérateur. L'approche macro-échelle est représentée par le transfert de la chaleur - l'écart final de température du système, entre les deux échangeurs de chaleur. Le couplage simultané de trois phénomènes physiques, chacun a une échelle différente, fait de ce régénérateur un dispositif complexe, dans lequel la simulation numérique nécessite des connaissances dans plusieurs domaines.

Ensuite, nous avons présenté les caractéristiques géométriques et de fonctionnement du modèle. La géométrie du modèle est à plaques parallèles avec des microcanaux pour le passage du fluide. Le cycle magnéto-thermodynamique qui est utilisé dans le modèle est le cycle d'AMRR (Réfrigération Régénérative Magnétique Active), qui est le cycle le plus efficace pour un réfrigérateur magnétique opérant à température ambiante. Pour transposer ce cycle dans la simulation numérique nous avons utilisé une synchronisation entre le mouvement alternatif du fluide et la fréquence du mouvement du champ magnétique en extérieur du régénérateur. Les équations utilisées sont, pour la partie fluide du modèle, les équations Navier-Stokes. La répartition de la température au sein du matériau magnéto-calorique est déterminée à partir de l'équation de la chaleur, avec l'EMC comme terme source et la répartition de la température au sein du fluide est déterminée à partir de l'équation de conservation de l'énergie pour un fluide incompressible.

Pour l'implémentation de l'EMC et le fluide caloporteur, nous avons utilisé la méthode semi-expérimentale, basée sur l'interpolation des données expérimentales. Comme matériaux magnéto-caloriques nous avons utilisé deux matériaux. Le matériau de référence, gadolinium qui est une terre rare avec des propriétés bien connues et un nouveau matériau, un alliage qui est en encore en état R&D, l'oxyde de praséodyme-manganèse, $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$. Le fluide caloporteur simulé est de l'eau, grâce à des valeurs bien connues et sa capacité calorifique.

Dans la fin de chapitre nous avons présenté l'implémentation du modèle numérique, sa vérification et sa validation expérimentale. L'implémentation est faite avec la méthode des éléments finis et le logiciel utilisé pour discrétiser et résoudre les équations est COMSOL Multiphysics. Le modèle a été vérifié par deux méthodes, la vérification de convergence en maillage et l'indépendance des résultats aux conditions initiales et ensuite il a été validé par une comparaison avec des données expérimentales.

Chapitre 5

Mesures des propriétés thermo physiques des MMC et leur intégration dans le modèle

5.1 Conductivité thermique des matériaux

5.1.1 Eléments d'étude de la conductivité thermique des métaux

5.1.2 Méthodes de mesure et identification de paramètres

5.1.3. L'étude des nouveaux matériaux magnéto-caloriques

5.2 Mesure de la conductivité thermique et l'analyse des MMC

5.2.1 La méthode de mesure

5.2.2 Les mesures de la conductivité thermique

5.2.3 Les résultats des mesures

5.2.4 L'analyse spectrale du gadolinium

5.2.5 L'analyse du type de cristallisation du gadolinium

5.3. Conclusions

5 Mesures des propriétés thermophysiques des MMC et leur intégration dans le modèle

Le régénérateur solide étant l'élément central du système de réfrigération magnétique, une attention particulière lui a été donnée. Ainsi, nous avons pris le soin de mesurer ses propriétés thermophysiques et d'étudier leur influence sur les performances finales du système.

Au sein du régénérateur, le transfert thermique entre les lames de matériau magnétocalorique et le fluide résulte du gradient thermique dans le matériau et du transport de chaleur dans le fluide.

En général, pour des vitesses élevées du fluide, la contribution de la conduction thermique sur le bilan total du transfert de chaleur d'un système est faible par rapport à la contribution de la convection. Dans notre cas, le système de réfrigération magnétique basé sur un régénérateur à plaques parallèles utilise des valeurs basses de vitesse d'écoulement. A cause de ces valeurs basses de la vitesse du fluide, la conduction thermique constitue un élément important dans le bilan de chaleur avec une contribution non-négligeable.

Généralement, Comsol permet l'utilisation d'une bibliothèque des matériaux avec leurs caractéristiques déjà intégrés dans les fonctions du logiciel. Cela nous donne les propriétés physiques constantes ou variables en fonction de la température pour des matériaux les plus courants comme aluminium, cuivre, acier, etc. Cependant, pour les matériaux spécifiques comme gadolinium ou bien pour les alliages nouveaux comme l'oxyde de praséodyme – manganèse ($\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$) les propriétés thermophysiques doivent être introduites manuellement, dans la bibliothèque existante, sous un format identique aux autres matériaux.

Dans la littérature il existe un nombre limité des références pour le coefficient de la conductivité thermique pour le gadolinium et ces références parfois nous montrent des valeurs dispersées [57]. Pour l'oxyde de praséodyme – manganèse ($\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$) à cause de la mise en forme récente de cet alliage, les valeurs de la conductivité thermique sont inexistantes dans la littérature. Dans le domaine de la réfrigération magnétique, dans tous les modèles numériques existants, la dépendance du coefficient de la conductivité thermique en fonction de la température n'est pas représentée et la plupart de leurs équations utilisent la valeur théorique du coefficient de la conductivité thermique à la température ambiante, de 20°C, ce qui conduit à des valeurs finales d'écart de température et de courbes de puissance frigorifique différentes des valeurs expérimentales.

Pour que notre modèle numérique puisse simuler de façon correcte et le plus proche de la réalité le comportement réel d'un AMR, des valeurs mesurées du coefficient de la conductivité thermique des matériaux magnétocaloriques sont requises.

5.1 Conductivité thermique des matériaux

La conductivité thermique d'un corps dépend de nombreux facteurs parmi lesquels :

- La composition chimique et la pureté, cette dernière jouant un rôle considérable pour les cristaux ;
- La constitution physique pour les solides, en particulier:
 - a) le degré de cristallisation, ainsi que la dimension des cristaux
 - b) la porosité, et pour une même proportion de vides, la forme et la grosseur des pores, la dimension des fentes et leur orientation
 - c) les anisotropies, la direction du flux pouvant avoir une grande influence, particulièrement pour certains systèmes de cristallisation
 - d) le passé thermique, c'est-à-dire les températures auxquelles a pu être porté antérieurement le corps, et la vitesse de refroidissement (ceci étant plus ou moins en liaison avec l'état cristallin)
- La température moyenne ;
- La pression.

5.1.1 Eléments d'étude de la conductivité thermique des métaux

Wiedemann et Franz [58] ont montré expérimentalement, en 1853, que le rapport de la conductivité thermique λ sur le produit de la conductivité électrique σ et la température absolue T , était sensiblement constant aux températures ordinaires.

$$\frac{\lambda}{\sigma \cdot T} = L \quad (75)$$

où L représente le nombre de Lorentz.

Un métal étant à la fois un corps bon conducteur de l'électricité et un polycristal, la chaleur est transportée concurremment par les électrons libres (transport qualifié conduction par les électrons) et par le réseau cristallin lui-même (transport qualifié par phonon-gaz).

La conductivité totale est la somme de ces deux conductivités élémentaires :

$$\lambda = \lambda_{\text{él}} + \lambda_{\text{rés}} \quad (76)$$

où: $\lambda_{\text{él}}$ étant la conductivité par voie électrique ;
 $\lambda_{\text{rés}}$ étant la conductivité par le réseau.

Ces deux conductivités sont interdépendantes, en raison des interactions entre les électrons et les photons. Dans certaines conditions de température, (en particulier au-delà de 273 K), la conduction par les électrons des métaux purs peut être étudiée théoriquement parce que la conduction par le réseau est une faible fraction de la conduction totale.

Pour des faibles températures, en raison de la difficulté de l'étude des interactions entre les différents modes de transport, les développements théoriques sont beaucoup plus complexes. Ce qu'on en sait peut être schématisé de la façon suivante :

Pour la conduction par les électrons, les facteurs de perturbation peuvent être classés de la façon suivante :

1) Perturbation électrons-électrons: ces effets sont quantitativement moins importants que les perturbations électrons-photons, sauf peut-être aux très basses températures.

2) Perturbation des électrons par les vibrations du réseau : les vibrations du réseau perturbent la conduction par les électrons et cette perturbation augmente avec la température.

3) Perturbation par les impuretés: elle dépend de la densité des impuretés et peut être considérée comme indépendante de la température.

4) Perturbation par les imperfections à grande échelle: les effets de ces imperfections, (frontières, grains ou dislocations) sont comparables aux précédents, mais sont encore plus difficiles à étudier.

Pour les métaux de grande pureté commerciale, la résistance provoquée par les impuretés semble négligeable à la température ordinaire, mais devient prédominante aux très basses températures.

La théorie de la conduction électronique dans les métaux a été abordée par trois voies différentes :

- La théorie classique dite de l'électron-gaz de Drude et Lorenz, suppose que le métal contienne des électrons libres obéissant aux lois de la mécanique classique;

- La théorie quantique des électrons libres de Sommerfeld ;

- La théorie de zone imaginée par Bloch en 1928, supposant que les électrons se meuvent dans le champ électrique du réseau.

5.1.2 Méthodes de mesure et identification de paramètres

Il est toujours difficile de classer des méthodes de mesure de la conductivité ; la classification la plus naturelle consiste à considérer deux grands groupes :

- les méthodes en régime permanent ;

- les méthodes en régime variable.

Dans les premières, le temps n'intervient pas; elles permettent d'atteindre uniquement la conductivité thermique; dans les secondes, les mesures sont effectuées en fonction du temps et permettent l'identification de plusieurs paramètres: conductivité, diffusivité ou effusivité. Les méthodes en régime variable sont actuellement les plus utilisées. Toutes ces méthodes consistent à appliquer sur un échantillon à l'équilibre, une perturbation thermique et à mesurer une ou plusieurs températures (ou flux) en fonction du temps. En fonction de ce qui les différencie, ce sont :

- Le type de perturbation ;

- Le type de mesure (et le lieu) ;

- La géométrie du problème.

Dans notre cas, le choix a été porté sur la méthode de la source plane transitoire modifiée, décrite ci-après.

5.1.3 L'étude des nouveaux matériaux magnétocaloriques

A l'heure actuelle, la plupart des prototypes de réfrigération magnétique sont basés sur gadolinium, même s'il est une terre rare et coûteuse et le sujet des problèmes techniques tels que la corrosion dans un environnement aqueux. Au cours des dix dernières années, la recherche a été centrée sur l'étude de certaines familles de composés intermétalliques, montrant un effet magnétocalorique dit « géant ». Toutefois, des problèmes subsistent à la mise en œuvre de ces matériaux dans les systèmes de réfrigération magnétique.

A côté des questions fondamentales relatives à la nature de premier ordre de ces transitions, l'utilisation de ces matériaux est également confronté à une série de préoccupations pratiques, liées au coût, la difficulté de la synthèse, et le vieillissement en conditions opérationnelles (corrosion, l'effritement, etc). Il semble que précisément sur ces questions, les oxydes peuvent revendiquer certains avantages, ce qui pourrait compenser pour leur faible performance en termes d'effet magnétocalorique intrinsèque. Pour être plus généraliste, il faut souligner que bien que l'effet magnétocalorique est le cœur d'un dispositif de réfrigération magnétique, de nombreuses autres propriétés physiques sont impliqués dans un tel système complexe magnéto thermique.

Dans le cadre du projet ANR : « *Nouveaux matériaux à effet magnétocalorique géant autour de la température ambiante et applications à la réfrigération magnétique* », notre partenaire, le Laboratoire CRISMAT de Caen a eu la tâche de mettre en place un nouvel alliage magnétocalorique, afin de remplacer le matériau de référence, le gadolinium. La première étape a consisté à identifier un oxyde conforme à une série de critères, dictée par les conditions de fonctionnement d'un prototype et par les contraintes communes à toutes les applications commerciales:

- Un effet magnétocalorique reflétant la plus grande valeur possible pour un oxyde dans les conditions de fonctionnement d'un système de réfrigération magnétique industriel: une température ambiante (centrée dans la gamme 291 K - 295 K) et un champ magnétique modérée ($B_{max} = 0,8 - 1,0$ T) ;

- Aucun des éléments toxiques ou trop coûteux ;
- Nombre limité d'éléments pour faciliter le contrôle de la reproductibilité ;
- La procédure de synthèse compatible avec une production à grande échelle ;
- Aptitude à être mis en forme sous la forme de plaques minces ;
- Matériau résistant à la corrosion.

Ils ont montrés que les meilleurs oxydes pour l'effet magnétocalorique autour de la température ambiante sont les pérovskites de manganèse $R_{1-x}AE_xMnO_3$ avec un ratio $Mn^{3+}/Mn^{4+} \approx 2$, qui permet de combiner de grandes valeurs d'aimantations et des hautes valeurs de T_C . [59] C'est le cas par exemple de la série $Pr_{1-x}Sr_xMnO_3$, qui présente l'avantage de contenir moins d'éléments, de sorte à avoir une synthèse plus simple et un meilleur contrôle de T_C .

Le matériau $Pr_{1-x}Sr_xMnO_3$ a été préparé en utilisant la réaction standard à l'état solide. Des quantités stœchiométriques de Pr_6O_{11} , $SrCO_3$ et MnO_2 ont été

mélangés et calcinés à 1200 °C pendant 24 heures dans l'air. Ensuite, la poudre résultante ($\approx 0,6$ kg) a été rebroyé et pressée en forme de blocs avec des dimensions de 40 mm. Un liant organique a été ajouté pour assurer la cohésion des blocs. Son enlèvement a été effectué pendant le frittage final à 1500° C pendant 48 heures dans l'air. Les données de diffraction des rayons X ont démontré la pureté des échantillons et ont conduit à des valeurs de paramètres de maille en accord avec la littérature. [59]

Le Tableau 12 montre les principales propriétés thermophysiques de l'oxyde de praséodyme manganèse et du gadolinium.

Tableau 12: Les propriétés thermophysiques du gadolinium et l'oxyde de Praséodyme-Manganèse

MMC	T_C (K)	ΔS_{\max} $\Delta B=1T$ (J/kg·K)	ΔT_{ad} $\Delta B=1T$ (K)	ΔT_{ad} $\Delta B=0,8T$ (K)	C_p à la T_C (J/kg·K)	Résistivité à la T_C (Ωm)	Masse volumique (g/cm ³)	Ref.
Pr _{1-x} Sr _x MnO ₃	295	2,3	1,1	0,9	580	$7,5 \cdot 10^{-5}$	5,8	[59]
Gadolinium	294	2,3	2,0	1,6	230	$1,3 \cdot 10^{-6}$	7,9	[43]

Nous pouvons observer que la variation de l'entropie maximale (ΔS_{\max}) est similaire pour les deux matériaux, mais en termes de la différence adiabatique de la température (ΔT_{ad}), celle de l'oxyde de Praséodyme – Manganèse est inférieure à celle de gadolinium. Toutefois, la capacité thermique (C_p) de l'oxyde de Praséodyme Manganèse est supérieure à celle de gadolinium. Certains auteurs ont affirmé qu'une grande valeur de la capacité thermique pourrait être bénéfique en termes de capacité frigorifique (à la ΔT_{ad} constante). [60]

5.2 Mesures de la conductivité thermique et l'analyse des MMC

Les mesures ont été faites au cours de cette thèse, à l'INSA de Strasbourg avec un dispositif commercial, l'analyseur de la conductivité thermique TCi de C-Therm, en utilisant la méthode basée sur la technique de source plane transitoire modifiée.

Cette méthode utilise un capteur réflecteur thermique unilatéral et inter facial qui émet une source de chaleur constante et passagère sur l'échantillon. La conductivité et l'effusivité thermiques sont mesurées directement et rapidement, offrant un aperçu d'ensemble détaillé des caractéristiques thermiques de l'échantillon avec une incertitude de maximum 1%. Les échantillons peuvent être solides, liquides, pâteux ou poudreux.

5.2.1 La méthode de mesure

L'analyseur de la conductivité thermique TCi, est un outil de test rapide et non destructif de conductivité et de diffusivité thermiques qui ne nécessite ni étalonnage ni préparation d'échantillons. Cet instrument possède des capacités de test de 0,0 à 120 W/m·K dans une large gamme de températures de -50°C à 200°C.

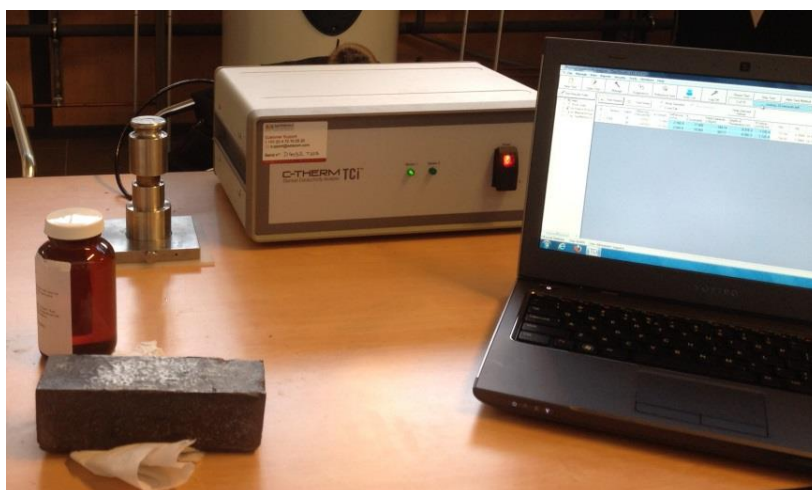


Figure 51: L'analyseur de conductivité thermique TCi

Un courant est émis vers l'élément chauffant du capteur pour créer une petite quantité de chaleur. Cette chaleur entraîne une augmentation de la température à l'interface entre le capteur et l'échantillon – en général moins de 2°C. Cette élévation de température à l'interface entraîne un changement dans la chute de tension de l'élément capteur. Le taux d'augmentation de la tension du capteur est utilisé pour déterminer les propriétés thermophysiques de l'échantillon. Les propriétés thermophysiques de l'échantillon sont inversement proportionnelles au taux d'augmentation de la tension du capteur. Plus le matériau est isolant au plan thermique, plus la tension augmente rapidement. Les résultats s'affichent sur un ordinateur portable du système en temps réel.

Cette méthode de mesure a quelques avantages par rapport à les méthodes classiques qui sont détaillées dans la Figure 52.

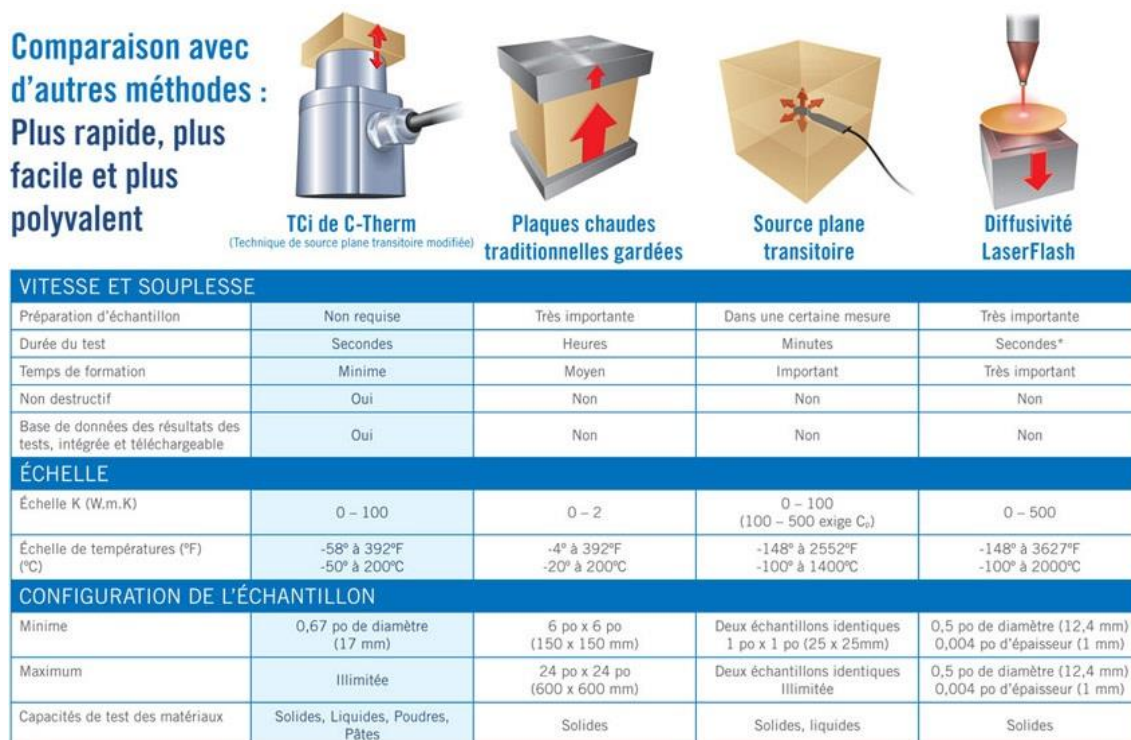


Figure 52: La comparaison des méthodes de mesure de la conductivité thermique [61]

5.2.2 Les mesures de la conductivité thermique

Les valeurs du coefficient de la conductivité thermique de gadolinium et d'oxyde de praséodyme – manganèse ($\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$) ont été mesurées par la plage de températures utilisé dans notre modèle numérique de réfrigération magnétique autour de la température ambiante, de -20°C jusqu'à $+60^\circ\text{C}$. Pour les mesures, nous avons utilisé un échantillon de gadolinium avec une pureté de 99,9 % fourni par l'entreprise Cooltech Applications, l'un des partenaires de projet MagCool et un échantillon d'oxyde de praséodyme - manganèse qui a été fourni de Laboratoire CRISMAT de Caen, un autre partenaire du projet MagCool.

L'échantillon de gadolinium est un bloc avec les dimensions de $50 \times 40 \times 15$ mm ayant une masse volumique de $8,45 \text{ g/cm}^3$, (Figure 53).

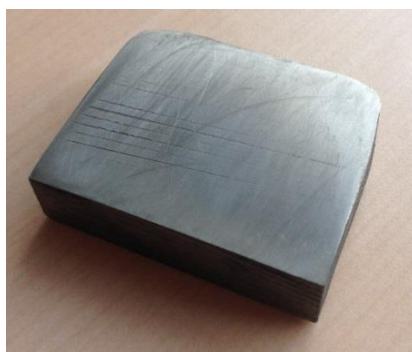


Figure 53: Echantillon de gadolinium utilisé pour des mesures de la conductivité et d'effusivité

L'échantillon d'oxyde de praséodyme – manganèse est un bloc avec les dimensions de $25 \times 25 \times 15$ mm ayant une masse volumique de $5,85 \text{ g/cm}^3$ (Figure 54).



Figure 54: Echantillon de $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$ utilisé pour des mesures de la conductivité et d'effusivité

Toutes les mesures ont été réalisées dans une enceinte climatique avec une température ambiante contrôlée. Pour toutes les mesures nous avons utilisé une enceinte climatique CLIMATS Excal 5413-HA, (Figure 55).



Figure 55: Enceinte climatique CLIMATS 5413-HA utilisée dans les mesures effectuées

Nous avons fait plusieurs mesures sur un intervalle de température -20°C à 60°C pour chaque échantillon, en utilisant un pas de température de 2°C , avec un temps de stabilisation de la température de 15 minutes et avec une précision de $0,01^{\circ}\text{C}$, comme nous pouvons observer dans le profil imposé de la température dans la Figure 56.

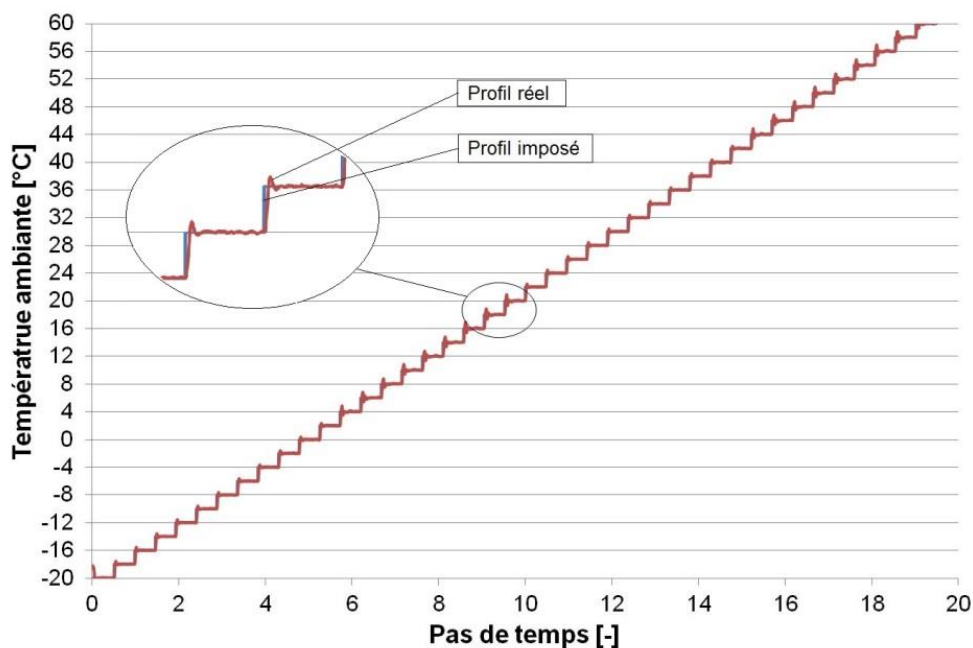


Figure 56: Le profil de la température ambiante dans la chambre climatique

Pour chaque pas de temps, 15 mesures ont été effectuées, qui correspondent à un nombre total de 600 mesures pour chaque échantillon de matériau. Les mesures brutes pour chaque matériau sont présentées dans les deux figures suivantes (Figure 57 et Figure 58).

La Figure 57 présente les mesures brutes de la conductivité thermique, effectuées sur l'échantillon de gadolinium.

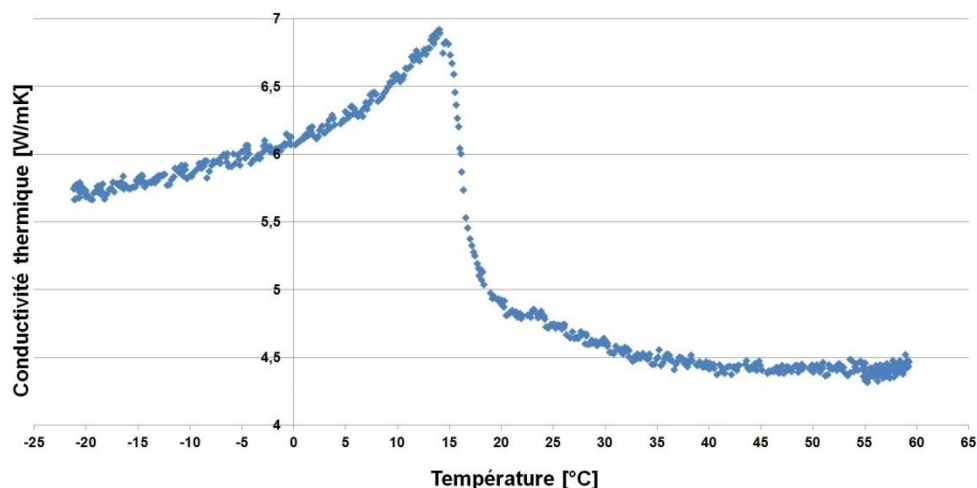


Figure 57: Les mesures brutes de la conductivité thermique effectuées sur l'échantillon de gadolinium

La Figure 58 présente les mesures brutes de la conductivité thermique, effectuées sur l'échantillon de l'oxyde de Praséodyme-Manganèse.

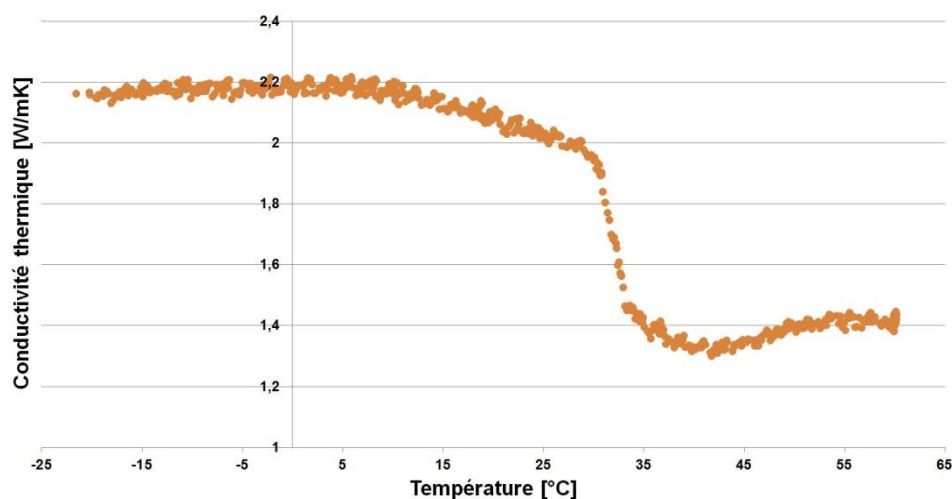


Figure 58: Les mesures brutes de la conductivité thermique effectuées sur l'échantillon de PrSrMnO

Après la suppression des résultats inappropriés nous avons tracé la courbe des valeurs du coefficient de la conductivité thermique et d'effusivité thermique en fonction de la température pour chaque matériau étudié.

5.2.3 Les résultats des mesures

Les résultats des mesures de conductivité thermique et d'effusivité thermique pour gadolinium et pour l'oxyde de praséodyme – manganèse sont présentées dans les deux figures suivantes.

Dans la Figure 59 nous pouvons observer l'évolution de la conductivité thermique du gadolinium, a) et le graphique de l'évolution de l'effusivité thermique, b), en fonction de la température.

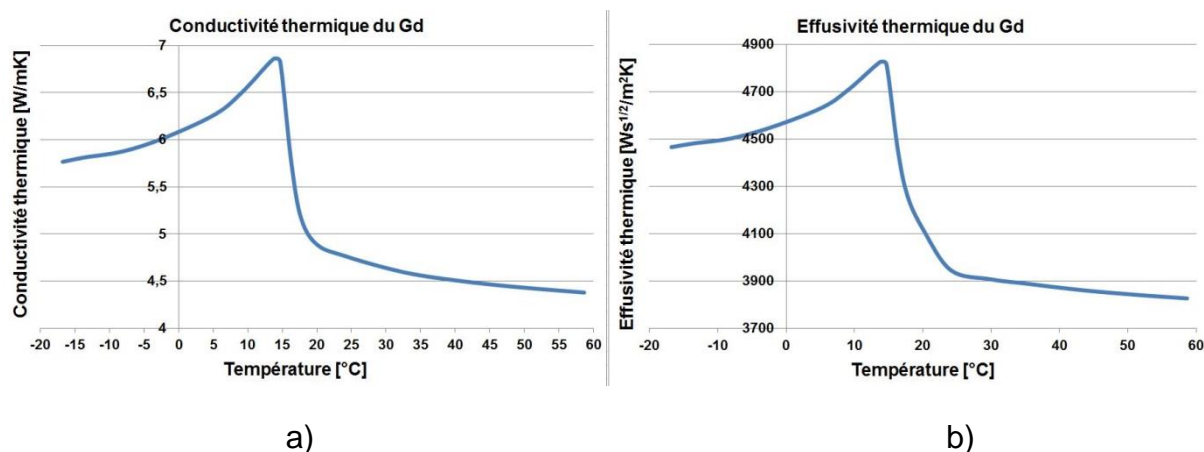


Figure 59: L'évolution de la conductivité thermique (a) et de l'effusivité thermique (b) en fonction de la température, mesuré sur gadolinium

La conductivité thermique du gadolinium a des valeurs comprises entre 4,37 W/m·K et 6,85 W/m·K. La courbe des valeurs monte de 5,76 W/m·K pour une valeur de température de $-16,78^{\circ}\text{C}$ jusqu'à la valeur maximale étudiées de 6,85 W/m·K, obtenue pour la température de $13,71^{\circ}\text{C}$. Ensuite, la forme de graphique descend jusqu'à une valeur minimale étudiée de 4,37 W/m·K qui correspond à la température de $58,67^{\circ}\text{C}$.

Le graphique de l'évolution d'effusivité thermique du gadolinium en fonction de la température garde la même allure croissante de $4465 \text{ W}\cdot\text{s}^{1/2}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ pour la même température de $-16,76^{\circ}\text{C}$, jusqu'à une valeur maximale de $4824 \text{ W}\cdot\text{s}^{1/2}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ pour une température de $13,71^{\circ}\text{C}$ et descendant après jusqu'à une valeur minimale de $3826 \text{ W}\cdot\text{s}^{1/2}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ qui correspond à la température de $58,67^{\circ}\text{C}$.

Le graphique de la conductivité thermique du gadolinium et le graphique de l'effusivité du gadolinium sont tracés à partir des valeurs présentées dans le Tableau 13.

Tableau 13: Valeurs de la conductivité thermique et de l'effusivité du gadolinium

Valeurs exploités des mesures sur gadolinium								
#	Valid	Effusivity (Ws ^{1/2} /m ² K)	Conductivity (W/mK)	Start	V0 (mV)	VMax (mV)	DeltaV (mV)	T0 (°C)
37	TRUE	4465,65	5,77	14/05/2014 12:27	2545,41	2549,85	4,44	-16,79
58	TRUE	4481,42	5,81	14/05/2014 12:53	2567,16	2571,55	4,40	-13,51
80	TRUE	4502,08	5,88	14/05/2014 13:37	2601,96	2606,32	4,36	-8,12
99	TRUE	4548,82	6,02	14/05/2014 14:24	2642,03	2646,31	4,28	-2,23
120	TRUE	4632,33	6,27	14/05/2014 15:19	2690,43	2694,66	4,22	5,25
137	TRUE	4709,39	6,50	14/05/2014 15:50	2714,19	2718,34	4,15	9,16
157	TRUE	4824,29	6,86	14/05/2014 16:26	2743,15	2747,19	4,03	13,72
164	TRUE	4815,55	6,83	14/05/2014 16:33	2749,36	2753,41	4,05	14,68
187	TRUE	4455,65	5,74	14/05/2014 16:46	2759,68	2764,01	4,33	16,33
193	TRUE	4259,20	5,16	14/05/2014 16:55	2770,29	2774,78	4,49	17,76
219	TRUE	4114,93	4,88	14/05/2014 17:15	2785,68	2790,21	4,53	20,10
247	TRUE	3945,43	4,76	15/05/2014 11:09	2810,12	2814,55	4,43	24,12
261	TRUE	3907,76	4,64	15/05/2014 11:53	2845,71	2850,19	4,48	29,87
278	TRUE	3888,88	4,56	15/05/2014 12:35	2876,85	2881,36	4,51	35,21
294	TRUE	3860,73	4,48	15/05/2014 13:37	2930,73	2935,21	4,48	43,59
302	TRUE	3841,12	4,42	15/05/2014 14:40	2979,92	2984,38	4,46	51,63
320	TRUE	3826,85	4,38	15/05/2014 15:34	3022,76	3027,21	4,45	58,67

Dans la Figure 60 nous pouvons observer l'évolution de la conductivité thermique de l'oxyde de praséodyme–manganèse à gauche de la figure, a) et le graphique de l'effusivité thermique à droite de la figure b), en fonction de la température.

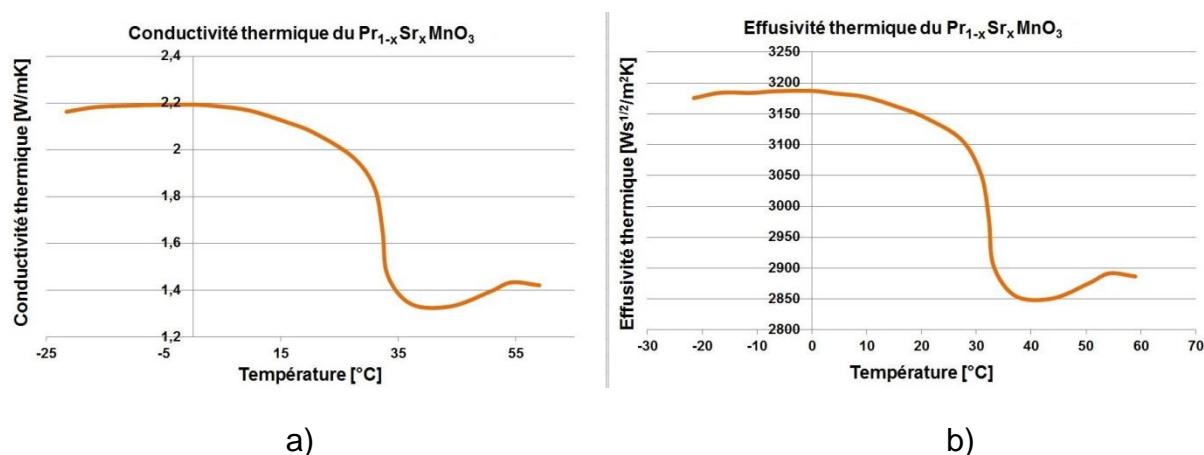


Figure 60: La conductivité thermique (a) et l'effusivité thermique (b) mesurées sur $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$

La valeur maximale de la conductivité thermique est de 2,19 W/m·K à la température de 0°C. Au-delà de cette température les valeurs diminuent jusqu'à la valeur minimale de 1,33 W/m·K qui correspond à une température de 44°C.

Le graphique de l'évolution de l'effusivité thermique de l'oxyde de praséodyme–manganèse garde la même allure avec une valeur maximale de 3187 W·s^{1/2}/m²·K correspondant à une température de 0° C et une valeur minimale de 2850 W·s^{1/2}/m²·K correspondant à une température de 44°C.

Le graphique de la conductivité thermique de l'oxyde de praséodyme -manganèse et le graphique de l'effusivité de l'oxyde de praséodyme -manganèse sont tracées à partir des valeurs présentées dans le Tableau 14.

Tableau 14: Valeurs de la conductivité thermique et de l'effusivité du PrSrMnO

Valeurs exploités des mesures sur PrSrMnO								
#	Valid	Effusivity (Ws ^{1/2} /m ² K)	Conductivity (W/mK)	Start	V0 (mV)	VMax (mV)	DeltaV (mV)	T0 (°C)
36	TRUE	3175,53	2,16	06/05/2014 11:17	2511,22	2517,04	5,82	-21,53
58	TRUE	3184,34	2,18	06/05/2014 12:07	2544,24	2550,03	5,78	-16,55
58	TRUE	3183,98	2,19	06/05/2014 12:36	2582,40	2588,16	5,75	-10,99
92	TRUE	3186,56	2,19	06/05/2014 12:45	2609,34	2615,06	5,72	-6,83
99	TRUE	3187,27	2,19	06/05/2014 12:52	2653,71	2659,39	5,68	-0,08
125	TRUE	3182,82	2,19	06/05/2014 13:24	2681,63	2687,28	5,65	4,44
137	TRUE	3177,31	2,17	06/05/2014 14:13	2717,14	2722,78	5,63	9,74
149	TRUE	3160,08	2,12	06/05/2014 15:03	2759,76	2765,62	5,86	16,04
162	TRUE	3143,75	2,07	06/05/2014 15:15	2788,26	2793,89	5,63	20,69
174	TRUE	3108,10	1,97	06/05/2014 15:31	2831,36	2837,02	5,66	27,29
185	TRUE	3050,77	1,84	06/05/2014 16:06	2853,88	2859,61	5,73	30,90
194	TRUE	2978,75	1,65	06/05/2014 16:13	2862,30	2868,13	5,83	32,29
214	TRUE	2903,97	1,46	06/05/2014 16:56	2867,52	2873,44	5,93	33,13
237	TRUE	2854,71	1,34	06/05/2014 17:28	2892,86	2898,85	5,99	37,18
265	TRUE	2850,87	1,33	06/05/2014 18:01	2934,62	2940,59	5,97	43,91
284	TRUE	2875,55	1,39	06/05/2014 18:23	2975,16	2981,02	5,87	50,53
302	TRUE	2891,52	1,43	06/05/2014 18:56	2996,19	3002,00	5,81	54,24
320	TRUE	2886,52	1,42	06/05/2014 19:37	3026,75	3032,56	5,81	58,98

A partir de la conductivité thermique et de l'effusivité nous pouvons calculer la capacité thermique des matériaux, selon l'équation suivante :

$$C_p = \frac{e^2}{\lambda \cdot \rho} \quad (77)$$

Les courbes de la capacité thermique pour les deux matériaux étudiées sont présentées dans les figures suivantes.

La Figure 61 montre l'évolution de la capacité thermique du gadolinium en fonction de la température.

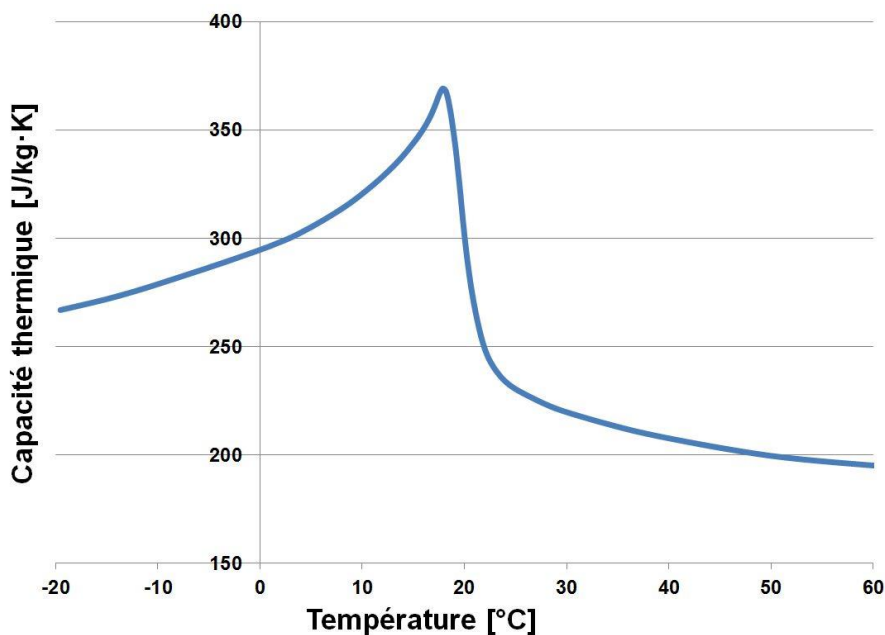


Figure 61: L'évolution de la capacité thermique du gadolinium en fonction de la température

Le graphique suit une évolution linéaire de la capacité thermique, avec une valeur maximale de 369 J/kg·K obtenue à la température de 17,86 °C au voisinage de la température de Curie du matériau. La valeur minimale de la capacité thermique de 195 J/kg·K est obtenue pour une valeur de la température de 60°C.

La Figure 62 montre l'évolution de la capacité thermique pour l'oxyde de praséodyme-manganèse en fonction de la température.

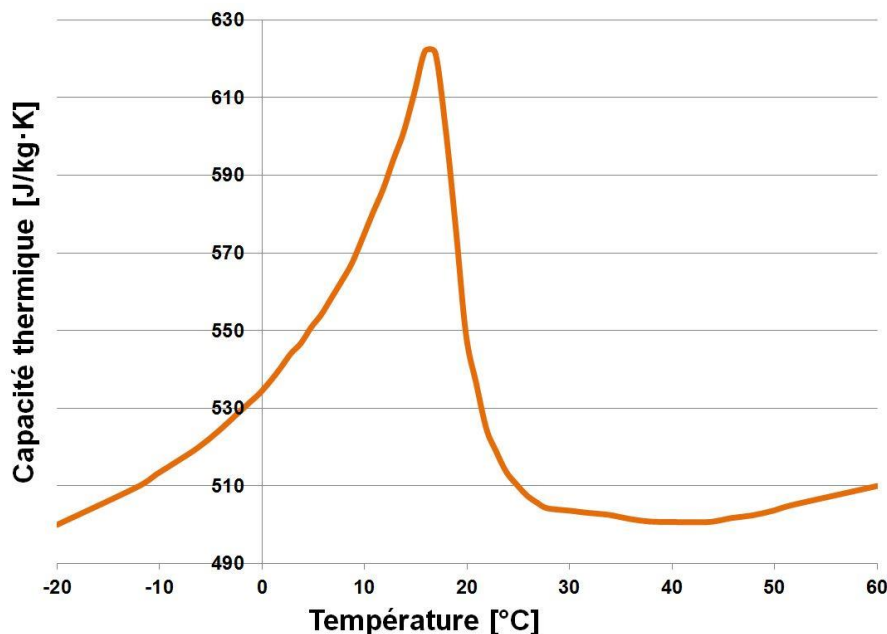


Figure 62: L'évolution de la capacité thermique de l'oxyde de praséodyme-manganèse en fonction de la température

Le graphique montre une évolution linéaire jusqu'à la valeur maximale de 622 J/kg·K à la température de 15,8 °C et après cette valeur le graphique suit une descente jusqu'à la valeur minimale de 500 J/kg·K qui correspond à une température de 41,8 °C.

Pour s'assurer de la validité des résultats des mesures, les valeurs de la conductivité thermique des matériaux doivent être comparées avec les valeurs existantes dans la littérature. Parce que l'oxyde de praséodyme-manganèse est un nouveau matériau, créé par notre partenaire et existant juste à l'échelle R&D nous avons comparé uniquement les valeurs de la conductivité thermique du gadolinium. Ces valeurs ont été comparées avec les valeurs existantes dans la littérature, par la même plage de valeurs de température. La Figure 63 nous montre différentes valeurs mesurées de la conductivité thermique de gadolinium existantes dans la littérature scientifique et nos valeurs, par une plage des températures de 253,15 K (-20°C) jusqu'à 333,15 K (+60°C).

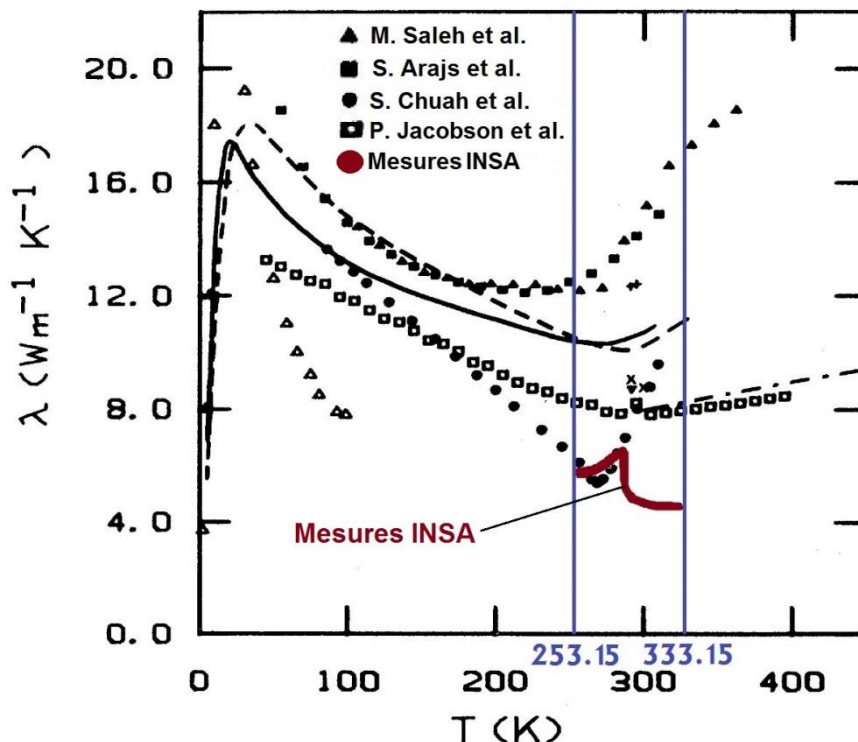


Figure 63: Comparaison des valeurs de la conductivité thermique du gadolinium existantes dans la littérature et mesurées à l'INSA. *Figure adaptée de [57]*

Dans la Figure 63 nous pouvons observer plusieurs séries des mesures effectuées sur gadolinium existantes dans la littérature, sur une plage des températures de 0 jusqu'à 400 K. Sur une plage des températures de 253,15 K jusqu'à 333,15 K nous pouvons observer les mesures effectuées par M. Saleh et al. [62] avec le signe \blacktriangle , les mesures effectuées par S. Arajs et al. [63] avec le signe \blacksquare , les mesures effectuées par S. Chuah et al. [64] avec le signe \bullet et les mesures effectuées par P. Jacobson et al. [57] avec le signe \square . Nous avons intégré dans la figure nos propres mesures, en bas avec le signe \bullet .

Ces différents sets des mesures montrent des valeurs de la conductivité comprises entre 4,5 W/m·K et 16 W/m·K. Cette disparité entre les mesures peut être expliquée par la pureté de matériau, de la précision de méthode utilisé et aussi de la forme cristallographique du matériau. Des informations supplémentaires sur la cause de ces différences peuvent être trouvées dans l'article de P. Jacobsson et al. [57].

Afin d'analyser la structure cristallographique de notre échantillon et sa composition chimique qui peut influencer la valeur de la conduction thermique nous l'avons soumis à des tests de diffractométrie au rayon X au niveau micro-échelle à l'aide d'un diffractomètre Bruker D8 Advance et d'un microscope électronique à balayage environnemental Philips XL 30 ESEM.

5.2.4 L'analyse spectrale du gadolinium

La diffraction au rayon X permet d'accéder à de nombreuses informations contenues dans l'arrangement même des atomes au sein d'un matériau cristallisé. Le type d'arrangement géométrique 3D (réseau) et les distances entre atomes (taille de la maille, typiquement de quelques Å) constituent schématiquement une carte d'identité «unique» pour chaque composé.

Le principe simplifié est le suivant : un faisceau de rayons X monochromatique incident est diffracté par l'échantillon à certains angles spécifiques, comme nous pouvons observer dans la Figure 64. L'enregistrement du signal par un détecteur adapté permet de visualiser les angles et intensités des pics de diffraction obtenues. L'indexation de ces pics est réalisée à l'aide de bases de données spécifiques permettant l'identification du (ou des) composé(s) en présence.

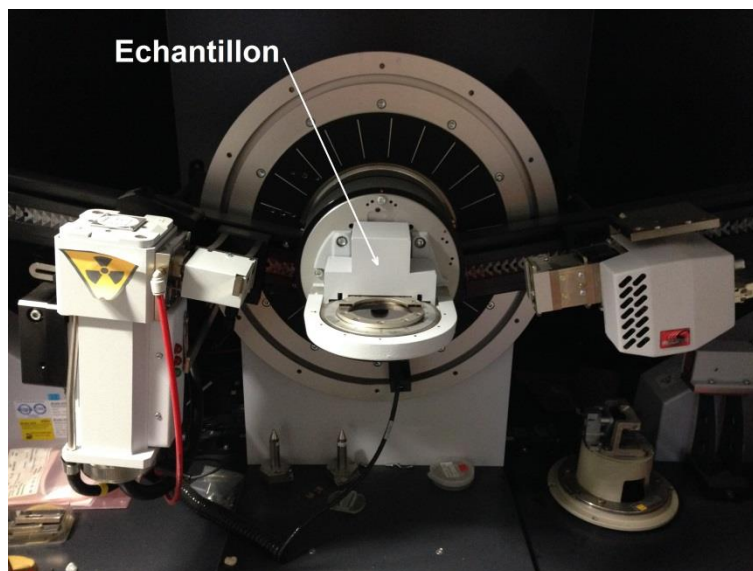


Figure 64: L'intérieur de la chambre des mesures d'un diffractomètre au rayon X Bruker D8 Advance

La Figure 65 montre le spectre d'échantillon de gadolinium analysé par le diffractomètre Bruker D8 Advance. Les dimensions de l'échantillon sont de 10 x 5 x 3 mm. L'analyse spectrale montre que l'échantillon analysé représente en effet de gadolinium pur, avec un degré de pureté de 99,9 %. L'analyse spectrale donne uniquement des informations sur la composition d'un échantillon en termes d'éléments chimiques et de proportion d'éléments dans le cadre d'un alliage.

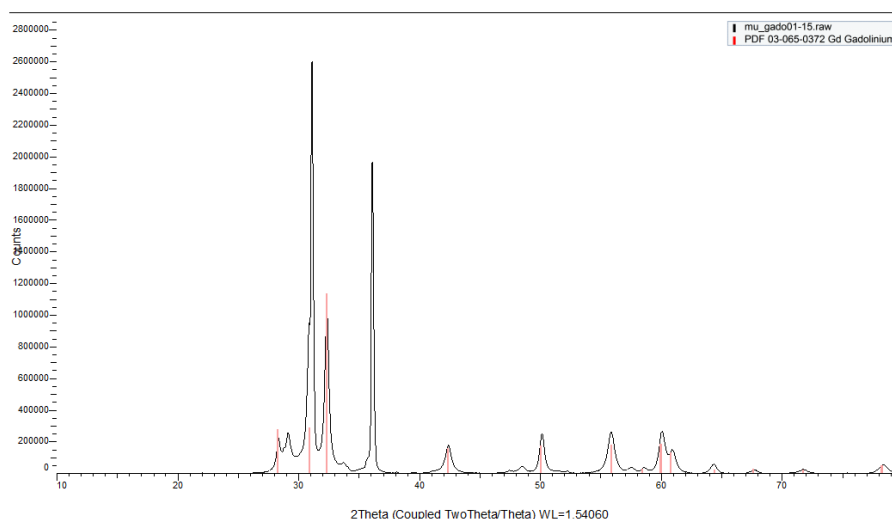


Figure 65: Le spectre d'échantillon de gadolinium analysé par le diffractomètre au rayon X, Bruker D8 Advance

Parce que l'analyse du spectre ne donne pas des informations sur la structure cristallographique des éléments, cette analyse sera faite à l'aide d'un microscope électronique.

5.2.5 L'analyse du type de cristallisation du gadolinium

Le microscope électronique à balayage environnemental Philips XL 30 ESEM, présenté dans la Figure 66, utilise un faisceau d'électrons pour obtenir des images agrandies d'une très bonne résolution par balayage d'un échantillon. Il est capable de faire une caractérisation chimique élémentaire par spectrométrie d'émission de rayons X ou d'observer d'échantillons conducteurs, isolants, ou hydratés. La résolution de l'image obtenue dépend fortement de la nature de l'échantillon (typiquement 10 nm sur échantillons conducteurs et 100 nm sur échantillons biologiques).

Le principe de fonctionnement est basé sur une grande profondeur de champ pour l'analyse qualitative et quantitative de la composition chimique d'échantillons conducteurs ou isolants. Il peut détecter les éléments légers avec une limite de détection d'un élément de l'ordre de 1% en masse.

Avec le microscope électronique à balayage il est possible de faire plusieurs séries des études :

- Etude de surface (cristallisation, défauts, etc.) ;
- Etude de section polie (dimensionnement charge, épaisseur couches, etc.) ;
- Caractérisation de matériaux (analyse élémentaire tout élément).

Il peut également servir pour identifier des éléments présents dans l'échantillon grâce à leur propriété d'émission de RX au contact des électrons. Les énergies des pics présents sont déterminées et elles sont comparées automatiquement à un fichier d'émission X d'énergies connues. L'analyse est qualitative mais on peut avoir accès à des teneurs élémentaires relativement précises.

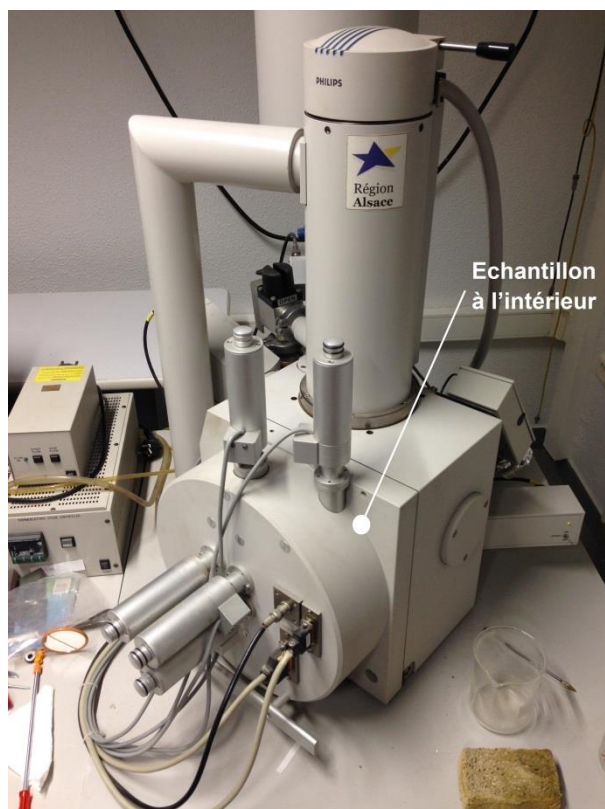


Figure 66: Le microscope électronique à balayage environnemental Philips XL 30 ESEM

L'analyse microscopique a confirmé une forme polycristalline de gadolinium. Gadolinium peut exister sous différentes formes cristallographiques, propriété appelé allotropie ou polymorphisme. Cette propriété est définie comme la faculté de certains corps simples ou composés d'exister sous plusieurs formes cristallines différentes (organisation des mêmes atomes dans différentes variétés cristallines). Le gadolinium peut exister sous forme de cristaux uniques ou sous forme polycristalline. Le polymorphisme est dû aux processus de fabrication d'échantillon comme la mise en forme du lingot et le séchage d'échantillon. Dans chaque cas, les propriétés physico-chimiques sont différentes.

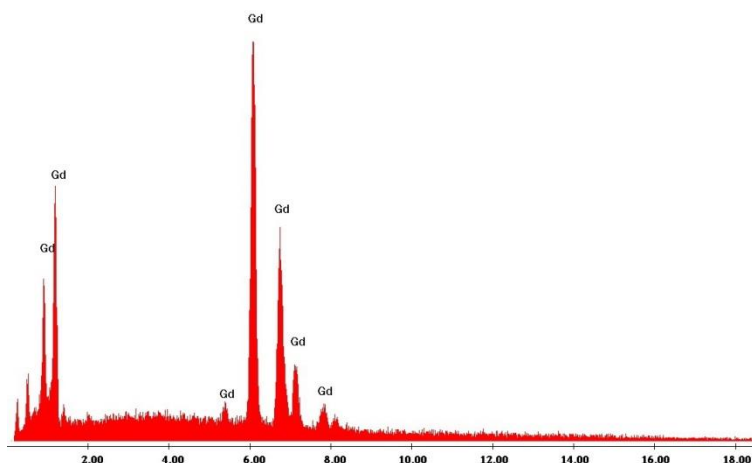


Figure 67: Le résultat de l'analyse microscopique du gadolinium

Même si dans les laboratoires, les valeurs de la conductivité thermique du gadolinium ont des valeurs de l'ordre de 11 W/m·K, quand il est soumis à l'industrialisation, à cause de la mise en œuvre des matériaux, les valeurs de la conductivité thermique peuvent être plus basses avec des valeurs comprises entre 4,8 W/m·K et 7 W/m·K, en fonction de la température. Cette différence peut influencer de manière significative le comportement thermique d'un régénérateur et la différence finale de la température.

Pour que le modèle numérique soit le plus proche d'un régénérateur actif, ces valeurs mesurées de la conductivité thermique de ces deux matériaux ont été introduites dans le modèle numérique en Comsol, à l'aide d'une fonction d'interpolation des données.

5.3 Conclusions

Dans ce chapitre nous avons procédé à la prise des mesures de la conductivité thermique et d'effusivité thermique des matériaux magnétocaloriques utilisés dans la simulation du comportement d'un AMR et nous les avons intégrées dans notre modèle numérique grâce à une fonction d'interpolation des données, pour avoir un modèle numérique plus complexe qui va pouvoir simuler le comportement le plus proche d'un comportement réel d'un dispositif de réfrigération magnétique.

L'opportunité de ces mesures vient du fait que dans la littérature il existe un nombre limité des références pour le coefficient de conductivité thermique pour gadolinium et ces références parfois nous montrent des valeurs différentes. Pour l'alliage de l'oxyde de praséodyme–manganèse ($\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$) à cause de la mise en forme récente, les valeurs de la conductivité thermique sont inexistantes dans la littérature. A cause de cette indisponibilité des mesures la plupart des modèles numériques existants utilisent la valeur théorique du coefficient de conductivité thermique à la température ambiante, de 20°C, qui conduit à des valeurs finales d'écart de température et de courbes de puissance frigorifique différentes des valeurs dans la réalité.

Toutes les mesures ont été faites par nous, au cours de cette thèse à l'INSA de Strasbourg. Les mesures ont été faites sur des échantillons de gadolinium et d'oxyde de praséodyme-manganèse fournis par les partenaires de notre projet de recherche, sur une plage des températures de -20°C jusqu'à +60°C.

Les valeurs obtenues de la conductivité thermique du gadolinium montrent des différences avec les valeurs existantes dans la littérature et ces différences sont notamment dues au type de cristallisation du gadolinium.

Le degré de pureté d'échantillon de gadolinium et le type de cristallisation ont été vérifiés et nous avons remarqué que notre échantillon se compose de gadolinium avec un degré de pureté de 99,9 % ayant une forme de cristallisation polycristalline. Cette forme de cristallisation conduit à des valeurs de propriétés thermophysiques différentes des valeurs théoriques.

Les valeurs mesurées du coefficient de conductivité thermique pour les deux matériaux magnétocaloriques étudiées ont été introduites dans le modèle numérique pour avoir des résultats finaux de la différence de la température entre les échangeurs plus proches du comportement réel d'un dispositif industriel de réfrigération magnétique.

Chapitre 6

Exploitation du modèle du système magnéto thermique

6.1. Analyse quantitative du système

- 6.1.1. Les caractéristiques thermiques du système
- 6.1.2. Les caractéristiques d'écoulement
- 6.1.3. Les pertes de charge du régénérateur

6.2. Analyse qualitative de la performance du système

- 6.2.1. Le coefficient de convection thermique
- 6.2.2. La puissance frigorifique du système
- 6.2.3. Le coefficient de performance du système

6.3. Analyse de sensibilité des paramètres

- 6.3.1. L'influence des paramètres thermophysiques
- 6.3.2. L'influence des paramètres constructifs du système
- 6.3.3. L'influence des paramètres de fonctionnement du système

6.4. Conclusions

6 Exploitation du modèle du système magnéto thermique

Les chapitres précédents ont montré la construction du modèle numérique et les méthodes utilisées pour que le modèle nous donne des résultats cohérents qui sont les plus proches possible des résultats expérimentaux, obtenus sur un dispositif réel de réfrigération magnétique. Grâce à l'implémentation de ces méthodes, nous avons vu que le modèle présenté ici possède de nombreux avantages par rapport à ceux qui existe dans la littérature. Nous avons vu que le modèle a été vérifié par deux méthodes et validé par la méthode de comparaison des résultats avec des résultats expérimentaux et que les résultats issues du modèle montrent des bonnes corrélations avec des résultats obtenues expérimentalement. De ce point de vue, le modèle fonctionne correctement.

Cette validation nous permet ensuite de procéder à l'exploitation de ce modèle du point de vue d'une analyse quantitative, une analyse qualitative sur la performance du système et aussi d'une analyse de sensibilité des paramètres pour identifier une configuration optimale qui nous servira à s'approcher des configurations qui peuvent fournir des différences de température et puissances requises par des applications industrielles.

Dans le début de ce chapitre nous présenterons les résultats de l'analyse quantitative du système, telles que l'évolution de la température du régénérateur en fonction de temps, l'évolution des températures caractéristiques du système et la répartition de la température au sein de l'AMR au cours d'un cycle. En termes de l'analyse des caractéristiques de l'écoulement, nous étudierons ensuite l'évolution du champ de vitesses de fluide, le régime d'écoulement et nous procéderons aussi à une analyse des pertes des charges en fonction de la hauteur des microcanaux et de la vitesse d'écoulement du fluide.

Nous passerons ensuite à une analyse qualitative sur la performance du système, en analysant le coefficient de convection et en nous focalisant aussi sur la puissance frigorifique et sur le coefficient de performance.

Vers la fin de ce chapitre nous faisons une analyse de sensibilité des paramètres en analysant leur influence sur la performance du système. Nous avons analysé l'influence des paramètres thermophysiques des matériaux magnéto-caloriques (la nature des matériaux - gadolinium et oxyde de praséodyme-manganèse et la conductivité thermique), des paramètres constructifs (l'épaisseur des plaques du solide, la hauteur des microcanaux, la longueur des plaques de l'AMR et l'intensité du champ magnétique) et des paramètres de fonctionnement du système (la fréquence du cycle, la vitesse du fluide et le rapport de volume de fluide déplacé). A partir de cette analyse nous verrons dans quelle mesure il est possible d'identifier une stratégie de conception optimale d'un AMR afin de concevoir des systèmes de réfrigération magnétique plus performants.

A titre indicatif, sur ce modèle numérique nous avons fait plus de 170 de simulations, chacune durant approximativement 3,5 heures sur un ordinateur avec un processeur multithread. Cela représente un total de plus de 25 jours de calcul continu.

6.1 Analyse quantitative du système

Tous les résultats qui sont présentés dans cette partie sont obtenus avec les valeurs de paramètres constructifs et de fonctionnement du système donnés dans le Tableau 15.

Tableau 15: Les valeurs de paramètres du système utilisées pour les résultats préliminaires

	Paramètres	Notations	Valeurs	Unité de mesure
Géométrie	Longueur du canal de fluide	L_c	100	mm
	Longueur du régénérateur	L	50	mm
	Longueur des échangeurs	L_{ex}	5	mm
	Hauteur du microcanal de fluide	H_f	0,17	mm
	Hauteur de la plaque de MMC	H_s	0,5	mm
	Largeur du matériau et microcanal	w	10	mm
	Porosité du régénérateur	ε	0,218	-
Caractéristiques de fonctionnement	Champ magnétique maximal appliqué	H_{max}	1,1	T
	Fréquence du cycle	f	0,5	s^{-1}
	Amplitude cycle de vitesse de fluide	u	0,05	m/s
	Température initiale du système	T_i	294,45	K
	Temps initial des simulations	t_0	0	s
	Temps final des simulations	t_{max}	200	s
	Pas de temps utilisé	dt	0,1	s

6.1.1 Les caractéristiques thermiques du système

Le fonctionnement d'un système AMR implique un mouvement alternatif du fluide au sein du régénérateur qui entraîne une distribution des températures du fluide et du solide au cours d'un cycle de fonctionnement. L'enchaînement de ces cycles conduit à une réalisation d'un gradient thermique au long du régénérateur, gradient qui dépend des plusieurs facteurs comme la nature du matériau, la longueur du régénérateur, la fréquence, la vitesse d'écoulement, etc. Ce gradient thermique conduit à son tour à une évolution des températures des échangeurs chaud et froid.

L'évolution du gradient de température au long du régénérateur

Le système fonctionne au démarrage en régime transitoire, un gradient de température est ainsi formé le long du régénérateur suite au mouvement alternatif du fluide. Ainsi, l'échangeur de chaleur chaud et l'échangeur de chaleur froid sont à des températures différentes. La Figure 68 montre l'évolution temporelle du gradient de températures dans le solide avec le système fonctionnant à charge nulle. A l'état initial, le solide est à une température initiale de 21,30 °C. Au cours de fonctionnement, le gradient de température augmente et il s'approche d'un profil incurvé avec une différence de température qui dépend des paramètres de fonctionnement.

Dans le cas étudié, la différence finale de température entre les deux extrémités du solide est de 11,85 °C. Cette valeur de gradient de température au long du régénérateur est la valeur maximale qui peut être obtenue avec ces

paramètres géométriques, de fonctionnement et thermophysiques et s'est établie complètement quand le système entre en régime permanent.

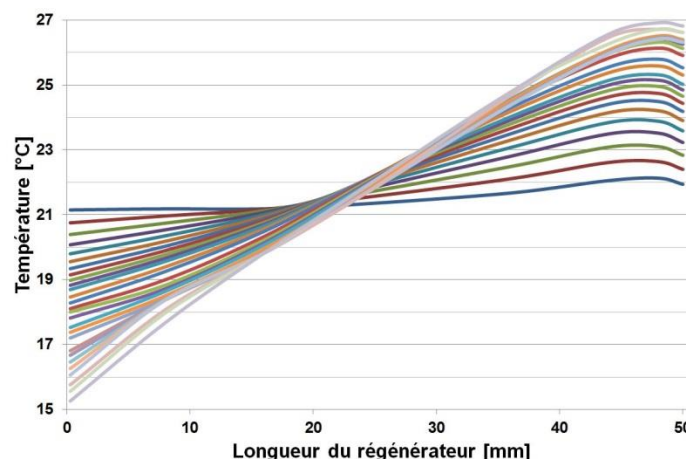


Figure 68: L'évolution de la température du régénérateur en fonction de la longueur du régénérateur pour plusieurs pas de temps

Dans la simulation numérique, pour un temps de simulation de 200 secondes avec un pas de 0,1 secondes, nous avons obtenu 2000 lignes de gradients. Pour faciliter l'observation d'évolution de gradient dans le solide, nous avons décidé de représenter juste 20 lignes de gradient.

L'évolution des températures caractéristiques du système

Dans la Figure 69 nous pouvons observer l'évolution des températures représentatives du système, avec la température de l'échangeur chaud en haut de la figure et la température de l'échangeur froid en bas de la figure. Durant les premières 50 secondes le profil des températures évolue rapidement et le régénérateur entre progressivement en régime permanent. On considère que l'état de régime permanent est établi quand la température du fluide à la sortie de l'AMR pour deux cycles successifs ne diffère plus de max 0,01 °C.

En régime permanent, la différence de température d'un cycle à l'autre ne change pas significativement et la progression est presque linéaire. Ceci est illustré par le fait que l'évolution des températures des échangeurs est de 5,6 °C pour les premières 50 secondes et pour les dernières 150 secondes la température change d'un cycle à l'autre d'une valeur de 0,3 °C.

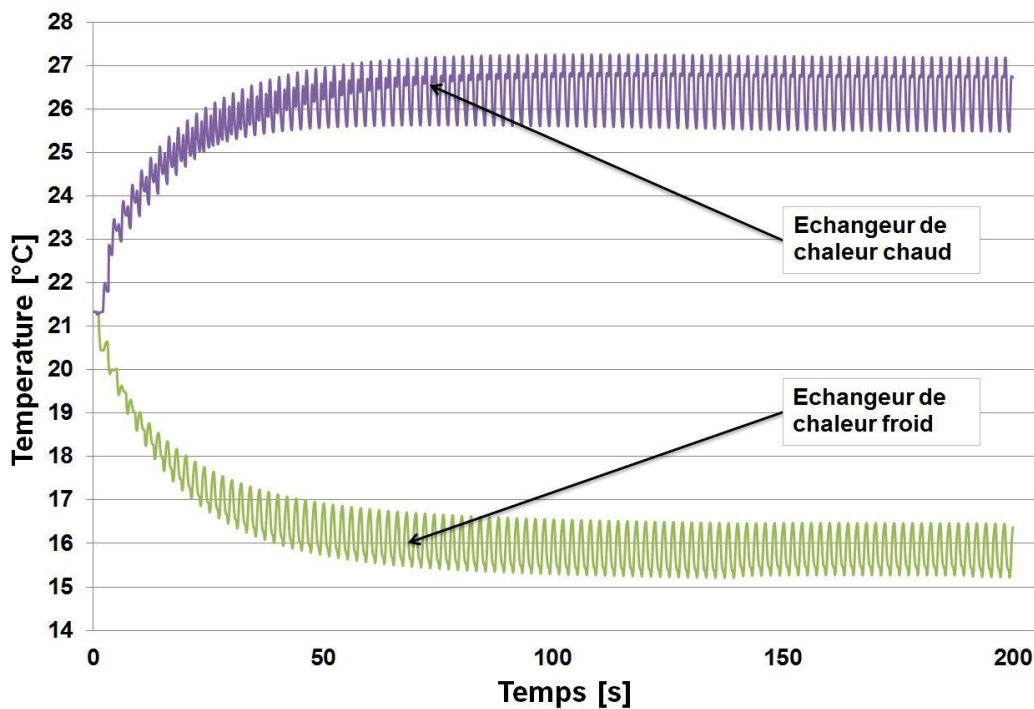


Figure 69: L'évolution de la température finale du système en fonction du temps pour les deux échangeurs

Le profil d'évolution des températures de système de l'AMR et la valeur maximale de différence de températures entre les deux échangeurs dépend des plusieurs facteurs comme les caractéristiques géométriques du système, les paramètres de fonctionnement et les propriétés thermophysiques du fluide et du solide.

Initialement le système est à une température de 21,30 °C. Après plusieurs cycles, le régénérateur entre en régime permanent. Dans le cas étudié, la température maximale atteinte par l'échangeur chaud est de 27,15 °C et la température minimale atteinte par l'échangeur froid est de 15,30 °C. Ces valeurs nous donnent une différence maximale de température de 11,85 °C, qui est plus grande que la différence adiabatique de la température du gadolinium obtenue par l'effet magnétocalorique, qui dans notre cas est de 3,38 °C.

Ceci montre qu'avec le principe de fonctionnement de l'AMR, basé sur la régénération thermique, nous pouvons obtenir des systèmes avec des différences des températures qui sont proches de celles requises par les applications industrielles.

Le modèle numérique, grâce à des conditions adiabatiques, a une évolution idéale de la température au cours d'un cycle, ce qui permet d'observer toutes les quatre phases magnéto-thermiques, détaillées dans la Figure 70.

L'évolution de la température du régénérateur au cours d'un cycle

La Figure 70 montre l'évolution de la température du régénérateur, au cours d'un cycle, qui comporte quatre phases caractéristiques. Cette évolution de température est conforme à la corrélation entre la translation du fluide caloporteur et le déplacement du champ magnétique du modèle, présenté dans la Figure 35.

Au cours de la première étape, dans le processus d'aimantation d'une durée de t_{mag} , la température du régénérateur augmente à cause de l'effet magnétocalorique. Après, pendant la deuxième étape le fluide s'écoule de

l'échangeur froid vers l'échangeur chaud (*cold blow*). Dans cette étape, sur une durée de $t_{\text{cold.blow}}$, le fluide s'écoule à travers le régénérateur, en prenant une partie de la chaleur et la température du régénérateur est réduite. Dans la troisième étape, l'étape de désaimantation, avec une durée de t_{demag} , la température du solide est réduite en plus à cause d'enlèvement du champ magnétique. Dans la dernière étape du cycle, d'une durée $t_{\text{hot.blow}}$, l'étape d'écoulement du fluide de l'échangeur chaud vers l'échangeur froid (*hot blow*) le solide est régénéré par le fluide et sa température augmente.

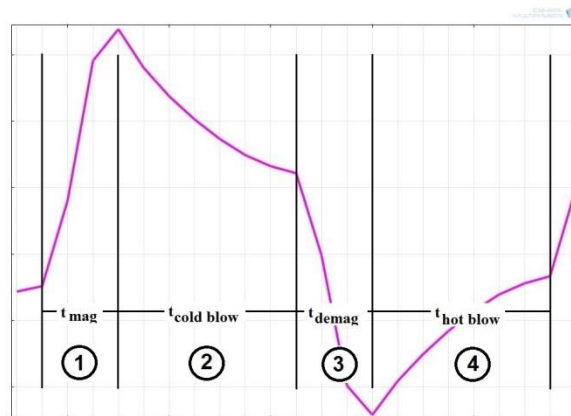


Figure 70: L'évolution de la température du régénérateur au cours d'un cycle

Les temps caractéristiques de fonctionnement d'un cycle sont de paramètres de fonctionnement primordiaux du système et ils doivent être imposés soigneusement. Si un temps trop court est choisi c'est possible que le transfert thermique se réalise partiellement et si le temps est trop long le gradient thermique au long du régénérateur peut diminuer.

La distribution 2D des températures du système au cours d'un cycle

La Figure 71 montre la distribution 2D des températures du système entier au cours d'un cycle magnétothermique par les quatre phases représentatives. Dans la première phase du cycle, la phase d'aimantation, le matériau magnéto calorique est mis sous le champ magnétique et sa température augmente. La chaleur est transmise du régénérateur vers l'échangeur de chaleur chaud par le fluide dans la deuxième phase du cycle, la phase d'écoulement vers l'échangeur chaud et l'échangeur se chauffe. Ensuite, dans la troisième phase, le champ magnétique est enlevé et la température du solide est réduite en plus. Dans la phase d'écoulement du fluide d'échangeur chaud vers l'échangeur froid le solide est régénéré par le fluide et sa température augmente. La différence de température est transmise vers l'échangeur froid qui se refroidit et le cycle se finit. Puis, le processus de réfrigération continue avec un nouveau cycle qui va augmenter encore la différence de température entre les deux échangeurs.

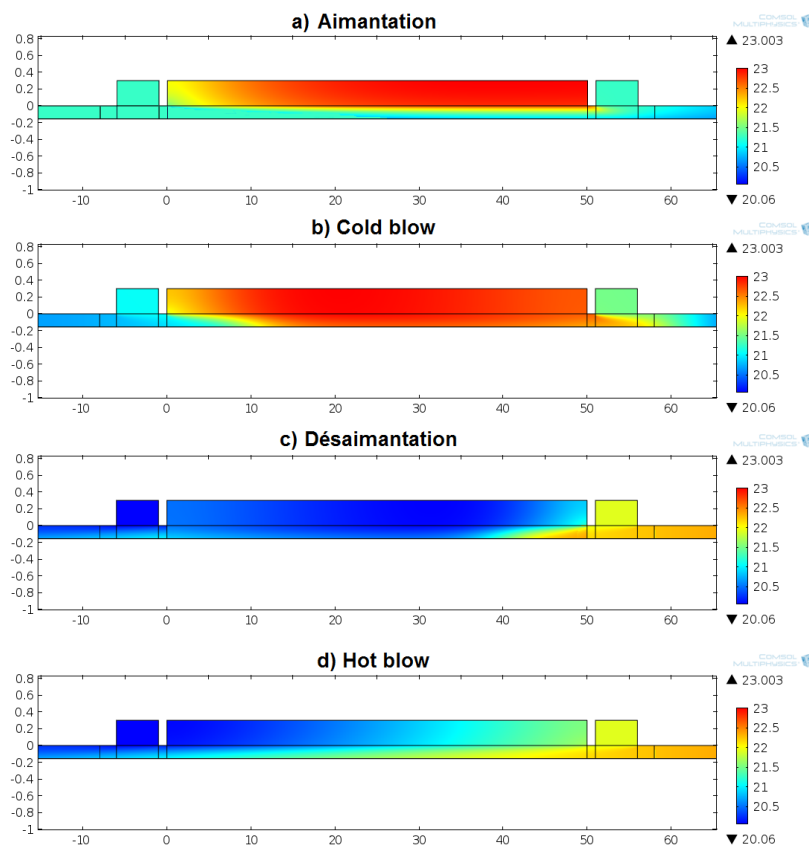


Figure 71: La distribution 2D des températures du système au cours d'un cycle

6.1.2 Les caractéristiques d'écoulement

Comme décrit dans le paragraphe 4.2.3 la fluidique est traitée indépendamment dans le modèle numérique, avec l'écoulement caractérisé par les équations Navier-Stokes et couplé au transfert thermique dans le modèle par l'interface fluide-solide. Cette modalité de résolution numérique parallèle et en même temps de ce couplage des phénomènes physiques nous permet d'avoir un modèle numérique dynamique, qui nous donne des résultats très proches des valeurs obtenues expérimentalement.

Le type d'écoulement

Le type d'écoulement présente une influence significative sur le transfert de chaleur dans les systèmes de réfrigération magnétique. Dans notre cas, nous utilisons une géométrie à plaques parallèles avec des microcanaux pour le passage du fluide d'un ordre submillimétrique, avec des valeurs comprises entre 0,15 et 0,6 mm. La vitesse du fluide dans notre système est basse, ayant des valeurs entre 0,025 et 0,15 m/s. Avec cette configuration des paramètres géométriques et de fonctionnement nous avons obtenu des nombres de Reynolds qui varient de 7,44 (pour une vitesse de fluide de 0,025 m/s et une hauteur de canal de 0,15 mm) jusqu'à 174,75 (pour une vitesse de fluide de 0,15 m/s et une hauteur de canal de 0,6 mm). Avec ces valeurs des numéros de Reynolds très basses, l'écoulement du fluide dans notre modèle numérique reste toujours laminaire.

Le 2D champ des vitesses

Dans la Figure 72 nous pouvons observer la distribution de champ des vitesses d'écoulement pour un microcanal et plusieurs vitesses d'écoulement du fluide. La géométrie étudiée est basée sur des plaques parallèles avec des microcanaux d'une hauteur de 0,17 mm. La figure montre trois valeurs de vitesse d'écoulement du fluide que nous avons étudié : 0,03 m/s, 0,08 m/s et 0,12 m/s.

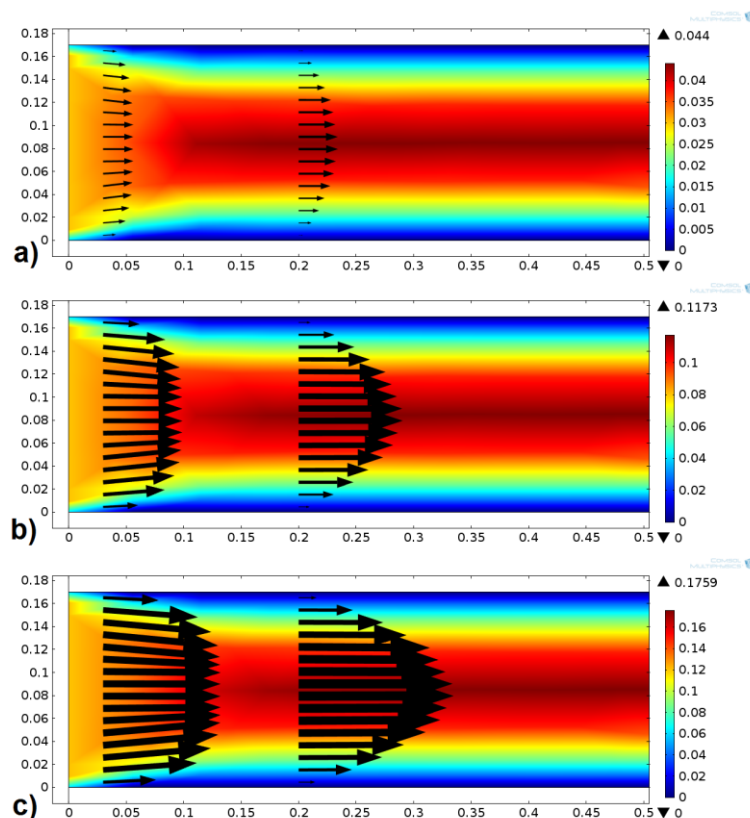


Figure 72: La distribution 2D de champ des vitesses pour un microcanal et plusieurs vitesses d'écoulement du fluide : a) $u=0,03$ m/s b) $u=0,08$ m/s c) $u=0,12$ m/s

Pour toutes les vitesses d'écoulement étudiées, nous pouvons observer l'orientation des lignes de courant qui est parallèle à l'axe horizontale, qui confirme le type d'écoulement antérieurement mentionné, l'écoulement laminaire dans tous les cas étudiés.

La figure nous permet aussi la visualisation globale du gradient de vitesse avec des vitesses plus élevées vers le milieu du microcanal et des vitesses qui tendent vers zéro à l'interface solide-liquide. On constate aussi que le profil de vitesses d'écoulement est parabolique, dans tous les 3 cas, même dans les microcanaux, au niveau micro-échelle.

Sur une longueur totale de microcanal de 50 mm, dans le cas étudié, le profil de vitesse est complètement établi à partir de $x=0,2$ mm, qui valide l'hypothèse que l'écoulement est complètement développé et la vitesse imposée est considérée comme vitesse médiane, qui reste constante.

6.1.3 Les pertes de charge du régénérateur

Comme nous avons vu précédemment, le type d'écoulement est influencé principalement par deux paramètres dans notre cas, la vitesse d'écoulement du fluide et le diamètre hydraulique qui varie en fonction de la variation d'hauteur de microcanal. Du point de vue de transfert thermique, l'ordre de grandeur de vitesse du fluide doit être imposé soigneusement pour s'assurer d'une part d'extraire toute la chaleur disponible dans le solide par le fluide en mouvement au bout d'un cycle et d'autre part sans rester trop de temps en contact avec la même zone de solide pour ne pas détruire le gradient thermique du solide. Du point de vue hydraulique, une vitesse plus élevée s'est traduite par un coefficient de pertes de charge trop élevé qui influence en mode directe la puissance demandée par la pompe de circulation et le coefficient de performance du système.

L'analyse des pertes de charge pour plusieurs vitesses d'écoulement

Dans le calcul des pertes de charge dans le modèle numérique nous avons utilisé l'expression de Nielsen et al. [52]

$$\Delta p = \frac{96}{Re} \cdot \rho_f \cdot \frac{L_f}{D_H} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (78)$$

La Figure 73 montre les pertes de charges dans un seul microcanal en fonction de la longueur de microcanal, pour plusieurs vitesses du fluide.

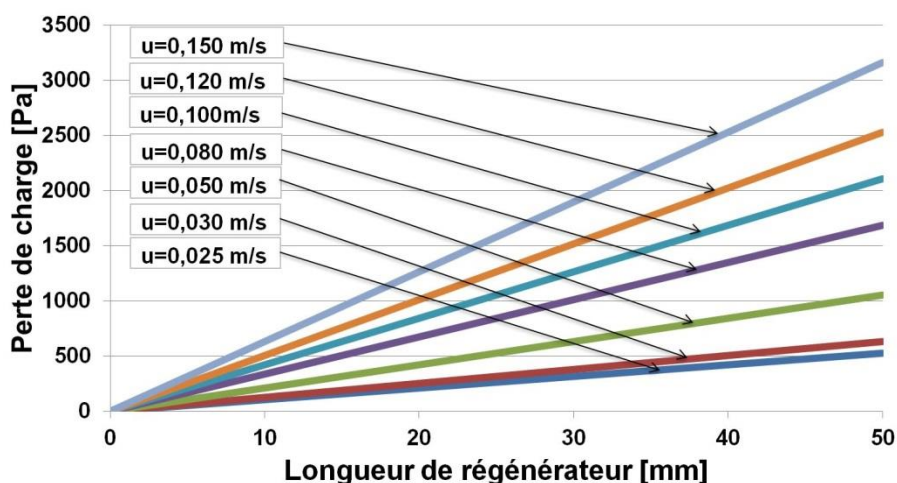


Figure 73: L'évolution des pertes de charge dans un seul microcanal en fonction de la longueur du régénérateur pour plusieurs valeurs de vitesse d'écoulement du fluide

Les pertes de charge sont directement influencées par la vitesse d'écoulement du fluide et sont directement proportionnelles avec la longueur du microcanal. La valeur la plus petite des pertes de charges à la sortie du microcanal (527 Pa) est obtenue avec la valeur la plus petite de vitesse d'écoulement (0,025 m/s). La valeur la plus grande des pertes de charges à la sortie du microcanal (3160 Pa) est obtenue avec la valeur la plus grande de vitesse d'écoulement (0,150 m/s). Pour les autres valeurs intermédiaires de la vitesse d'écoulement, l'évolution des pertes de charges est linéaire et monte avec la croissance de la vitesse du fluide.

L'analyse des pertes de charge pour plusieurs hauteurs de microcanal

Un autre paramètre important qui compte dans l'évolution des pertes de charge du système est la configuration des microcanaux et, plus particulièrement, dans notre système de réfrigération magnétique, la hauteur des microcanaux, un paramètre qui tiens de la géométrie du système.

Du point de vue de transfert thermique, la miniaturisation des microcanaux peut augmenter l'efficacité volumique du fluide dans le régénérateur parce que pour la même quantité de fluide il y aura une surface de transfert thermique plus élevée.

Du point de vue hydraulique, la miniaturisation des microcanaux peut entraîner des pertes des charges plus élevées qui doivent être compensées par un travail supplémentaire de la pompe de circulation du fluide et ce travail donnera des influences négatives dans le calcul final du coefficient de performance du système.

Dans la Figure 74 nous pouvons observer les pertes de charge pour un seul microcanal, en fonction de la longueur du microcanal pour plusieurs valeurs de la hauteur du microcanal.

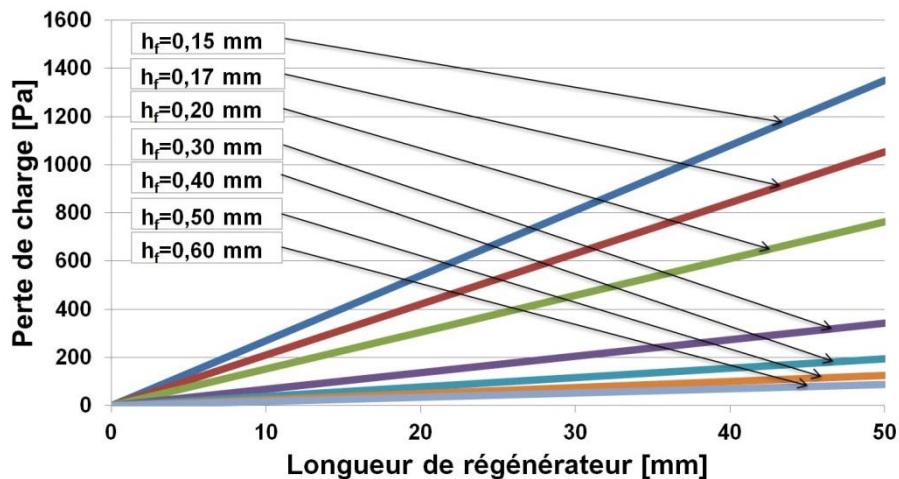


Figure 74: L'évolution des pertes de charge dans un seul microcanal en fonction de la longueur du régénérateur pour plusieurs valeurs de la hauteur du microcanal

Les pertes de charge sont directement influencées par la hauteur du microcanal du fluide et sont directement proportionnelles avec la longueur du microcanal. La valeur la plus petite des pertes de charges à la sortie du microcanal (88 Pa) est obtenue avec la valeur la plus grande de hauteur de microcanal (0,60 mm). La valeur la plus grande des pertes de charges à la sortie du microcanal (1350 Pa) est obtenue avec la valeur la plus petite de hauteur de microcanal (0,15 mm). Pour les autres valeurs intermédiaires de la hauteur de microcanal, l'évolution des pertes de charges est linéaire et montre avec la décroissance de la hauteur de microcanal du fluide.

Un autre aspect de qui on doit tenir compte dans l'analyse des pertes de charge en fonction de la hauteur de microcanal est aussi la contrainte de fabrication parce que les configurations des systèmes ayant une hauteur de microcanaux égale ou bien inférieure à 0,20 mm sont très difficiles à réaliser et à exploiter dans des conditions normales.

6.2 Analyse qualitative de la performance du système

Dans le fonctionnement d'un AMR il est nécessaire d'évaluer ses performances en termes de transfert de chaleur, puissance de réfrigération et du coefficient de performance. Cette analyse est menée ici pour une configuration simplifiée, composée d'une seule lame de matériau magnéto-calorique et du fluide

Afin de quantifier le fonctionnement du régénérateur et d'évaluer ses performances un nouveau terme a été introduit qui permet de utiliser des paramètres non dimensionnelles. Le terme est le rapport de volume de fluide déplacé, V^* et l'on définit comme le rapport entre le volume du fluide transitant dans l'AMR au cours d'un demi-cycle AMRR et le volume de fluide totale contenue dans l'AMR, définit par [50]:

$$V^* \cdot L = \int_0^{\pi/2} u(t) \cdot dt \quad (79)$$

Ce rapport est un paramètre de fonctionnement du système et dépend principalement de la vitesse d'écoulement, de la fréquence de mouvement et de la longueur de l'AMR. Le rapport de volume de fluide déplacé, V^* est calculé par :

$$V^* = \frac{\dot{M}_f}{2f \cdot \rho_f \cdot V_{AMR} \cdot \varepsilon} \quad (80)$$

Dans nos simulations on utilise le cycle AMRR avec le schéma de l'évolution de la vitesse d'écoulement décrite dans la Figure 35 qui nous donne une évolution de la vitesse d'écoulement au bout d'un demi-cycle de 1,5 x vitesse médiane. L'équation du rapport de volume de fluide déplacé devient :

$$V^* = \frac{1,5 \cdot u}{2f \cdot L} \quad (81)$$

6.2.1 Le coefficient de convection thermique

Dans notre système de réfrigération magnétique, à l'intérieur des microcanaux, nous avons un fluide en écoulement laminaire qui entraîne une quantité de chaleur échangé par convection forcée. Dans le calcul du coefficient de convection thermique nous avons utilisé l'expression de diamètre hydraulique D_h de l'équation 68 et la formule pour calculer le nombre de Reynolds de l'équation 67. Le nombre de Prandtl qui représente le rapport de la viscosité à la conductivité thermique est calculé selon l'équation suivante :

$$Pr = \frac{\rho_f \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta}{\lambda_f} \quad (82)$$

La valeur de coefficient de convection thermique est extraite de l'expression de nombre de Nusselt, qui représente le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction, calculé selon l'équation suivante :

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda_f} \quad (83)$$

La valeur de nombre de Nusselt est calculée pour un écoulement laminaire a l'intérieur d'un tube rectangulaire, conformément à la corrélation Sieder et Tate [65], selon l'équation suivante :

$$Nu = 1,86 \cdot (Re \cdot Pr)^{1/3} \cdot \left(\frac{D_h}{L}\right)^{1/3} \quad (84)$$

Dans la Figure 75 nous avons analysé l'évolution du coefficient de convection en fonction d'un paramètre de fonctionnement du système, la vitesse d'écoulement du fluide, a) et en fonction d'un paramètre constructif du système, la hauteur des microcanaux, b). Nous avons utilisé plusieurs valeurs de la vitesse d'écoulement et de la hauteur des microcanaux, valeurs identiques avec les valeurs utilisées dans l'analyse des pertes de charge du système.

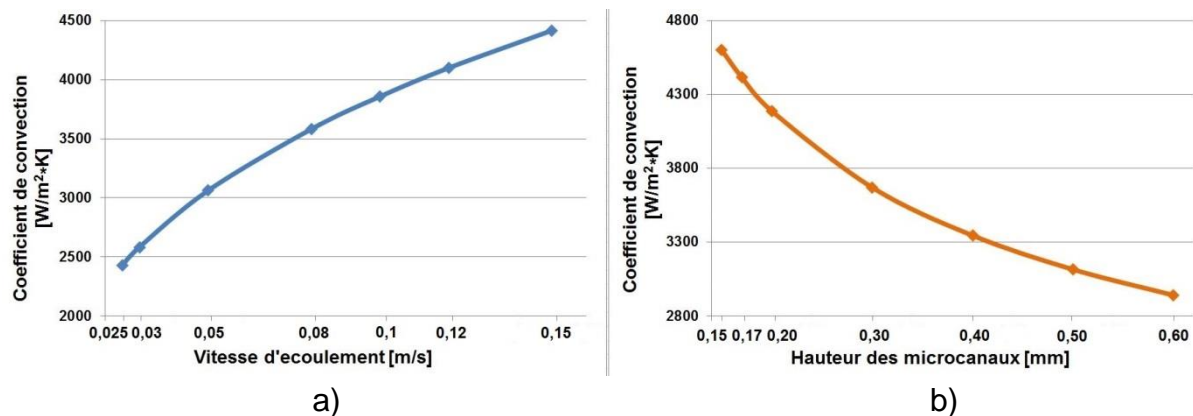


Figure 75: L'évolution du coefficient de convection en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide, a) et de la hauteur des microcanaux, b)

Dans l'analyse de la vitesse d'écoulement, à gauche de la figure, nous pouvons observer la croissance linéaire de la valeur du coefficient de convection avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement du fluide. La valeur minimale, de $2430 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, est obtenue avec la valeur la plus petite étudiée de la vitesse, de $0,025 \text{ m/s}$. La valeur maximale du coefficient de convection de $4416 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ est obtenue avec la valeur la plus grande de la vitesse d'écoulement de $0,15 \text{ m/s}$.

La Figure 76 montre l'évolution du coefficient de convection en fonction de la hauteur des microcanaux pour plusieurs valeurs de la vitesse d'écoulement du fluide. Cette figure est réalisée à partir de la Figure 75 pour mieux observer l'évolution de la valeur du coefficient de convection.

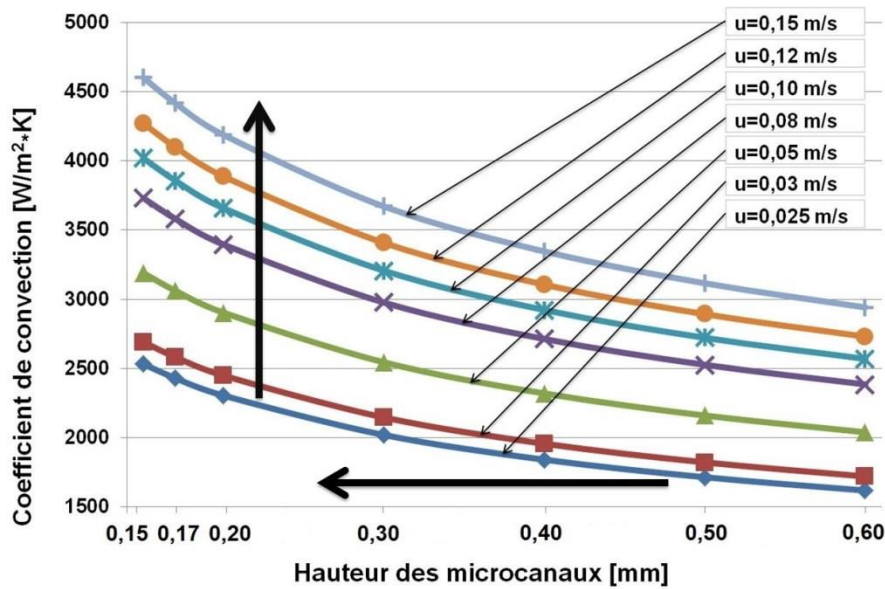


Figure 76: L'évolution du coefficient de convection en fonction de la hauteur des microcanaux pour plusieurs valeurs de la vitesse d'écoulement du fluide

Dans la Figure 76, nous pouvons observer les directions d'augmentation de la valeur du coefficient de convection qui monte avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement et avec la miniaturisation des canaux de fluide.

6.2.2 La puissance frigorifique du système

La Figure 77 montre la puissance froide en fonction de la différence de température entre les échangeurs de chaleur pour une seule plaque de gadolinium dans un system ayant une vitesse d'écoulement de fluide de 0,05 m/s pour plusieurs valeurs du rapport de volume du fluide déplacé.

La puissance froide est calculée à partir de l'équation suivante, identique à l'équation 52 :

$$\dot{Q}_{cold} = \frac{1}{\Pi} \int_0^{t_{blow}} \dot{M} \cdot c_{p,f} (T_{cold} - T_f(t)) dt \quad (85)$$

Les meilleures performances sont obtenues, dans notre cas, avec une valeur du rapport de volume du fluide déplacé de $V^*=0,60$ qui correspond à une fréquence de mouvement de 0,5 Hz. Pour toutes les 7 situations, la puissance froide montre des valeurs maximales dans l'écart des températures de 0,5 – 4 °C, après la performance diminue avec l'augmentation de la différence de température entre les échangeurs.

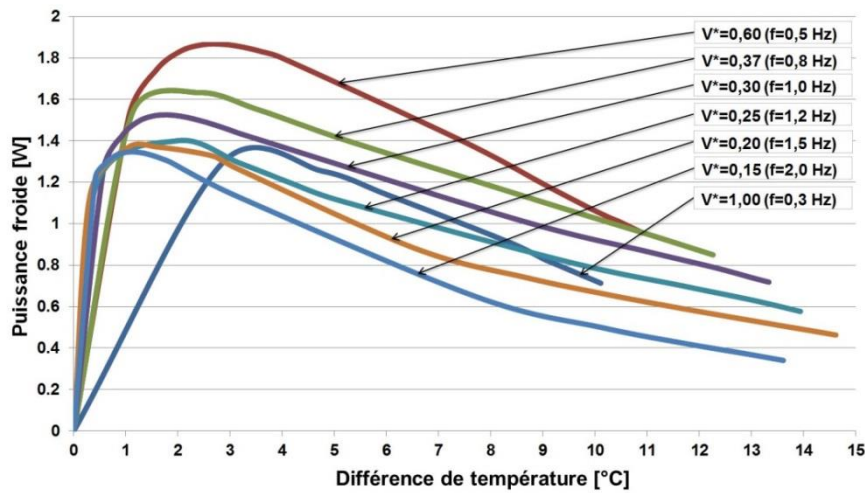


Figure 77: La puissance froide en fonction de la différence de température pour plusieurs valeurs du V^* , pour une seule lame de gadolinium

Nous pouvons observer dans la figure que la performance du système diminue avec la réduction de rapport de volume du fluide déplacé dans la plage de 0,60 à 0,15. Le cas où le rapport $V^*=1,00$ (qui correspond à une fréquence de 0,3 Hz) ne suit pas le même modèle parce que la fréquence a une valeur trop petite par rapport à la vitesse du fluide. Dans ce cas le déplacement du fluide au sein du régénérateur est complet et le gradient de température est détruit, qui conduit à une déperdition de la puissance thermique et le système ne fonctionne pas correctement.

Dans tous les cas étudiés les courbes de puissance s'arrêtent à des différences de températures différentes entre eux, ce qui correspond à des différences maximales de températures qui peuvent être obtenues avec la configuration respective.

6.2.3 Le coefficient de performance du système

Le COP appliqué au cas d'un système d'AMRR est défini comme dans l'équation 86 : [44]

$$COP = \frac{Q_{cold}}{W_{tot}} = \frac{Q_{cold}}{W_{mag} + W_{mec}} = \frac{Q_{cold}}{Q_{hot} - Q_{cold} + W_{mec}} \quad (86)$$

La quantité de chaleur rejetée par le système est obtenue par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{hot} = \frac{1}{\Pi} \int_0^{t_{blow}} \dot{M} \cdot c_{p,f} (T_f - T_{hot}(t)) dt \quad (87)$$

L'énergie totale requise par le système en fonctionnement au cours d'un cycle AMRR se compose du travail magnétique W_{mag} , nécessaire au matériau magnétocalorique d'entrer et de sortir du champ magnétique et du travail mécanique W_{mec} , nécessaire aux déplacements alternatifs du fluide caloporteur. Le travail total est donné par la somme de ces deux composantes:

$$W_{tot} = W_{mag} + W_{mec} \quad (88)$$

Sans prendre en compte les éventuelles déperditions qui ont un impact négatif sur les puissances thermiques froide et chaude, la première loi de la thermodynamique nous permet de calculer le travail magnétique comme suit :

$$W_{mag} = Q_{hot} - Q_{cold} \quad (89)$$

Le travail mécanique W_{mec} est exprimé par l'équation suivante, en utilisant une efficacité de pompe $\eta=0,8$:

$$W_{mec} = \frac{\dot{M}_f \cdot \Delta p}{\rho_f \cdot \eta} \quad (90)$$

La Figure 78 montre le coefficient de performance en fonction de la différence de température entre les échangeurs. Les meilleures performances sont obtenues quand le système fonctionne avec un rapport de volume du fluide déplacé de 0,60 qui correspond à une fréquence de mouvement de 0,50 Hz.

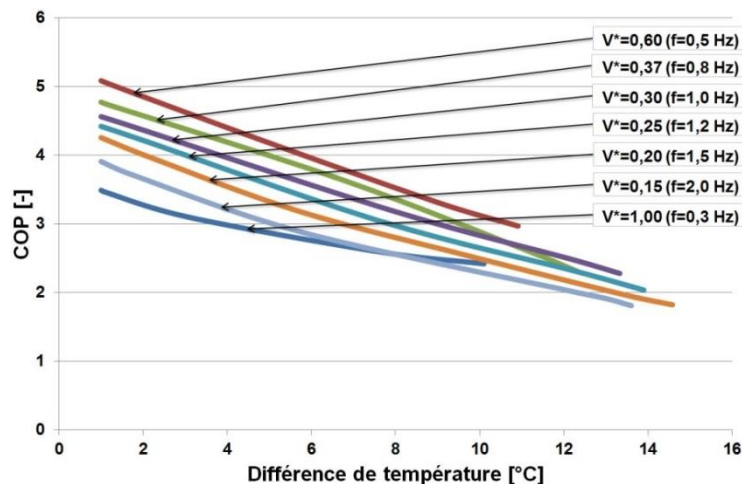


Figure 78: Le coefficient de performance en fonction de la différence de température pour plusieurs valeurs de V^* , pour une seule lame de gadolinium

Le COP diminue avec l'abaissement du rapport de volume du fluide déplacé pour tout sauf un des cas étudiés. Le coefficient de performance pour la valeur de V^* de 1,00 est le plus faible à cause de la fréquence de 0,30 Hz qui est trop faible et non corrélée avec la vitesse du fluide, qui conduit à la diminution du gradient thermique, comme on le voit aussi dans la Figure 77.

6.3 Analyse de sensibilité des paramètres

Dans le cadre d'analyse de sensibilité, nous avons étudié l'influence des paramètres thermo physiques, constructifs et de fonctionnement d'un système de réfrigération magnétique, qui sont décrit dans le tableau suivant.

Tableau 16: Les paramètres variés dans le cadre d'analyse de sensibilité

Analyse de sensibilité des paramètres	
Paramètres thermo physiques (Différents matériaux)	Matériaux magnétocaloriques
	Conductivité thermique
Paramètres constructifs	Epaisseur des plaques de solide
	Hauteur des microcanaux
	Longueur du régénérateur
	Intensité de champ magnétique
Paramètres de fonctionnement	Fréquence du cycle
	Vitesse d'écoulement et le rapport de volume de fluide déplacé

6.3.1 L'influence des paramètres thermophysiques

Comme nous avons précédemment vu au Paragraphe 2.6, les matériaux magnétocaloriques sont les éléments actifs d'un système de réfrigération magnétique, éléments qui font à la fois la production de la chaleur ou le stockage de la chaleur, en fonction de chaque étape du cycle AMRR. L'intérêt porté sur ces matériaux reste sur la variation de la température ΔT_{ad} et d'entropie ΔS qui doivent être aussi grand que possible pour des valeurs bases de l'intensité de champ magnétique, mais aussi sur d'autres aspects comme une température de Curie proche de la température d'utilisation, une plage large de variation d'entropie et de température, des valeurs très faibles ou nulles de hystérésis thermique et magnétique, une conductivité thermique adaptée pour assurer un gradient thermique au sein du régénérateur et une résistivité électrique élevée pour limiter les courants de Foucault. A part de ces aspects qualitative des matériaux, dans la conception d'un système de réfrigération magnétique, il existe aussi d'autres aspects d'ont on doit tenir compte comme les caractéristiques de fabrication et fonctionnement (malléabilité, ductilité, résistance à la corrosion, non-toxicité, durabilité mécanique, etc.) et les caractéristiques technico-économiques (coût de fabrication bas, abondance et disponibilité, etc.).

La plupart des prototypes de réfrigération magnétique d'aujourd'hui utilisent comme matériau magnétocalorique des terres rares, comme gadolinium et ses alliages. A cause de sa disponibilité limitée et de son comportement corrosif dans les milieux aquatiques, la recherche s'oriente aujourd'hui vers les matériaux avec des propriétés thermiques élevées mais aussi qui doivent être disponibles, abondants, facilement recyclables et leur extraction ainsi que leur production devront se faire avec des couts environnementaux et énergétiques réduits.

Vu ces aspects, nous analysons dans notre étude les propriétés magnétocaloriques d'un nouveau matériau magnétocalorique, l'oxyde de praséodyme–manganèse, $Pr_{1-x}Sr_xMnO_3$.

La différence finale de température et l'efficacité du système pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme–manganèse en fonction de la fréquence

Afin de quantifier l'efficacité des matériaux magnétocaloriques par rapport à l'efficacité du système nous avons introduit un nouveau terme adimensionnel, l'efficacité, $[\phi]$ qui représente le rapport entre la différence finale de température du système et la variation adiabatique de la température de matériaux magnétocalorique utilisé dans le même système de réfrigération magnétique, comme dans l'équation 91 .

$$\phi = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ad}} \quad (91)$$

La Figure 79 montre l'influence de la fréquence du cycle sur la différence finale de température du système pour gadolinium et pour l'oxyde de praséodyme-manganèse a) et l'influence de la fréquence du cycle sur l'efficacité du système pour les mêmes matériaux b).

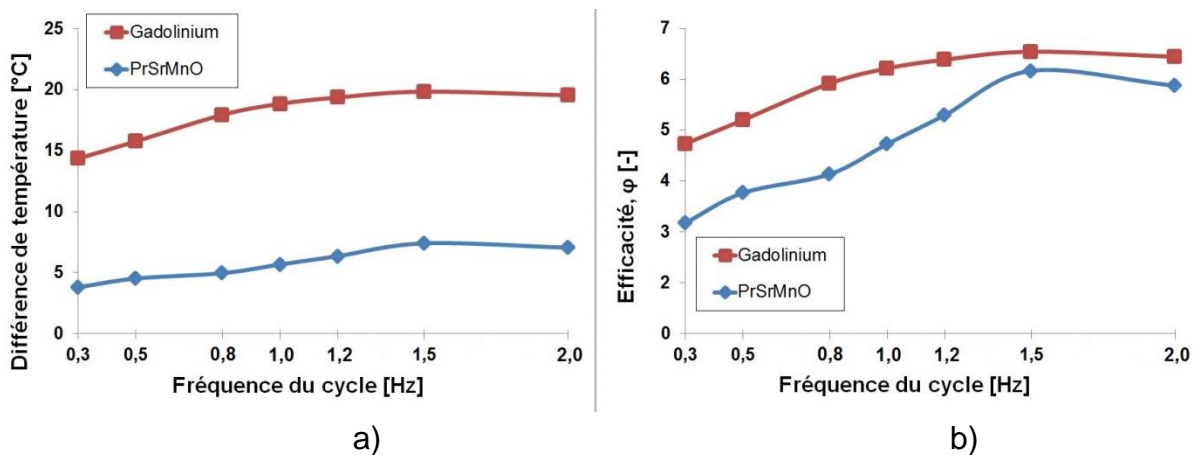


Figure 79: La différence finale de température du système en fonction de la fréquence du cycle pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse a) et l'efficacité du système en fonction de la fréquence du cycle pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse b)

Dans l'analyse de la différence de température a), nous pouvons observer l'évolution proportionnelle de la différence de température qui augmente avec la croissance de la fréquence du cycle jusqu'à la valeur de 1,5 Hz, pour les deux matériaux. Au-delà de cette valeur, pour la fréquence de 2Hz, la différence obtenue est plus petite. La valeur la plus grande de différence de température, de 19,83°C est obtenue avec gadolinium, a la fréquence du cycle de 1,5 Hz. Pour l'oxyde de praséodyme – manganèse la valeur maximale est obtenue avec la même fréquence du cycle et est de 7,4 °C.

Dans l'analyse de l'efficacité, les différences entre gadolinium et l'oxyde de praséodyme - manganèse sont réduite pour la fréquence de 1,5 Hz avec des valeurs de 6,54 pour gadolinium et de 6,16 pour l'oxyde de praséodyme manganèse.

La différence finale de température et l'efficacité du système pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme–manganèse en fonction du rapport de volume de fluide déplacé

La Figure 80 montre l'influence du rapport de volume de fluide déplacé sur la différence finale de température du système pour gadolinium et pour l'oxyde de praséodyme -manganèse a) et l'influence du rapport de volume du fluide déplacé sur l'efficacité du système pour les mêmes matériaux b).

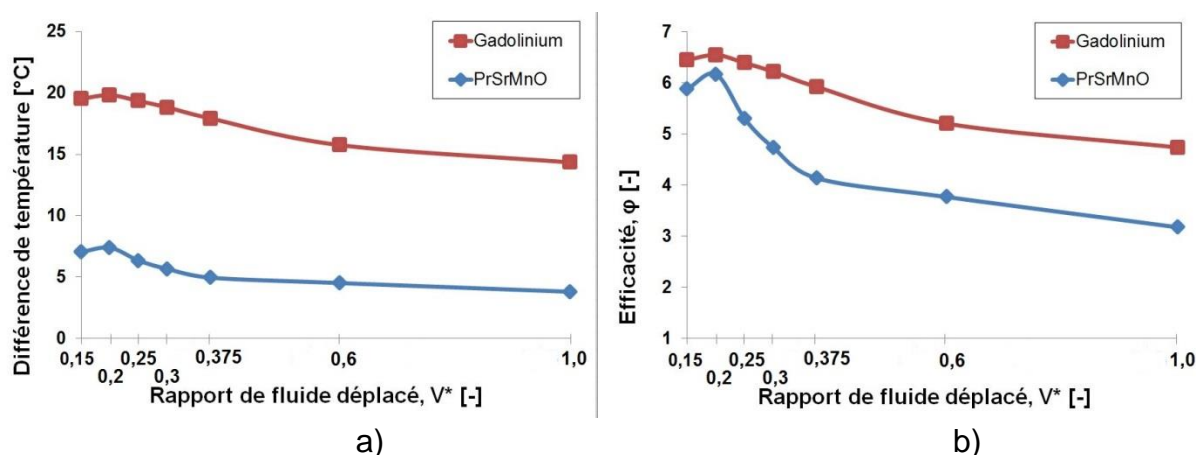


Figure 80: La différence finale de température du système en fonction du rapport de volume du fluide déplacé pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse a) et l'efficacité du système en fonction du rapport de volume de fluide déplacé pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse b)

Dans l'analyse de la différence de température a), les meilleures performances sont obtenues à la valeur du rapport de volume de fluide déplacé de 0,2 et sont de 19,83 °C pour gadolinium et de 7,4 °C pour l'oxyde de praséodyme-manganèse. Les courbes des valeurs descendent au-delà de la valeur de 0,2 pour les deux matériaux, jusqu'à les valeurs minimales de 14,35 °C pour gadolinium et de 7,81 °C pour l'oxyde de praséodyme-manganèse, obtenues avec le rapport de volume du fluide déplacée de 1,0.

En termes de l'efficacité b), les meilleures performances sont obtenues pour la valeur du rapport de volume du fluide déplacé de 0,2 pour les deux matériaux et sont de 6,54 pour le gadolinium et de 6,16 pour l'oxyde de praséodyme-manganèse. Au-delà de ces valeurs, les courbes descendent pour les deux matériaux, jusqu'aux valeurs minimales de 4,73 pour le gadolinium et de 3,17 pour l'oxyde de praséodyme- manganèse, obtenues pour la valeur du rapport de volume du fluide déplacé de 1,0. Aussi ici nous pouvons voir que pour une valeur du rapport de volume du fluide déplacé de 0,2 les différences des valeurs entre les deux matériaux sont mineures et au-delà de cette valeur, les différences augmentent.

Cette conclusion est aussi validée par les tests effectués sur différents prototypes et décrits dans la littérature. L'efficacité de ce type de systèmes est maximale pour des valeurs minimales et bien définis de rapport de volume du fluide transféré entre les deux échangeurs.

L'influence de la conductivité thermique du gadolinium sur la différence finale de température du système

La Figure 81 montre l'influence de la valeur de conductivité thermique sur la différence finale de température du système en fonction de la fréquence du cycle pour deux sets des valeurs de la conductivité thermique du gadolinium : la valeur théorique de la conductivité et les valeurs obtenues expérimentalement.

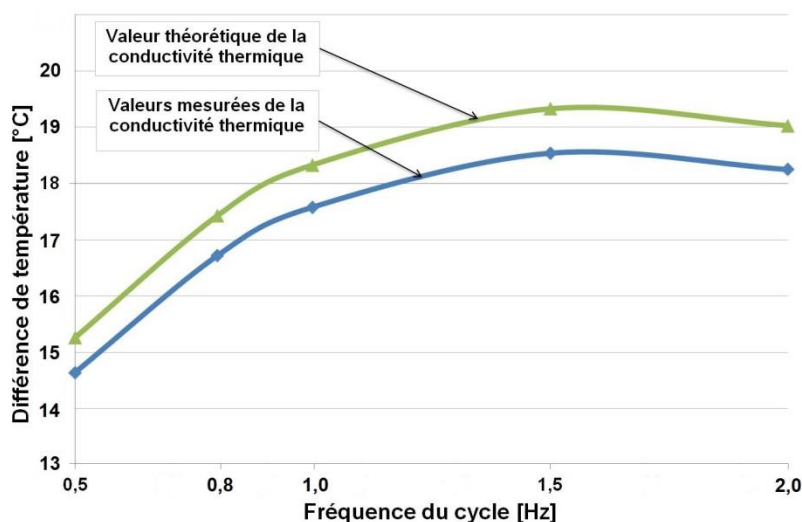


Figure 81: La différence finale de température du système en fonction de la fréquence du cycle pour plusieurs valeurs de la conductivité thermique du gadolinium

La valeur théorique de la conductivité thermique du gadolinium, utilisée dans la première courbe des valeurs est de $10,6 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ et est utilisée dans la plupart des modèles numériques existantes dans la littérature. La deuxième courbe des valeurs est obtenue avec des valeurs mesurées de la conductivité thermique qui varie de $4,37 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ à $6,85 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ en fonction de la température.

Nous pouvons observer que, pour toutes les valeurs de la fréquence du mouvement, il existe un écart entre les deux cas qui varie de $0,62 \text{ }^\circ\text{C}$ pour la fréquence de $0,5 \text{ Hz}$ jusqu'à $0,79 \text{ }^\circ\text{C}$ pour la fréquence de $1,5 \text{ Hz}$. Cet écart représente approximativement 5% de la différence totale de température du système.

6.3.2 L'influence des paramètres constructifs du système

Le dimensionnement d'un régénérateur pour la réfrigération magnétique doit être réalisé soigneusement pour obtenir à la fois des valeurs élevées du coefficient transfert thermique entre le solide et le fluide caloporteur mais aussi de limiter les consommations de matériaux et de miniaturiser le régénérateur pour obtenir une puissance volumique maximale. En même temps, pour obtenir des valeurs élevées du coefficient de performance, les dimensions des microcanaux du système jouent un rôle très important dans le calcul des pertes des charges.

Dans le fonctionnement d'un régénérateur, plusieurs paramètres constructifs doivent être analysés afin d'observer leur contribution sur la différence finale de température. Ensuite, nous allons analyser l'impact des paramètres géométriques comme l'épaisseur des plaques du matériau magnéto calorique, la hauteur des microcanaux du fluide caloporteur et la longueur des plaques solides du régénérateur et de paramètres non-géométriques comme l'intensité du champ magnétique appliqué.

L'influence d'épaisseur des plaques du matériau magnéto calorique

La variation d'épaisseur des lames de matériau magnéto calorique porte une influence sur la quantité de chaleur rendue disponible par le matériau pour chaque microcanal, par l'intermédiaire de la conduction thermique perpendiculaire au plan des lames de solide. Les matériaux magnéto caloriques étudiés, avec une valeur du coefficient de la conductivité thermique beaucoup plus basse que la valeur de coefficient d'autres matériaux conducteurs de la chaleur (cuivre, aluminium, etc.) donnent une inertie thermique dans le régénérateur, inertie qui est directement proportionnelle avec l'épaisseur des lames. Cette inertie thermique donne un effet de décalage thermique entre le moment où le champ magnétique est maximal et le moment où le transfert thermique a l'interface solide-fluide commence. A cause de ce décalage, l'effet d'inertie thermique doit être pris en compte dans l'imposition de paramètres constructifs du système et aussi dans le choix des paramètres de fonctionnement du système.

La Figure 82 montre les courbes de différence de température obtenues pour plusieurs valeurs du rapport de volume du fluide déplacé, en fonction de l'épaisseur des plaques de solide. Nous pouvons observer une évolution linéaire de la température finale du système, qui diminue lorsque l'épaisseur des lames de solide augmente, pour toutes les trois valeurs du rapport de volume du fluide déplacé. Les meilleures performances sont obtenues avec la valeur de l'épaisseur des plaques de solide de 0,5 mm, avec une température maximale de 19,85 °C pour la fréquence de 1,5 Hz.

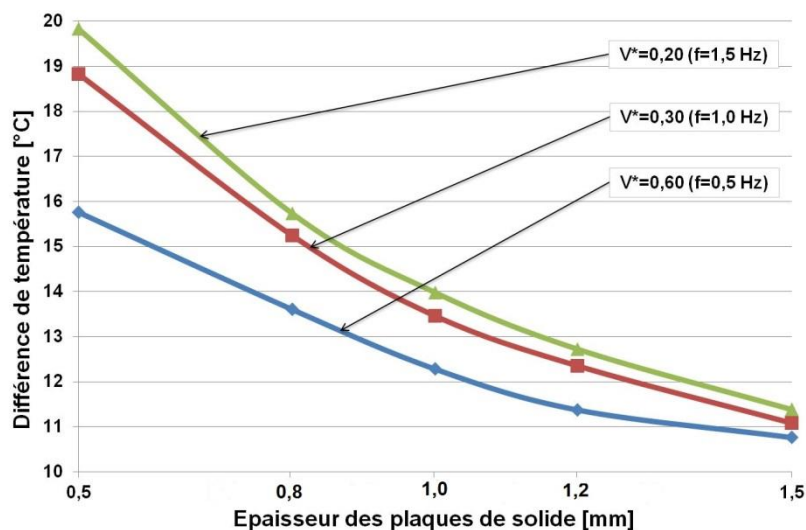


Figure 82: La différence finale de température du système en fonction de l'épaisseur des plaques de solide pour plusieurs valeurs du rapport de volume du fluide déplacé

Pour des valeurs basses de l'épaisseur des plaques, la fréquence du cycle a un impact plus grand sur la différence de température du système, qui donne des valeurs différentes de la température en fonction de la fréquence. A des valeurs élevées de l'épaisseur, l'impact de la fréquence du cycle sur la température finale du système est réduit jusqu'à la valeur de l'épaisseur maximale étudiée, de 1,5 mm où les différences de température pour plusieurs fréquences du cycle sont presque inexistantes.

L'influence de la hauteur des microcanaux du fluide caloporteur

La variation de la hauteur des microcanaux du fluide conditionne le flux de transfert thermique par convection forcée et le transport de chaleur par fluide. La convection thermique au sein de l'AMR donne un impact positif sur la réactivité thermique du régénérateur, contrairement à l'inertie thermique des plaques de solide. La Figure 83 montre l'influence de la variation de la hauteur des microcanaux du fluide sur la différence finale de température entre les échangeurs du système pour plusieurs valeurs d'épaisseurs des plaques de solide magnétocalorique.

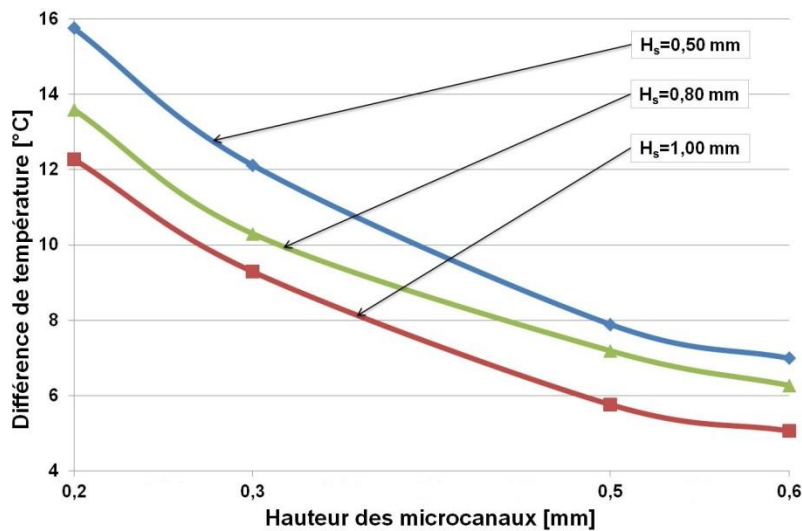


Figure 83: La différence finale de température du système en fonction de la hauteur des microcanaux pour plusieurs valeurs d'épaisseurs des plaques de solide

Nous pouvons observer comme la maximisation de la hauteur des microcanaux de fluide conduit à une diminution de la différence finale de température entre les deux échangeurs, pour tous les trois cas étudiés. La valeur maximale de la température, de 15,76 °C est obtenue avec la hauteur des microcanaux la plus basse, de 0,2 mm et pour une épaisseur de plaque de solide de 0,5 mm. En-dessus, la différence de température finale obtenue entre les échangeurs du système varie de façon linéaire avec l'augmentation de la hauteur des microcanaux jusqu'à une valeur minimale, de 5,06 °C, obtenue pour une hauteur de microcanaux de 0,6 mm et une épaisseur des plaques de 1,00 mm.

Nous constatons que le transport de chaleur par le fluide vers les échangeurs peut être mis en rapport avec la quantité de chaleur rendue disponible par l'effet magnéto-calorique dans le volume de matériau. Le comportement de l'AMR est ainsi dépendant de manière fondamentale des interactions entre la hauteur des microcanaux de fluide et l'épaisseur de lames de solide. En effet, l'effet de la miniaturisation du régénérateur permet de maximiser l'écart de température, dans les mêmes valeurs des paramètres de fonctionnement. Cette miniaturisation de l'AMR peut s'effectuer sans modifier la valeur de la porosité du régénérateur, en gardant le même rapport entre la masse du solide et la masse du fluide à l'intérieur du régénérateur.

Il existe un équilibre entre la quantité de chaleur rendue disponible par l'EMC dans le matériau et la quantité de fluide qui circule dans chaque canal au cours d'un demi-cycle AMR, qui en réalité dépend aussi des paramètres de fonctionnement du système comme la fréquence du cycle et la vitesse d'écoulement du fluide, à cause de l'inertie thermique des matériaux magnéto-caloriques qui limite la réactivité du système.

A part de l'analyse de groupement de paramètres permettant d'obtenir des meilleures performances, dans l'étude effectuée sur l'impact de la hauteur des microcanaux et de l'épaisseur des lames de matériaux magnéto-caloriques sur la différence de température obtenue nous avons pris en compte aussi les limites imposées par les contraintes de fabrication des microcanaux et plaques de solide en terme de finesse. Les matériaux magnéto-caloriques étudiés ont des faibles valeurs

de résistance mécanique et ils sont aussi très sensibles à la corrosion et alors il est difficile de produire des lames de matériaux magnétocaloriques qui soient à la fois très fines et qui aient une bonne tenue dans le temps malgré les contraintes mécaniques appliquées de façon répétée par les mouvements du fluide. A nos connaissances, l'épaisseur minimale des lames de solide actuellement envisageable est de l'ordre de 0,5 mm et la hauteur minimale de microcanal qui peut résister aux effets de corrosion et les éventuels dépôts est de 0,2 mm. A cause de ces limitations, dans nos analyses précédentes, nous avons utilisé ces valeurs comme valeurs minimales.

Comme nous avons déjà vu que la miniaturisation de régénérateurs conduit à des meilleures valeurs en terme d'écart final de température entre les échangeurs du système, la fabrication des régénérateurs ayant des finesses accrues est donc un enjeu pour améliorer sensiblement les performances des systèmes de réfrigération magnétique à température ambiante.

L'influence de la longueur des plaques solides du régénérateur

La longueur de l'AMR est l'un des paramètres géométriques qui ont une influence significative sur la différence finale de température parce que sa variation conduit à une influence directe sur la surface de l'interface solide-fluide.

La Figure 84 montre l'influence de la variation de la longueur du régénérateur sur la différence finale de température entre les échangeurs du système pour plusieurs valeurs de la fréquence du cycle.

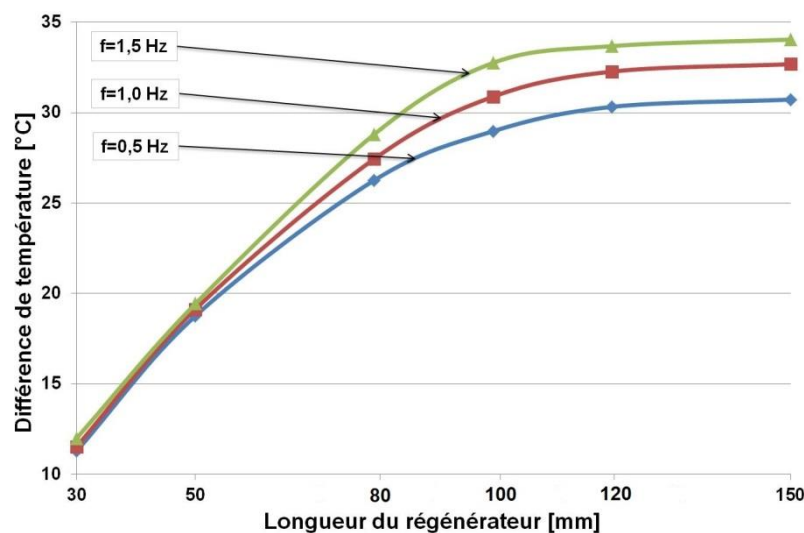


Figure 84: La différence finale de température du système en fonction de la longueur du régénérateur pour plusieurs valeurs de la fréquence du cycle

Nous pouvons observer que l'allongement du régénérateur conduit à une augmentation de l'écart de température du système, dans tous les trois cas étudiés.

Les meilleures performances, de 34,04 °C sont obtenues avec la plus grande valeur de la longueur et avec la fréquence la plus élevée, de 1,5 Hz. A des valeurs basses de la longueur du régénérateur, la variation de la fréquence du cycle ne conduit pas à une différence importante de la température finale. A partir de la longueur de 80 mm, la variation de la fréquence a une influence plus significative.

L'augmentation de l'écart de température n'est pas proportionnelle à la longueur. A partir de la valeur de longueur de 30 mm jusqu'à la longueur de 100 mm la croissance de la différence de température d'une longueur à l'autre est importante. Au-delà de la valeur de 100 mm, les valeurs de la différence de température ne croissent d'une manière très importante. Du fait de l'augmentation de la plage de température couverte par le gradient thermique au long du régénérateur, le matériau magnéto-calorique travaille à des températures de plus en plus éloignées de la température de Curie du matériau. Cela est responsable d'une baisse des performances des sections de l'AMR situées loin de son centre, pour un écart de température centrée sur la température de Curie.

L'influence de l'intensité du champ magnétique

Dans le chapitre 3.1 nous avons étudié plusieurs modèles numériques existantes dans la littérature, chacun avec sa configuration, ses paramètres et son efficacité énergétique. Les modèles présentés montrent que l'effet magnéto-calorique est quasi proportionnel à l'intensité de champ magnétique appliqué. L'écart maximal de température du système est une caractéristique qui dépend de plusieurs paramètres dans le fonctionnement d'un AMR et ses valeurs ne suivent forcément une variation linéaire avec la variation d'intensité de champ magnétique.

La Figure 85 présente des résultats d'écarts de température atteints en régime adiabatique en fonction de la variation de champ magnétique appliqué à l'AMR pour plusieurs rapports de volume du fluide déplacé.

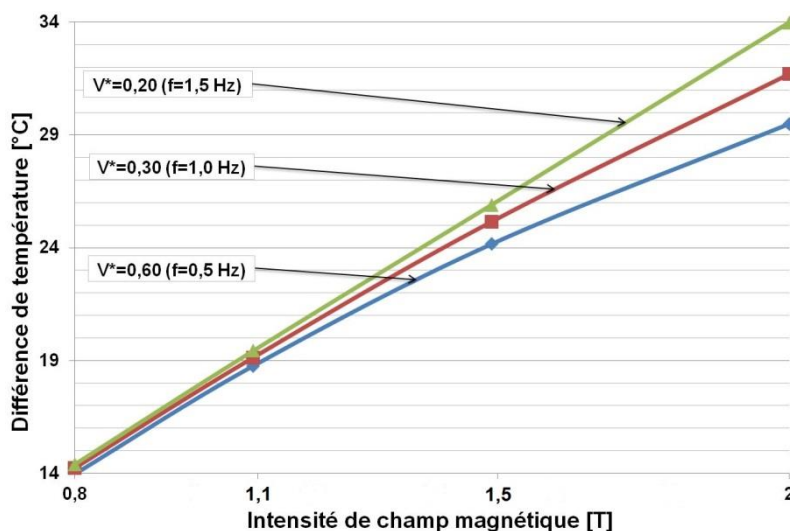


Figure 85: La différence finale de température du système en fonction d'intensité de champ magnétique appliqué H pour plusieurs valeurs de V^*

Nous avons étudié la différence maximale de température pour 4 valeurs d'intensité de champ magnétique de 0,8 T, 1,1 T, 1,5 T et 2,0 T et pour trois configurations de système avec un rapport de volume du fluide déplacé de 0,20, 0,30 et 0,60 correspondant à des fréquences de cycle de 1,5 Hz, 1,0 Hz et 0,5 Hz.

On constate tout d'abord que l'évolution de l'écart de température entre les premières deux valeurs est linéaire pour tous les rapports de fluide étudiés. A partir

de la valeur de 1,5 T, les profils s'éloignent et la fréquence a une influence plus importante. La plus grande valeur, de 33,99 °C est obtenue avec l'intensité maximale étudiée de 2T et la valeur du rapport de volume du fluide déplacé de 0,20. Les valeurs les plus faibles sont obtenues avec la valeur de champ magnétique de 0,8 T. Les différences de température entre les systèmes qui fonctionnent avec la même valeur de champ magnétique mais avec des valeurs différentes de fréquence sont faibles pour des valeurs de champ magnétique basses. Au-delà de la valeur de 1,5 T, parce que le système commence à fonctionner à des températures éloignées de la température de Curie du matériau magnéto-calorique, la fréquence commence à avoir une influence plus importante par le temps de transfert de la chaleur.

Nous constatons ainsi que l'intensité de champ magnétique est un paramètre primordial dans les systèmes de réfrigération magnétique, plus important que les autres paramètres géométriques, avec des impacts essentiels sur leurs performances finales. Cependant, des grandes valeurs de l'intensité de champ magnétique sont presque impossibles à être obtenues avec des aimants permanents à cause de leur indisponibilité et par conséquent la quasi-totalité de systèmes de réfrigération magnétique utilisent de valeurs de champ magnétique autour de 1,0 T.

6.3.3 L'influence des paramètres de fonctionnement du système

Les paramètres de fonctionnement d'un système de réfrigération magnétique, aussi appelées les paramètres de pilotage du système ont une influence significative sur ses performances en termes de la différence finale de température entre les échangeurs, de la puissance thermique ou du COP. Les valeurs de la vitesse d'écoulement du fluide, la fréquence de mouvement ou le rapport de volume du fluide déplacé doivent être corrélées entre elles et aussi avec les valeurs géométriques pour un bon fonctionnement du système.

L'influence de la fréquence sous la différence de température

La fréquence de mouvement du champ magnétique est l'un de paramètres de fonctionnement du système les plus importants. Elle a une influence directe sous le temps de contact entre le solide et le fluide, temps qui définit la durée de transfert thermique, et aussi sur le rapport de volume du fluide déplacé.

La Figure 86 nous montre l'évolution temporelle de la différence de température entre les échangeurs d'un système de réfrigération magnétique pour plusieurs fréquences, en absence de charge thermique, pour trois valeurs de la vitesse d'écoulement du fluide. Les simulations ont été faites sur une durée de 200 secondes, le temps nécessaire pour que le régénérateur entre dans le régime permanent.

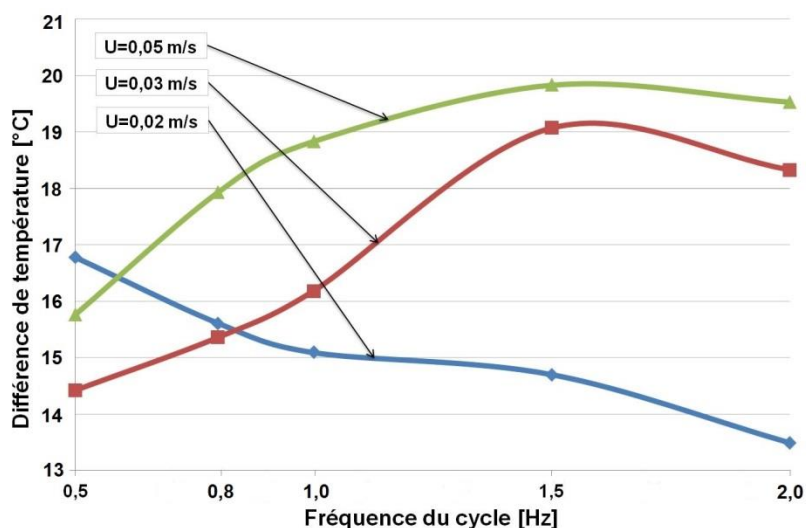


Figure 86: La différence finale de température du système en fonction de la fréquence du cycle pour plusieurs vitesses d'écoulement du fluide

La plus grande différence de température, de 19,83 °C est obtenue pour une vitesse d'écoulement de fluide de 0,05 m/s, lorsque le système fonctionne à une fréquence de 1,5 Hz. La différence de température la plus faible, de 13,49 °C est obtenue avec une vitesse d'écoulement de 0,02 m/s avec une fréquence de 2,0 Hz.

Pour les valeurs de la vitesse d'écoulement du fluide de 0,05 m/s et de 0,03 m/s, les lignes de différences de la température augmentent légèrement, jusqu'à la valeur de la fréquence de 1,5 Hz. Cela signifie que la vitesse d'écoulement est en bonne corrélation avec la géométrie du système et aussi avec la fréquence du cycle et que le système fonctionne correctement. Au-dessus de la fréquence de 1,5 Hz, les valeurs de la différence de température diminuent. Ceci est dû au fait que le système fonctionne trop rapidement et le fluide ne peut pas extraire correctement toute la quantité de chaleur à partir du solide.

L'augmentation de la différence de température avec l'augmentation de la fréquence se produit parce que, une fois avec l'augmentation de la fréquence, la durée du cycle diminue et en même temps, la distance parcourue par le fluide à l'intérieur du régénérateur devient plus courte. Par conséquent, il est créé un gradient thermique plus important à l'intérieur du régénérateur qui conduit à une augmentation de la différence de température entre les extrémités du régénérateur et également entre les échangeurs de chaleur du régénérateur.

Dans le cas où la vitesse d'écoulement de fluide est de 0,02 m/s la différence finale de température diminue avec l'accroissement de la fréquence du cycle. Ce comportement peut s'expliquer par le fait qu'à des basses vitesses d'écoulement, le fluide a besoin d'un temps de transfert thermique plus élevé pour pouvoir extraire la chaleur du matériau, temps qui diminue avec la croissance de la valeur de fréquence du cycle.

L'influence de la vitesse d'écoulement et du rapport de volume du fluide déplacé sous la différence de température

La vitesse d'écoulement est aussi un paramètre de pilotage très important dans le fonctionnement d'un régénérateur magnétique actif. Ce paramètre nous donne des valeurs du rapport de volume du fluide déplacé à l'intérieur du régénérateur qui a une importance essentielle sur le gradient thermique et sur la différence finale de température. La Figure 87 montre la courbe d'évolution des températures finales du système en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide pour plusieurs valeurs de la fréquence du cycle.

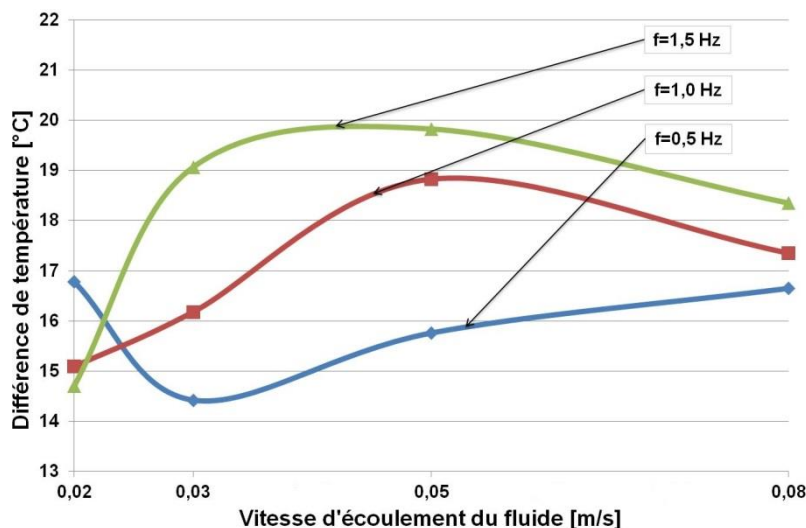


Figure 87: La différence finale de température du système en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide pour plusieurs valeurs de la fréquence du cycle

La plus grande valeur de différence finale de température entre les échangeurs de 19,83 °C est obtenue quand le système fonctionne avec une fréquence de cycle de 1,5 Hz et une vitesse d'écoulement du fluide de 0,05 m/s. A la valeur de la vitesse d'écoulement la plus basse, de 0,02 m/s la différence maximale de température est obtenue avec la plus basse fréquence étudiée, de 0,5 Hz. Ensuite, pour la valeur de la vitesse d'écoulement la plus élevée, de 0,08 m/s, la différence maximale est obtenue avec la valeur maximale de la fréquence, de 1,5 Hz.

Pour les valeurs de la fréquence de 1,5 Hz et de 1,0 Hz les meilleures performances sont obtenues avec la valeur de la vitesse d'écoulement de 0,05 m/s. Au-dessus de cette valeur pour la vitesse de 0,08 m/s, à cause de la durée courte de transfert thermique les différences de la température obtenues diminuent.

La courbe des valeurs pour la fréquence de 0,5 Hz ne suit pas la même allure à cause de la valeur élevée de la période du mouvement. Au début de la courbe des valeurs, la vitesse de 0,03 m/s donne la différence de température la plus basse, de 14,42 °C. Cette évolution non-linéaire pour la valeur de la fréquence de 0,5 Hz montre que la valeur de la différence finale de la température entre les échangeurs est une fonction complexe qui ne dépend pas uniquement sur les paramètres de fonctionnement du système mais aussi de la corrélation avec les paramètres géométriques comme la hauteur de microcanaux et l'épaisseur de plaques de matériau magnéto calorique.

6.4 Conclusions

Ce chapitre présente une analyse des résultats obtenus avec le modèle numérique. Dans le début de ce chapitre nous avons fait une analyse quantitative du système où nous avons étudié les températures caractéristiques du système, les caractéristiques d'écoulement et les pertes de charge du régénérateur.

L'analyse des températures caractéristiques montre que le modèle construit est dynamique et que son comportement thermique respecte toutes les phases du cycle magnétothermique AMRR. Le profil 2D des températures montre aussi le fonctionnement du modèle et la modalité de transfert de la chaleur du matériau magnétocalorique vers les échangeurs de chaleur par le fluide caloporteur, dans un mouvement alternatif du fluide au sein du régénérateur.

Dans notre modèle multi-physiques, la fluide a été aussi analysée. Nous avons constaté que l'écoulement reste toujours laminaire à cause des dimensions très petites des microcanaux, avec des valeurs bases de numéro de Reynolds. Nous avons aussi fait une analyse des pertes de charges pour plusieurs paramètres comme des paramètres constructifs du système (hauteur des microcanaux) et des paramètres de fonctionnement (vitesse d'écoulement du fluide) en fonction de la longueur du régénérateur.

Dans la partie d'analyse qualitative de la performance du système nous avons étudié le coefficient de convection thermique, la puissance frigorifique et le coefficient de performance en fonction de la température pour plusieurs valeurs du rapport de volume du fluide. Nous avons observé que la miniaturisation des canaux et l'augmentation de la vitesse d'écoulement conduisent à une augmentation de la valeur du coefficient de convection. Dans l'étude de la puissance frigorifique et le COP nous avons vu l'importance de la synchronisation entre les valeurs de la vitesse d'écoulement et de fréquence du cycle.

Ensuite nous avons passé dans une analyse de sensibilité des paramètres du modèle numérique. Nous avons analysé d'abord l'influence des paramètres thermophysiques comme la nature des matériaux magnétocaloriques et la conductivité thermique. Nous avons conclu que même si les résultats obtenus avec l'oxyde de praséodyme manganèse sont inférieurs à ceux obtenus avec le gadolinium, l'oxyde de praséodyme manganèse est nouveaux matériaux avec des possibilités pour des plus grandes futures performances.

Dans le cadre d'analyse d'influence des paramètres constructifs du système, nous avons analysé l'impact de la variation d'épaisseur des plaques de solide, de la hauteur des microcanaux, de la longueur du régénérateur et de l'intensité de champ magnétique. Nous avons constaté que la miniaturisation des plaques de solide et des microcanaux conduit à des meilleures performances en termes de la différence finale de température du système. En termes de la variation de la longueur du régénérateur nous avons vu que l'allongement du régénérateur conduit à une augmentation de la différence finale de température du système. Cependant, pour des valeurs supérieures a 100 mm, dans notre cas, l'augmentation est très faible et ne justifie pas les pertes de charge du régénérateur. Du point de vue de l'intensité du

champ magnétique nous avons observé que l'augmentation de l'intensité du champ implique une majoration directe et importante de la différence finale de température du système. Toutefois, les systèmes magnéto thermiques actuels fonctionnent avec des aimants permanents qui peuvent produire des valeurs des intensités magnétiques autour de 1-1,2 Tesla.

L'analyse d'influence des paramètres de fonctionnement du système a montré l'importance d'une bonne corrélation entre les valeurs de la fréquence du cycle et la vitesse d'écoulement du fluide. La fréquence du cycle entraîne une période de temps quand le fluide reste en contact avec le solide pendant chaque phase du cycle. De même, la vitesse d'écoulement entraîne un rapport de volume de fluide déplacé qui doit être adapté et synchronisé avec la période de temps du chaque étape du cycle afin que le fluide puisse extraire la chaleur du solide mais sans qu'il conduise à la destruction de gradient thermique du solide. D'ailleurs, les valeurs des paramètres de fonctionnement d'un système de réfrigération magnétique doivent être surtout synchronisées aux valeurs des paramètres géométriques du système comme la hauteur des microcanaux, l'épaisseur des plaques du solide et la longueur du régénérateur.

Conclusions générales et perspectives

Conclusions générales

Ce travail de thèse a pour but la conception d'un modèle numérique multi-physique et multi-échelle destiné à simuler le comportement d'un système de réfrigération magnétique à température ambiante utilisant le cycle de réfrigération par régénération magnétique active (AMRR).

La configuration de la matrice du modèle est celle avec des plaques parallèles du matériau qui offre les meilleures performances en termes de transferts thermiques et des pertes de charge, comparé aux autres types des matrices comme celle à poudres ou à billes de matériaux magnéto-caloriques. Par rapport aux modèles existants dans la littérature, le modèle développé dans le cadre de cette thèse possède des améliorations comme l'implémentation de l'effet magnéto-calorique comme terme source dans l'équation de la chaleur du solide, avec des données mesurées expérimentalement, la modélisation 2D multi-physique et multi-échelle, l'intégration des données mesurées de la conductivité thermique des matériaux magnéto-caloriques, mesurées expérimentalement, l'utilisation de deux matériaux magnéto-caloriques dans les simulations (matériau référence - gadolinium et un alliage magnéto-calorique nouveau - l'oxyde de praséodyme-manganèse).

Le modèle a été validé par une comparaison avec des données expérimentales fournies par un de nos partenaires et les résultats obtenus ont montré une bonne corrélation entre les résultats du modèle et les mesures.

Une étude expérimentale a été menée afin de déterminer les propriétés thermophysiques des matériaux magnéto-caloriques et d'intégrer les résultats de ces mesures dans le modèle numérique. La conductivité thermique des deux matériaux magnéto-caloriques (gadolinium et l'oxyde de praséodyme-manganèse) a été ainsi obtenue.

Les améliorations apportées dans le modèle numérique et la validation du fonctionnement du modèle par l'étude de comparaison avec les résultats expérimentaux d'un prototype nous ont permis de reproduire de façon relativement fidèle le comportement d'un dispositif AMR expérimental. Le modèle a été utilisé pour réaliser une étude du comportement d'un système en fonction des paramètres géométriques, magnétiques, de fonctionnement ou thermophysiques. Les paramètres magnétiques jouent un rôle très important dans les résultats finaux, ayant une forte influence sur la différence finale de la température du système. Cependant, la technologie actuelle limite les aimants permanents dans des valeurs de l'intensité magnétique autour de 1,2 Tesla. L'analyse du comportement du système a toutefois mis en évidence la nécessité de mettre en rapport les caractéristiques géométriques d'un AMR avec les paramètres de fonctionnement pour avoir des écarts de températures adaptés à chaque application. Aussi, la miniaturisation des matrices des matériaux est un critère essentiel qui permet de maximiser l'extraction de la chaleur avec un encombrement réduit. Les développements de systèmes expérimentaux montrent que la finesse est actuellement limitée par les possibilités de mise en forme des matériaux et les contraintes mécaniques exercées par le mouvement alternatif du fluide. Dans l'étude

de variation des paramètres thermophysiques l'utilisation d'oxyde de praséodyme - manganèse comme matériau magnéto-calorique donne des valeurs de la différence de températures comparables avec les résultats du gadolinium. L'avantage principal de ce matériau reste toujours sa simplicité de mettre en œuvre et son prix bas grâce à la disponibilité des composants et à la non utilisation des terres rares.

Cette analyse de fonctionnement du modèle et de sensibilité des paramètres nous aide à améliorer la compréhension, à mettre en évidence les paramètres influents et à étudier les interactions entre les paramètres et leurs impacts sur la performance totale du système. Elle permet de tracer des cartes paramétriques de comportement pour aider à la conception de futurs systèmes de réfrigération magnétique à la température ambiante d'une meilleure performance et avec un coût moins élevé.

Perspectives

Le secteur du froid, y compris celui de la climatisation et du rafraîchissement d'air est confronté aujourd'hui à plusieurs défis majeurs. Nous avons d'ores et déjà mentionné le besoin immédiat et croissant de l'utilisation du froid dans des domaines très divers comme la sécurité alimentaire, la santé, le transport, ainsi que pour le développement des technologies de l'information et la microélectronique, pour ne citer que celles-ci. A moyen et long terme la nécessité de diminuer les émissions de gaz à effet de serre avec un impact négatif sur le réchauffement climatique est maintenant une évidence pour la communauté scientifique nationale et internationale.

Le froid magnétique fait partie de ces technologies de rupture qui en changeant de paradigme pourront apporter une réponse positive à ces défis.

Plusieurs laboratoires et centres de recherche à travers le monde se concentrent aujourd'hui sur les trois grands axes de recherche qui sont: la réalisation des champs magnétiques intenses à l'aide des aimants permanents, la mise au point des nouveaux matériaux magnétocaloriques et l'utilisation des fluides caloporteurs adaptés à cette technologie.

Concernant la source de champ magnétique qui est aujourd'hui réalisée avec des aimants permanents de type NdFeB, elle pourra être améliorée d'une part par la découverte des nouveaux aimants plus puissants pour arriver à des intensités de champ au-delà de 2 Teslas, ou par la conception des configurations géométriques plus élaborés et plus compactes pour réaliser au point central de ces configuration des intensités augmentées de champ magnétique. Des simulations numériques 3D seront nécessaires pour pouvoir prendre en compte la totalité des aspects liés au champ magnétique: ΔH maximal, champ magnétisant, champ demagnétisant, hystérésis magnétique, courants induits et leurs effets sur les matériaux soumis à ces champs.

Concernant les matériaux magnétocaloriques, une proposition de recherche peut être portée sur une étude approfondie des matériaux magnétocaloriques. On estime qu'à ce niveau le progrès de la recherche fondamentale sera le plus important, car il y a un vrais essor dans cette direction. Il s'agit d'une part de la mise au point des nouveaux alliages avec une température de Curie autour de la température ambiante pour un large domaine de variation entre la source chaude et la source froide. Une analyse de sensibilité des paramètres, adaptée aux matériaux magnétocalorique peut être utile lorsque l'étude prend en compte une utilisation de plusieurs matériaux magnétocaloriques différentes. Cette analyse peut s'étendre aussi sur des matrices des plusieurs matériaux magnétocaloriques disposés en fonction de températures de Curie pour maximiser l'écart de température obtenu.

Une autre voie intéressante sera la mise au point des nouvelle configurations d'agencement de divers matériaux magnétothermiques. Plus précisément le positionnement en série qui permettra d'obtenir un plus large écart de température et aussi un positionnement en parallèle pour augmenter la puissance requise par certaines applications. L'agencement simultané des divers alliages en série et en parallèle pourra améliorer les performances thermiques de ces systèmes.

Par ailleurs, une base des données des matériaux magnétocaloriques pourra être constituée et intégrée dans un logiciel de simulation dynamique, en prenant en compte la variation de paramètres thermophysiques ainsi que le couplage de tous les phénomènes physiques présents dans ces systèmes.

Concernant les fluides caloporteurs la recherche s'oriente aujourd'hui vers l'utilisation des ferrofluides et nano fluides avec des caractéristiques intéressantes en termes de transfert thermique tout en gardant des valeurs acceptables de perte de charge. L'analyse de l'écoulement des fluides pourra être complétée avec une étude sur la meilleure corrélation entre le comportement d'un régénérateur magnétique actif dans l'ensemble de système tout en tenant compte des contraintes mécaniques: résistances aux forces et couples, amplitude de mouvement.

La thématique multidisciplinaire du sujet nous permet d'espérer une poursuite des études et une ouverture vers des nombreux domaines de recherche.

Bibliographie

1. **Lebouc, Afef.** *Séminaire mi-parcours Stock-e: MagCool.* G2ELab - Grenoble, CNRS UMR 5269. Paris : Grenoble INP, 2010. p. 2.
2. **Ministère du Développement Durable.** *Rapport Énergies 2050 : les différents scénarios de politique énergétique pour la France.* Paris : <http://www.developpement-durable.gouv.fr>, 2012.
3. Communiqué sur la politique européenne de l'énergie. *www.senat.fr.* [En ligne] Direction générale de l'énergie et du climat, 2014. [Citation : 09 October 2014.] <http://www.senat.fr/rap/r05-259/r05-2591.html>.
4. **Institut International du Froid.** *20^{ème} Réunion des Parties au Protocole de Montréal.* Doha, Qatar, 16-20 Novembre 2008.
5. *Thermag IV In Proc. Fourth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature.* **Coulomb, D.** Baotou, Chine : IIF-IIR, 2010. Pages 3-4.
6. **Perkins, J.** *Apparatus for producing cold and cooling fluids.* British Patent No. 6662 United Kingdom, 1835.
7. **Parlement Européen.** Règlement no. 1005/2009 relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone. *Journal officiel de l'Union européenne.* L 286, 2009, Vol. CE 1005/2009, 1-30.
8. *Rare earths and Magnetic Refrigeration.* **Gschneider Jr, K et Pecharsky, V K.** 2006, Journal of Rare earths, pp. 641-642.
9. *Development and experimental results from a 1kW prototype AMR.* **Bahl, C.R.H., et al.** Elsevier, 2014, International Journal of Refrigeration , Vol. 37, pp. 78-83.
10. *The performance of a large-scale rotary magnetic refrigerator.* **Jacobs, S., et al.** Elsevier, 2014, International Journal of Refrigeration, Vol. 37, pp. 84-91.
11. *Über einige Wirkungen der Coercitivkraft.* **Warburg, E.** Leipzig : Magnetische Untersuchungen, 1881, Vol. 13, pp. 141-164.
12. *Sur un nouveau phénomène magnétocalorique.* **Weiss, P et Piccard, A.** Paris : Académie des Sciences, 1918. Compte Rendu Hebdomadaire. Vol. 352-354.
13. *Production of temperatures below 1 K by adiabatic demagnetisation of gadolinium sulphate.* **Giauque, W. et MacDougall, D.** Journal of the American Chemical Society 57, 1935, pp. 1175-1185.
14. *Paramagnetic behavior of Ce_{1-x}Gd_xCo₂ compounds .* **Seixas, T.M., Machado da Silva, J.M. et Oliveira, J.M.B.** pag. 140-144, J.Magn.Magn. Mater., 1995, Vol. 829.

15. *Experiments on adiabatic cooling of paramagnetic salts in magnetic fields.* **de Hass, W., Wiersma, E. et Kramers, H.** Physica 6, 1934, pp. 1-13.
16. *Production of very low temperatures by the magnetic method: Supraconductivity of cadmium.* **Kurti, N. et Simon, F.** Nature, Vol. 133, pp. 907-908.
17. *The design and operation of a magnetic refrigerator for maintaining temperatures below 1 K.* **Heer, C., Barnes, C. et Daunt, J.** Rev. Sci. Instr., 1954, Vol. 25, pp. 1088-1098.
18. *Experiments on the production of very low temperatures by two-stages demagnetisation.* **Darby, A.** Proc. Phys. Soc A, 1951, Vol. 64, p. 64.
19. *Magnetic refrigeration - A review of a developing technology.* **Barclay, J.** Chicago : Adv. Cryog. Eng., 1988, Vol. 33, pp. 719-731.
20. *Magnetic heat pumping near room temperature.* **Brown, G. V.** Journal of Applied Physics, 1976, Vol. 47, pp. 3673-3680.
21. *Stirling magnetic refrigerators and heat engines for use near room temperature.* **Steyert, W.A.** Journal of Applied Physics, 1978, Vol. 49, pp. 1216-1226.
22. **Barclay, J.A. et Steyert, W.A.** *Active Magnetic Regenerator.* 4, 332,135 U.S. Patent, 1982.
23. *A gadolinium-terbium active magnetic regenerator.* **Green, G., et al.** Advanced Cryogenics Engineering, 1990, Vol. 35, pp. 1165-1174.
24. *Giant magnetocaloric effect in $Gd_5(Si_2Ge_2)$.* **Pecharsky, V. K. et Gschneidner Jr., K. A.** Physical Review Letters, 1997, Vol. 78, pp. 4494-4497.
25. *Description and performance of a near-room temperature magnetic refrigerator.* **Zimm, C.B., et al.** s.l. : Advances in Cryogenic Engineering, 1998, Vol. 43, pp. 1759-1766.
26. *Rotary recuperative magnetic heat pump.* **Kirol , L. D. et Dacus, M. W.** Advanced Cryogenic Engineering, 1988, Vol. 33, pp. 757-765.
27. *Recent developments in magnetocaloric materials.* **Gschneidner, K.A., Pecharsky, V.K. et Tsokol, A.** Reports on Progress in Physics, 2005, Vol. 68, pp. 1479-1539.
28. *Design and performance of a permanent-magnet rotary refrigerator.* **Zimm, C., et al.** Elsevier, 2006, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 1302-1306.
29. *Innovative design of a magnetocaloric system.* **Vasile, C. et Muller, C.** Elsevier, 2006, International Journal of Refrigeration, pp. 1318-1326.
30. *Thirty years of near room temperature magnetic cooling: Where we are today and future prospects.* **Gschneidner, K.A. et Pecharsky, V.K.** Elsevier, 2008, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 1318-1326.

31. *A permanent magnet magneto-refrigerator study on using gd/gd-si-ge/gd-si-ge-ga alloys.* **Lu, D., et al.** Montreux, Suisse : In Proc. First IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, 2005. pp. 291-296.
32. *Experimental investigation of a three-material layered active magnetic regenerator.* **Rowe, A. et Tura, A.** 2006, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 1286-1293.
33. *Improvement of 100 W class room temperature magnetic refrigerator.* **Okamura, T., et al.** Portoroz, Slovenie, 2007. In Proc. Second IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature. pp. 377-382.
34. *Design and initial performance of a magnetic refrigerator with a rotating permanent magnet.* **Zimm, C., et al.** Portoroz, Slovenie, 2007. In Proc. Second IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature. pp. 341-347.
35. *A pre-industrial magnetic cooling system for room-temperature applications.* **Balli, M., et al.** Baotou, Chine, 2010. In Proc. Fourth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature. pp. 313-322.
36. *The performance of a rotary magnet magnetic refrigerator with layered beds.* **Russek, S., et al.** Baotou, Chine, 2010. In Proc. Fourth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature. pp. 339-349.
37. *The 5th International Conference on Magnetic Refrigeration, Thermag V, in Grenoble.* **Report, Conference.** International Journal of Refrigeration, 2012, Vol. 36, pp. 1584-1586.
38. **Roudaut, J.** *Modélisation et conception de systèmes de réfrigération magnétique autour de la température ambiante.* Grenoble : Université de Grenoble, 2011. p. 6. Thèse de doctorat.
39. **Risser, M.** *Modélisation Multiphysique et Multiconfigurationnelle d'Evaluation de d'Optimisation des Performances des Systèmes de Réfrigération Magnétocalorique.* Strasbourg : UdS-INSA, 2011. p. 25. Thèse de doctorat.
40. *The magnetocaloric effect and its applications.* **Tishin, A. M. et Spichkin, Y. I.** Institute of Physics Publishing, 2013, Series in condensed Matter Physics.
41. **Tishin, A.M. et Spichkin, Y.I.** *The magnetocaloric effect and its applications.* Cornwall, UK : Institute of Physics Publishing, 2003. ISBN 0 7503 0922 9.
42. *Thermodynamic analysis of four magnetic heat-pump cycles.* **Chen, F. C., et al.** ASME, 1992, J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 114, pp. 715-721.
43. *Refrigeration magnetique.* **Lebouc, A., et al.** 2005, Technique de l'ingenieur, pp. 1-16.

-
44. *Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature applications.* **Nielsen, K.K., et al.** Elsevier, 2011, International Journal of Refrigeration , Vol. 34, pp. 603-616.
45. *Numerical modeling for active magnetic regenerative refrigeration.* **Allab, F., et al.** 2005, IEEE Trans. Magn., Vol. 41, pp. 3757-3759.
46. *Numerical simulation of magnetocaloric system behaviour for an industrial application.* **Risser, M., et al.** Elsevier, 2010, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 973-981.
47. *A dynamic 1-D model for a reciprocating active magnetic regenerator; influence of the main working parameters.* **Tagliafico, G., Scarpa, F. et Canepa, F.** Elsevier, 2010, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 286-293.
48. *Numerical analysis of an active magnetic regenerator.* **Roudaut, J., et al.** Elsevier, 2011, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 1797-1804.
49. *Dynamic operation of an active magnetic regenerator (AMR): Numerical optimisation of a packed-bed AMR.* **Tusek, J., et al.** Elsevier, 2011, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 1507-1517.
50. *Numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator made of gadolinium wires.* **Vuarnoz, D. et Kawanami, T.** Elsevier, 2012, Applied Thermal Engineering, Vol. 37, pp. 388-395.
51. *Two-dimensional mathematical model of a reciprocating room-temperature Active Magnetic Regenerator.* **Petersen, T., et al.** 2007, International Journal of Refrigeration, pp. 1-12.
52. *A comprehensive parameter study of an active magnetic regenerator using a 2D numerical model.* **Nielsen, K.K., et al.** Elsevier, 2010, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 753-764.
53. *A 2D hybrid model of the fluid flow and heat transfer in a reciprocating active magnetic regenerator.* **Oliveira, P., et al.** Elsevier, 2012, International Journal of Refrigeration, Vol. 35, pp. 98-114.
54. *Detailed numerical modeling of a linear parallel-plate Active Magnetic Regenerator.* **Nielsen, K.K., et al.** Elsevier, 2009, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 1478-1486.
55. *Model of a porous regenerator used for magnetic refrigeration at room temperature.* **Bouchard, J., Nesreddine, H. et Galanis, N.** Elsevier, 2008, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 1223-1229.
56. **Comsol, Multiphysics.** Biblioteque des materiaux Comsol. *Version 4.3a.* Comsol, 2013.

57. *Thermal conductivity and electrical resistivity of gadolinium as function of pressure and temperature.* **Jacobsson, P. et Sundqvist, B.** The American Physical Society, Physical Review B, 1989, Vol. 40. number 14.
58. *Über die Wärme-Leitungsfähigkeit der Metalle.* **Wiedemann, G. et Franz, R.** Berlin, 1853, Annalen der Physik und Chemie, Vol. 8, pp. 137-139.
59. *Development of a new magnetocaloric material used in a magnetic refrigeration device.* **Guillou, F., et al.** EDP Sciences, 2012, EPJ Web of Conferences, Vol. 29. DOI:10.1051/epjconf/20122900021.
60. *Evaluating the effect of magnetocaloric properties on magnetic refrigeration performance.* **Engelbrecht, K. et Bahl, C. R. H.** 2010, Journal of Applied Physics, Vol. 108. <http://dx.doi.org/10.1063/1.3525647>.
61. Comparaison des methodes. *C-Therm Technologies.* [En ligne] C-Therm. [Citation : 19 10 2014.] http://www.ctherm.com/products/tci_thermal_conductivity/comparing_the_methods/lang/fr/.
62. *Transport and magnetic properties of gadolinium in the critical region.* **Saleh, A.G.A.M. et Saunders, N.H.** J. Magn. Mag. Mater., 1982, Vol. Volume 29. 197.
63. *Thermal conductivity and thermal function of Gadolinium.* **Arajs, S. et Colvin, R.V.** J. Appl. Physics, 1964, Vol. 35. 1043.
64. *Thermal conductivities and Lorenz functions of the heavy rare-earth metals between 90 and 300 K.* **Chuah, D.G.S. et Ratnalingam, R.** J. Low. Temp. Physics, 1974, Vol. 14. 257.
65. **Depecker, Patrick et Inard, Christian.** *Lois fondamentales en génie climatique.* Paris : Technique de l'ingenieur, 1996. Vol. 4.

Liste des figures

Figure 1: Les partenaires du projet de recherche MagCool,.....	13
Figure 2: Schéma du fonctionnement d'un dispositif de réfrigération à compression de vapeur.....	21
Figure 3: Schéma du fonctionnement d'un dispositif de réfrigération à absorption...	22
Figure 4: Schéma du fonctionnement d'un dispositif de réfrigération thermoélectrique	23
Figure 5: Schéma de fonctionnement d'un dispositif de refroidissement à adsorption	24
Figure 6: Extrait d'un article rédigé par Giauque et MacDougall relatant leurs expérimentations	26
Figure 7: Nombre de publications parues annuellement contenant le mot	29
Figure 8: Comparaison des performances de différentes technologies de réfrigération	31
Figure 9: Action du champ magnétique sur l'alignement des spins des électrons d'un solide magnétique : a) sans champ magnétique et b) soumis au champ magnétique,	32
Figure 10: Variation de la température et de l'entropie d'un matériau en fonction du champ magnétique appliqué.....	33
Figure 11: La représentation du cycle magnétique de Carnot	37
Figure 12: La représentation du cycle magnétique d'Ericsson	38
Figure 13: La représentation du cycle magnétique de Brayton.....	39
Figure 14: La représentation du cycle magnétique d'AMRR.....	40
Figure 15: Le comportement d'un régénérateur magnétique actif fonctionnant d'après un cycle d'AMRR	41
Figure 16: La représentation de la transition de phase et la variation de l'entropie en fonction du type de matériau	42
Figure 17: Comparaison entre différents matériaux magnétocaloriques	43
Figure 18: Différentes configurations des géométries de régénérateurs. a) géométrie constituée de poudres des MMC, b) géométrie à cylindres, c) géométrie à plaques perforées et d) géométrie à plaques parallèles.....	44
Figure 19: Simulation numérique des lignes de champ magnétique pour un système rotatif, <i>figure adaptée de</i>	46
Figure 20: La capacité thermique du gadolinium calculée avec le modèle de WDS. 49	
Figure 21: L'entropie massique du gadolinium calculée avec le modèle de WDS....	50

Figure 22: Comparaison entre la capacité thermique du gadolinium déterminée expérimentalement ($C_{H,p}(exp)$) et calculée avec le modèle de WDS ($C_{H,p}(WDS)$)..	50
Figure 23: Les résultats du modèle d'Allab et al. et les résultats de la validation expérimentale de ce modèle.....	56
Figure 24: Les résultats du modèle de Risser et al.....	56
Figure 25: Les résultats du modèle de Tagliafico et al.	57
Figure 26: Les résultats du modèle de Roudaut et al.	57
Figure 27: Les résultats du modèle de Tusek et al.	58
Figure 28: Les résultats du modèle de Vuarnoz et al.	58
Figure 29: Les résultats du modèle de Petersen et al.	59
Figure 30: Les résultats du modèle de Nielsen et al.....	60
Figure 31: Les résultats du modèle d'Oliveira et al.....	60
Figure 32: Les résultats du modèle de Nielsen et al.....	61
Figure 33: Les résultats du modèle de Bouchard et al.	62
Figure 34: Représentation d'un cycle AMRR mono-étage.....	72
Figure 35: La corrélation magnéto-fluidique du modèle numérique.....	73
Figure 36: La géométrie 3D du régénérateur AMR utilisé comme base d'explication de phénomènes multi-physiques présents dans un système énergétique magnétothermique.....	75
Figure 37: La géométrie 2D simplifié du modèle numérique.....	76
Figure 38: Les conditions aux limites du modèle numérique	77
Figure 39: Représentation schématique des principaux paramètres d'entrée-sortie du modèle numérique.....	78
Figure 40: Variation adiabatique de la température (a) et variation de la capacité thermique (b) du gadolinium pour des différentes valeurs de champ magnétique appliqué.....	80
Figure 41: Variation adiabatique de la température (a) et variation de la capacité thermique (b) du $Pr_{1-x}Sr_xMnO_3$ pour des différentes valeurs de champ magnétique appliqué.....	81
Figure 42: Le champ des vitesses pour l'écoulement du fluide dans le microcanal en régime laminaire.....	82
Figure 43: La capacité thermique du MMC utilisé dans la modélisation numérique en COMSOL.....	85
Figure 44: La différence adiabatique de la température du MMC utilisé dans la modélisation numérique en COMSOL.....	85
Figure 45: La représentation de la fonction analytique de variation de la vitesse d'écoulement du fluide en fonction de la période du mouvement.....	86

Figure 46: La représentation de la fonction analytique de variation du champ magnétique en fonction de la fréquence du champ magnétique	86
Figure 47: La géométrie utilisée en Comsol pour le modèle numérique composée de quatre éléments qui font partie d'un système de réfrigération magnétique	87
Figure 48: Le maillage du modèle numérique, avec une distribution préférentielle ..	88
Figure 49: Evolution de la température dans les échangeurs pour différentes conditions initiales ($T_0=292,75$ K et $T_0=294,15$ K)	90
Figure 50: Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats par simulation numérique	92
Figure 51: L'analyseur de conductivité thermique TCi.....	101
Figure 52: La comparaison des méthodes de mesure de la conductivité thermique	101
Figure 53: Echantillon de gadolinium utilisé pour des mesures de la conductivité et d'effusivité.....	102
Figure 54: Echantillon de $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$ utilisé pour des mesures de la conductivité et d'effusivité.....	102
Figure 55: Enceinte climatique CLIMATS 5413-HA utilisée dans les mesures effectuées.....	103
Figure 56: Le profil de la température ambiante dans la chambre climatique	103
Figure 57: Les mesures brutes de la conductivité thermique effectuées sur l'échantillon de gadolinium.....	104
Figure 58: Les mesures brutes de la conductivité thermique effectuées sur l'échantillon de PrSrMnO	104
Figure 59: L'évolution de la conductivité thermique (a) et de l'effusivité thermique (b) en fonction de la température, mesuré sur gadolinium.....	105
Figure 60: La conductivité thermique (a) et l'effusivité thermique (b) mesuré sur $\text{Pr}_{1-x}\text{Sr}_x\text{MnO}_3$	106
Figure 61: L'évolution de la capacité thermique du gadolinium en fonction de la température	108
Figure 62: L'évolution de la capacité thermique de l'oxyde de praséodyme-manganèse en fonction de la température	108
Figure 63: Comparaison des valeurs de la conductivité thermique du gadolinium existantes dans la littérature et mesurées à l'INSA.	109
Figure 64: L'intérieur de la chambre des mesures d'un diffractomètre au rayon X Bruker D8 Advance	110
Figure 65: Le spectre d'échantillon de gadolinium analysé par le diffractomètre au rayon X, Bruker D8 Advance	111

Figure 66: Le microscope électronique à balayage environnemental Philips XL 30 ESEM	112
Figure 67: Le résultat de l'analyse microscopique du gadolinium.....	112
Figure 68: L'évolution de la température du régénérateur en fonction de la longueur du régénérateur pour plusieurs pas de temps	118
Figure 69: L'évolution de la température finale du système en fonction du temps pour les deux échangeurs	119
Figure 70: L'évolution de la température du régénérateur au cours d'un cycle	120
Figure 71: La distribution 2D des températures du système au cours d'un cycle ...	121
Figure 72: La distribution 2D de champ des vitesses pour un microcanal et plusieurs vitesses d'écoulement du fluide : a) $u=0,03$ m/s b) $u=0,08$ m/s c) $u=0,12$ m/s ...	122
Figure 73: L'évolution des pertes de charge dans un seul microcanal en fonction de la longueur du régénérateur pour plusieurs valeurs de vitesse d'écoulement du fluide	123
Figure 74: L'évolution des pertes de charge dans un seul microcanal en fonction de la longueur du régénérateur pour plusieurs valeurs de la hauteur du microcanal ..	124
Figure 75: L'évolution du coefficient de convection en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide, a) et de la hauteur des microcanaux, b).....	126
Figure 76: L'évolution du coefficient de convection en fonction de la hauteur des microcanaux pour plusieurs valeurs de la vitesse d'écoulement du fluide.....	127
Figure 77: La puissance froide en fonction de la différence de température pour plusieurs valeurs de V^* , pour une seule lame de gadolinium	128
Figure 78: Le coefficient de performance en fonction de la différence de température pour plusieurs valeurs de V^* , pour une seule lame de gadolinium	129
Figure 79: La différence finale de température du système en fonction de la fréquence du cycle pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse a) et l'efficacité du système en fonction de la fréquence du cycle pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse b).....	131
Figure 80: La différence finale de température du système en fonction du rapport de volume du fluide déplacé pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse a) et l'efficacité du système en fonction du rapport de volume de fluide déplacé pour gadolinium et l'oxyde de praséodyme – manganèse b).....	132
Figure 81: La différence finale de température du système en fonction de la fréquence du cycle pour plusieurs valeurs de la conductivité thermique du gadolinium	133
Figure 82: La différence finale de température du système en fonction de l'épaisseur des plaques de solide pour plusieurs valeurs du rapport de volume du fluide déplacé	135

Figure 83: La différence finale de température du système en fonction de la hauteur des microcanaux pour plusieurs valeurs d'épaisseurs des plaques de solide	136
Figure 84: La différence finale de température du système en fonction de la longueur du régénérateur pour plusieurs valeurs de la fréquence du cycle	137
Figure 85: La différence finale de température du système en fonction d'intensité de champ magnétique appliqué H pour plusieurs valeurs de V^*	138
Figure 86: La différence finale de température du système en fonction de la fréquence du cycle pour plusieurs vitesses d'écoulement du fluide	140
Figure 87: La différence finale de température du système en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide pour plusieurs valeurs de la fréquence du cycle	141

Liste des tableaux

Tableau 1: Les différentes modèles numériques de réfrigération magnétique présente dans la littérature (<i>MDF = Méthode des différentes finies, MEF = Méthode des éléments finis, MVF = Méthode des volumes finis</i>).....	62
Tableau 2: Définition des temps caractéristiques dans un cycle de réfrigération magnétique.....	73
Tableau 3: Caractéristiques géométriques de système magnétothermique	75
Tableau 4: Les propriétés physique du gadolinium à $T = 24^{\circ}\text{C}$	79
Tableau 5: Les propriétés physiques de l'oxyde de praséodyme–manganèse	80
Tableau 6: Les propriétés physiques d'aluminium.....	81
Tableau 7: Les propriétés physique du fluide caloporteur pour une température de 25°C	82
Tableau 8: Données de modélisation du système magnétothermique et du cycle AMRR.....	87
Tableau 9: Evolution des températures dans les échangeurs pour différentes conditions initiales	90
Tableau 10: Les caractéristiques du prototype AMR.....	91
Tableau 11: Comparaison expérimentale du modèle numérique	92
Tableau 12: Les propriétés thermophysiques du gadolinium et l'oxyde de Praséodyme-Manganèse	100
Tableau 13: Valeurs de la conductivité thermique et de l'effusivité du gadolinium .	106
Tableau 14: Valeurs de la conductivité thermique et de l'effusivité du PrSrMnO	107
Tableau 15: Les valeurs de paramètres du système utilisées pour les résultats préliminaires	117
Tableau 16: Les paramètres variés dans le cadre d'analyse de sensibilité	130

Annexes:

Annexe 1: Papier présenté à la conférence internationale COFRET'14 à Paris, France du 23 au 25 avril 2014

Septième édition
du COlloque FRancophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique -
COFRET'14

Paris, CNAM - 23 - 24 - 25 avril 2014



COFRET'14- PF3-041

LA REFRIGERATION MAGNETIQUE : TECHNOLOGIE INNOVANTE DE REFROIDISEMENT POUR DES APPLICATIONS AUTOUR DE LA TEMPERATURE AMBIANTE

*Sergiu LIONTE, Carmen VASILE, Monica SIROUX

Institut National des Sciences Appliqués (INSA) Strasbourg, 24 Boulevard de la Victoire,
67084 Strasbourg, France

* Auteur correspondant: sergiu.lionte@insa-strasbourg.fr

Résumé

Cet article décrit le développement d'un modèle multiphysique 2D d'un Régénérateur Magnétique Actif (AMR) pour des systèmes de réfrigération magnétique autour de la température ambiante. Le but de ce modèle multiphysique est de progresser dans la compréhension du fonctionnement d'un AMR afin d'optimiser le fonctionnement des systèmes de réfrigération magnétique. Le modèle de l'AMR est basé sur une géométrie à plaques parallèles qui utilise le gadolinium comme matériau magnéto-calorique. Il prend en compte la variation de la température du matériau magnéto-calorique sous l'influence du champ magnétique, l'écoulement du fluide dans les microcanaux et la distribution de la température dans le régénérateur. L'effet magnéto-calorique, représenté sous la forme d'un terme source dans l'équation de la chaleur, est basée sur des données expérimentales. Ce modèle permet d'obtenir des paramètres caractéristiques d'un système de réfrigération magnétique: la différence de température entre les échangeurs et le COP.

Mots-clés : Réfrigération magnétique, système innovant, efficacité énergétique

Introduction

Afin de répondre aux besoins croissants en froid industriel et climatisation, la recherche s'oriente aujourd'hui vers des technologies de réfrigérations alternatives. A l'heure actuelle, les systèmes de réfrigération classiques sont basés sur la technologie de compression de vapeur qui existe depuis plus de 100 ans. Bien qu'il s'agisse d'une technologie fiable et à faible coût, elle a comme principal inconvénient l'utilisation de fluides frigorigènes dangereux pour l'environnement comme les hydrofluorocarbures (HFC), les chlorofluorocarbures (CFC) ou encore l'ammoniac (NH₃). De plus, ces systèmes de réfrigération à compression atteignent leur limite d'efficacité.

Par contre, la réfrigération magnétique est une technologie environnementalement propre qui semble prometteuse [1].

1 – La théorie de la réfrigération magnétique

La réfrigération magnétique est une technologie émergente qui exploite l'effet magnéto-calorique (EMC), un effet intrinsèque aux matériaux magnétiques qui se traduit par une variation instantanée et réversible de leur température et d'entropie sous l'effet d'une variation de champ magnétique. Cet effet est maximal autour de la température de Curie du matériau.

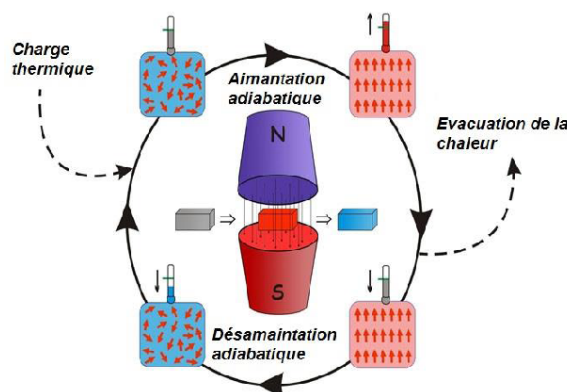


Figure 1: La représentation schématique d'un cycle de réfrigération magnétique
Figure adaptée de [2]

L'effet magnétocalorique est représenté schématiquement dans la figure 1. Si un matériau magnétique est exposé à un champ magnétique, les spins magnétiques des électrons des atomes, d'abord désorientées, s'alignent. Cette réaction est exothermique et la chaleur peut être libérée dans l'atmosphère ambiante. Si le champ magnétique est ensuite enlevé, ce procédé est endothermique et la température du matériau va diminuer parce que les spins magnétiques se désorientent. La chaleur de la charge thermique peut être extraite en utilisant un milieu caloporteur comme de l'eau, de l'air ou des autres substances en fonction de l'application.

2 – Le régénérateur magnétique actif – le principe de la réfrigération magnétique

Le changement adiabatique de température (ΔT_{ad}) pour un seul cycle est faible, en dépit de la notation «effet magnétocalorique géant» utilisée par la communauté scientifique. La valeur de ΔT_{ad} de gadolinium (le plus connu matériau magnétocalorique) dans un champ magnétique de 1 T (qui peut être obtenu avec des aimants permanents) est d'environ 3 K. Pour atteindre une différence de température comparable à la réfrigération classique, la régénération est donc nécessaire [3].

La notion de régénération thermique a été introduite en 1984 avec l'utilisation d'un régénérateur magnétique actif (AMR) [4],[5]. Aujourd'hui, l'AMR est un concept utilisé pour la plupart des systèmes de réfrigération magnétique autour de la température ambiante. Les prototypes construits ont obtenu des différences de température autour de 30 K [6].

3 – Modélisation du régénérateur magnétique actif

Une modélisation numérique 2D multiphysique a été développée afin d'étudier le comportement d'un AMR. Le système de la réfrigération magnétique simulé par le modèle numérique est présenté dans la figure 2 et est composé d'un régénérateur à géométrie des 14 plaques parallèles de 50 x 20 mm de gadolinium, avec une épaisseur de 1 mm et des microcanaux pour le fluide d'une épaisseur de 0,3 mm. D'une part et d'autre du régénérateur se trouvent les échangeurs froid (CHEX) et chaud (HHEX). Le champ magnétique simulé est de 1 T et comme fluide caloporteur nous avons utilisé de l'eau. Dans l'AMR le fluide caloporteur a un mouvement alternatif avec une vitesse de 0,05 m/s et plusieurs fréquences du mouvement des aimants (0,3 0,5 0,8 et 1 Hz), dans un processus cyclique. Avec cette configuration, le matériau magnétocalorique est capable de fonctionner à la fois comme un matériau régénérateur et comme un réfrigérant. En conséquence, l'écart de température entre la source de chaleur et le dissipateur de chaleur est considérablement augmenté par rapport à la différence adiabatique de température du matériau magnétocalorique.

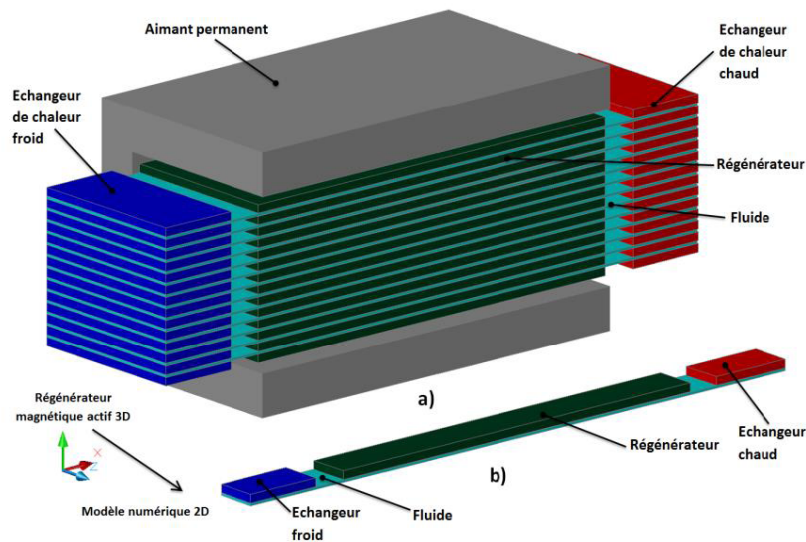


Figure 2: La configuration d'un AMR (a) et la conversion vers la modélisation 2D (b)

3.1 Equations régissantes et conditions limites

Pour le modèle numérique on fait les hypothèses suivantes:

- le régénérateur est parfaitement isolé (conditions adiabatiques);
- le transfert de chaleur par rayonnement dans le régénérateur est négligeable;
- le fluide est considéré incompressible et sa vitesse reste constante, l'écoulement est laminaire, complètement développés et parallèle à l'axe longitudinal.

La distribution des vitesses du fluide est déterminée en résolvant les équations Navier-Stokes pour un fluide incompressible:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\rho_f \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) - \mu_f \nabla^2 \mathbf{u} + \nabla p = 0 \quad (2)$$

La répartition de température au sein du matériau magnétocalorique est déterminée à partir de l'équation de la chaleur, avec l'EMC comme terme source.

$$\rho_s \cdot c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} + \nabla \cdot (-\lambda_s \nabla T_s) = \dot{Q}_{EMC} + \dot{Q}_{HT} \quad (3)$$

La répartition de température au sein du fluide est déterminée à partir de l'équation de conservation de l'énergie pour un fluide incompressible :

$$\rho_f \cdot c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T_f \right) + \nabla \cdot (-\lambda_f \nabla T_f) = -\dot{Q}_{HT} \quad (4)$$

La distribution de vitesse déterminée par les équations (1) et (2) est utilisée comme valeur d'entrée pour la relation (4) pour déterminer le transfert de chaleur par convection. Les équations (3) et (4) sont liées par le terme \dot{Q}_{HT} . Le terme source dans l'équation (3) est représenté par le flux EMC, défini comme :

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s \cdot c_{p,s}(H, T) \cdot \frac{\Delta T_{ad}(H, T)}{dt} \quad (5)$$

Nous supposons alors un contact thermique parfait entre le fluide et le régénérateur, entraînant ainsi la continuité du flux définie par :



$$-\left(\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial y}\right) = -\left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial y}\right) \quad (6)$$

$$T_f = T_s \quad (7)$$

Le solide et le liquide sont initialement à une température constante. Les conditions aux limites sont de type Neumann sur les parois extérieures (le flux de chaleur est nul) et de type Dirichlet à l'entrée de fluide. Pour l'interface solide-liquide, nous avons une condition de non-glissement. Nous avons aussi une condition de mouvement des frontières au niveau des deux extrémités du régénérateur en fonction de la direction de déplacement.

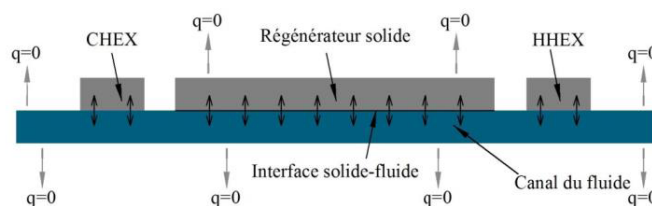


Figure 3: Les conditions limite du modelé numérique

4 – Résultats et discussions

Le modèle numérique développé représente un outil pour l'analyse de comportement et l'optimisation de l'AMR. Nous présentons les premiers résultats: l'évolution temporelle du gradient de température dans le solide et l'évolution de la température du régénérateur et des deux échangeurs de chaleur.

La figure 4 montre l'évolution de la température dans le régénérateur, au cours d'un cycle. Dans le processus d'aimantation la température du régénérateur augmente à cause de l'effet magnétocalorique. Par la suite, dans la période de « cold blow » (écoulement du CHEX vers HHEX), le fluide s'écoule, absorbant une partie de la chaleur et la température du régénérateur est réduite. Dans la période de « hot blow » (écoulement du HHEX vers CHEX), le solide est régénéré à partir du fluide et la température augmente.

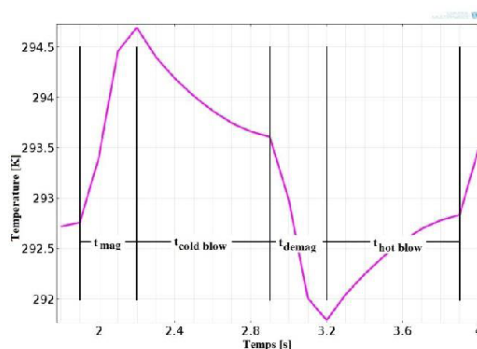


Figure 4: L'évolution du gradient de température dans le régénérateur au cours d'un cycle

La figure 5 présente l'évolution temporelle des températures au sein de l'AMR. Pendant les 10 premières secondes, on remarque que la différence de température au sein du régénérateur est plus grande que la différence de température entre les échangeurs de chaleur. Ceci s'explique par le fait que les échangeurs reçoivent la chaleur du fluide et non pas directement du régénérateur. Par la suite, au cours du développement de la plage de température, on observe la différence de température entre les deux échangeurs de chaleur,

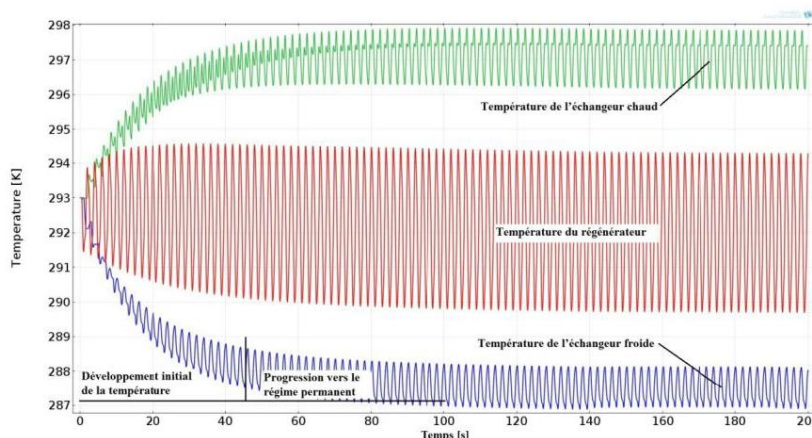


Figure 5: L'évolution temporelle des températures d'un AMR

Après environ 50 secondes, le régénérateur entre progressivement en régime permanent et la différence de température finale est d'environ 11 K en fonction de plusieurs facteurs tels que la fréquence, la vitesse du fluide, etc.

Le COP du système est donné par le rapport entre la puissance froide (Q_{froid}) et le travail magnétique (W_{mag}) et le travail de la pompe (W_{pompe}) [7]:

$$COP = \frac{Q_{froid}}{W_{mag} + W_{pompe}} = \frac{Q_{froid}}{Q_{chaud} - Q_{froid} + W_{pompe}} \quad (8)$$

Le travail de la pompe est calculée comme la perte de charge (Δp) multiplié par le débit (m_f) et divisé par le densité du fluide (ρ_f), avec une efficacité électrique (η) de 0,8.

$$W_{pump} = \frac{\dot{m}_f \cdot \Delta p}{\rho_f \cdot \eta} \quad (9)$$

La figure 6 présente le coefficient de performance en fonction de la différence de température entre les échangeurs.

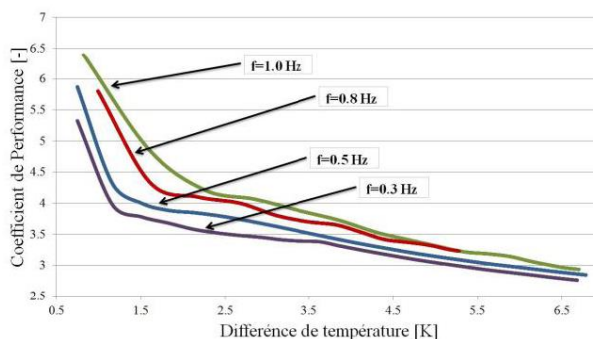


Figure 6 : Le coefficient de performance, en conditions adiabatiques, en fonction de la différence de température pour plusieurs fréquences du mouvement

On remarque que le COP diminue avec la différence de température pour toutes les fréquences du mouvement. Les meilleures performances sont obtenues avec une fréquence du mouvement de 1 Hz. Le COP maximal est atteint pour une différence de température



fréquence, qui s'explique par la prise en compte de l'évolution dynamique de la température des échangeurs à chaque cycle (conforme à la figure 5).

Conclusions

Pour une meilleure compréhension d'un système de réfrigération magnétique, le comportement d'un régénérateur magnétique actif a été modélisé grâce à un modèle numérique 2D. Le modèle est basé sur une configuration à plaques parallèles du gadolinium avec de l'eau comme fluide caloporteur en simulant un champ magnétique de 1 Tesla.

Les résultats obtenus par régénération montrent une différence de température d'environ 11 K entre les échangeurs, qui est plus élevée que la différence adiabatique de température obtenu par l'effet magnétocalorique. Ces premiers résultats sont encourageants et montrent que la réfrigération magnétique est une technologie innovante qui peut avoir des nombreuses applications dans le domaine de la climatisation et du froid industriel.

Remerciements

Les auteurs expriment leur gratitude à l'Agence Nationale de Recherche de France (ANR), ces études étant financées par le projet ANR-10-STOCK-E.

Références

- [1] K. Gschneider Jr, V.K. Pecharsky, A. Tsokol, "Recent developments in magnetocaloric materials", Reports on progress in physics, 1479-1539, 2005
- [2] Tan, X., Chai, P., "Magnetocaloric effect in AlFe_2B_2 : Towards magnetic refrigerants from earth-abundant elements", JACS, 135, 2013.
- [3] J.A. Barclay, S. Sarangi, "Selection of Regenerator Geometry for Magnetic Refrigerator Applications", Intersociety Cryogenic Symposium, 1245-1246, 1984
- [4] K. Gschneider Jr, V.K. Pecharsky, "Rare Earths and Magnetic Refrigeration, Journal of Rare Earths", 641-642, 2006
- [5] A. Lebouc, F Allab, J.M. Fournier, J.P. Yonnet, "Réfrigération magnétique, Techniques de l'Ingenieur", RE 28, 165-167, 2005
- [6] D. Vuarnoz, T. Kawanami, "Numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator made of gadolinium wires", Applied Thermal Engineering, 1267-1270, 2011
- [7] K. Nielsen, J. Tusek, K. Engelbrecht, "Review on numerical modelling of amr for room temperature applications", International Journal of Refrigeration, 34, pp. 603-616, 2011

Nomenclature

RM	Réfrigération magnétique	S	Entropie, $J \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
AMR	Régénérateur magnétique actif	T	Température, K ou $^{\circ}\text{C}$
EMC	Effet magnétocalorique	t	Temps, s
MMC	Matériaux magnétocaloriques	Q	Quantité de chaleur, enthalpie, J
CHEX	Echangeur de chaleur froid	L	Longueur, mm
HHEX	Echangeur de chaleur chaud	l	Largeur, mm
HT	Transfert thermique	u	Vitesse du fluide, $m \cdot s^{-1}$
		p	Pression, Pa
		c_p	Chaleur spécifique, $J \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$


Indices et exposants


ad	adiabatique
s	solide
f	fluide
mag	magnétisation
demag	démagnétisation

Symboles grecs

λ	Conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
μ	Viscosité dynamique, $Pa \cdot s$
ρ	Masse volumique, $kg \cdot m^{-3}$

Annexe 2 : Prix pour le meilleur poster scientifique gagné à la conférence internationale COFRET'14 à Paris, France du 23 au 25 avril 2014

 **le cnam**



COlloque FRancophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique

Prix du meilleur poster



3/PF-041


**LA REFRIGERATION MAGNETIQUE : TECHNOLOGIE INNOVANTE DE
REFROIDISEMENT POUR DES APPLICATIONS AUTOUR DE LA
TEMPERATURE AMBIANTE**

*Sergiu LIONTE, Carmen VASILE, Monica SIROUX


7^{ème} Colloque Francophone en Energie, Environnement, Economie et
Thermodynamique (COFRET'14) à Paris du 23 au 25 avril 2014.

Comité d'organisation:

<p>Pierre PODEVIN Ingénieur de recherche, Cnam</p> 	<p>Georges DESCOMBES Professeur, Cnam</p> 	<p>Michel FEIDT Professeur, Université de Lorraine</p> 
--	---	---



Bureau Europe de l'Ouest
Pôle de développement



Agence de l'Environnement
et de la Maîtrise de l'Energie




Societatea Română
Termotehnicienilor



Société Française
de Thermique



SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS OF ROMANIA
SIAR
SOCIETATEA INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMANIA



Société des
Ingénieurs de
l'Automobile

Annexe 3 : Papier publié dans la revue scientifique « *Applied Thermal Engineering* », numéro 75, pag. 871-879, 2015

Applied Thermal Engineering xxx (2014) 1–9



Contents lists available at ScienceDirect

Applied Thermal Engineering

journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng



Research paper

Numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator

Sergiu Lionte ^{a, b, *}, Carmen Vasile ^{a, b}, Monica Siroux ^{a, c}

^a The National Institute of Applied Sciences, INSA, 24 Bd. de la Victoire, 67084 Strasbourg, France

^b LGeCo Laboratory EA 3938, 24 Bd. de la Victoire, 67084 Strasbourg, France

^c ICUBE UMR 7357, 300 Bd. Sébastien Brant, 67412 Illkirch, France

HIGHLIGHTS

- We have developed a 2D model of an active magnetic regenerator.
- The MCE is included as a source term with data from experimental measurements.
- A validation of the model with experimental data is included.
- We analysed the temperature span, the cooling power, the COP and the pressure drop of the system.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 15 July 2014

Accepted 21 October 2014

Available online xxx

Keywords:

Magnetic refrigeration
Active magnetic regenerator
Numerical simulation

ABSTRACT

A time-dependent, two-dimensional mathematical model of a configuration system for magnetic refrigeration has been developed, based on a reciprocating active magnetic regenerator operating at room temperature. The model's geometry is made of parallel plates of magnetocaloric material separated by microchannels. Through the microchannels, the flow of a heat transfer fluid has also been simulated. Water has been used as heat transfer fluid and as magnetocaloric material we have used the benchmark material gadolinium. The heat transfer inside the regenerator and the fluid flow are modelled separately and the magnetocaloric effect is taken into account by the inclusion of a variable source term in the energy equation.

The model simulates the steps of the active magnetic regenerative refrigeration cycle and evaluates the performance in terms of cooling load, COP, temperature span and pressure drop for the parallel-plate configuration. The model has been validated by comparing the numerical results with the results obtained from an experimental device made by a partner. This parametric study allows us to identify the most important characteristics that have a significant influence on the thermal behaviour of the active magnetic regenerator. Several simulation results are discussed and some optimal solutions are presented.

© 2014 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Background and introduction

Almost all today's refrigeration is based on vapour-compression technology that was introduced more than 100 years ago. Now it is a mature, reliable and low-cost technology but is close to reach its technical boundaries and it uses refrigerants gas harmful for the environment. International pressure to phase down slowly but surely the use of HFCs as refrigerants has been mounting over the past 4 years. Late 2012, the European Commission proposed to implement a 79% reduction in the production and consumption of HFCs by 2030, along with a ban on high-GWP refrigerants. More

than ever, alternative solutions should be implemented whenever alternatives already exist and the seeding up of technological development in other applications should also be achieved [1].

Room-temperature magnetic refrigeration completely eliminates the use of HFCs and could also reduce the direct energy consumption comparing to the classical refrigeration technology. Recently a series of magnetic refrigeration prototypes have been created and constructed which have obtained a COP of 10–15, when the traditional refrigeration COPs are between 2 and 4, as seen in Gschneider et al. [2].

Magnetic refrigeration is an emergent cooling technology that exploits the magnetocaloric effect (MCE), of different metals and alloys. This effect was discovered experimentally by Emil Warburg in iron in 1881, but only later, Debye (1926) and Giauque (1927) proposed to use reversible temperature change in paramagnetic salts to obtain low temperatures by adiabatic demagnetisation. The most

* Corresponding author. The National Institute of Applied Sciences, INSA, 24 Bd. de la Victoire, 67084 Strasbourg, France.

E-mail address: sergiu.lionte@insa-strasbourg.fr (S. Lionte).

common magnetocaloric material is gadolinium. Due to its availability only in small quantities compared to the significant demand provoked by the market potential, research is oriented towards other materials with a giant MCE, such as materials based on Lanthane-Iron-Silicium (LaFeSi) with their respective variations ($\text{LaFe}_{(13-x)}\text{Si}_x$, LaFeSiH , etc.) or materials based on manganese such as MnFePAs or MnFePSi. Further explanations can be found in Legait et al. [3].

One of the problems of existing MCMs is that the adiabatic temperature change is relatively small. ΔT_{ad} of gadolinium in a 1 T magnetic field is around 3 K. To achieve a temperature span comparable to conventional refrigeration, amplification is therefore required. This amplification is made by the use of an active magnetic regenerator (AMR) which was first used in 1984 by Barclay et al. [4].

Using an AMR, the MCM is able to work as a regenerative material as well as a refrigerant. As a result, the temperature span between the cold end and the hot end are increased. More than 40 prototypes have been tested in the past few years, according to Plaznik et al. [5].

Lately, an important number of AMR numerical models have been developed so far. There are some 1D models which assume that the fluid flow and the thermal conduction (if it is included) occur only in the downstream fluid direction, as in the model of Tagliafico et al. [6], Risser et al. [7], Vuarnoz et al. [8], Roudaut et al. [9], and Tusek et al. [10]. In general, 1D models neglect the intra-particle thermal conduction and require the application of a heat transfer coefficient between the fluid and the solid matrix. 2D models of the AMR have been developed by Petersen et al. [11], Nielsen et al. [12] and Oliveira et al. [13]. They took into account the 2D velocity field, which is established in the direction of the fluid flow. In general, they also considered the thermal conduction in 2D (perpendicular and parallel to the fluid flow). Equations for the fluid and the solid matrix in 2D models are not directly coupled through the heat-transfer coefficient, but are connected through an additional boundary condition that defines the thermal contact between the fluid and the solid. The first attempt of the 3D AMR model is presented by Bouchard et al. [14]. In this model the solid magnetic material and the regeneration fluid are modelled separately and some special numerical schemes are used to avoid unrealistic computation time and memory requirements.

Most of these models use the magnetocaloric effect modelled via mean field theory (MFT) from the WDS model (Weiss mean field model, Debye model for lattice contribution and Sommerfeld model for electronic contribution) which is a theoretical well-known model to implement the magnetocaloric effect.

The results of these models show differences to experimental data [15]. The differences are mainly caused by the heat transfer correlations, the simplified geometry and the use of the WDS model to simulate the MCE.

2. Modelling the active magnetic regenerator

In this paper we present a dynamic 2D model for the description of the transient flow and temperature fields in a regenerator with a geometry based on parallel plates of magnetocaloric material. The model uses the two-dimensional Navier–Stokes equations for the fluid flow between the solid plates which are alternatively heated and cooled during magnetization and demagnetization. The magnetocaloric effect is inserted as a source term and is based on the experimental data, as detailed in Section 2.3. In the end we explained the adopted numerical solution and the results.

2.1. Regenerator design and parameters

The geometry is based on a regenerator made of 31 parallel plates arranged in a stack, with a total height of 23.7 mm, according to Fig. 1. In order to avoid very long computational times, based on symmetry, we simulated the solid domain with the width of a half of the plate's width and the fluid domain with the width of a half of a microchannel's width. We have two heat exchangers placed on both sides. The gaps between the regenerator and both heat exchangers are constructed in order to ensure that the heat transfer to and from the regenerator only occurs through the fluid and they are considered thermally insulated (Fig. 2).

The correlations used for the fluid displacement and the magnetic field disposal use the following time steps:

- Fluid displacement: $t_{\text{stab}} = 0.1$ s and $t_{\text{cold blow}} = t_{\text{hot blow}} = 0.2$ s;

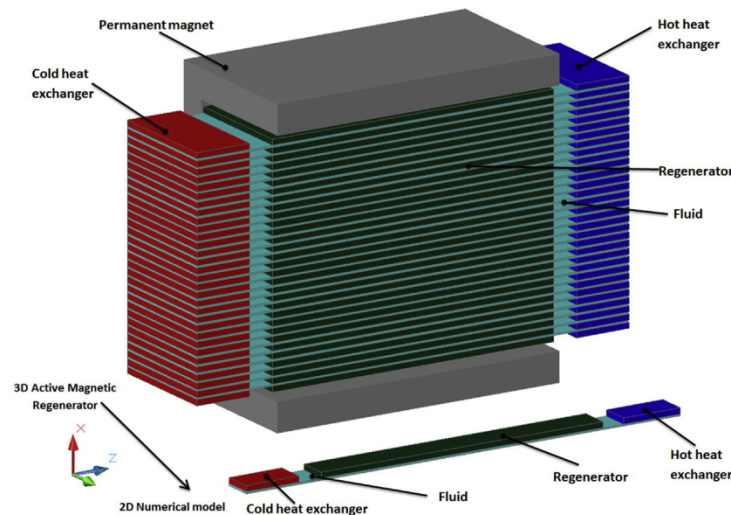


Fig. 1. The regenerator geometry including solid and fluid domains.

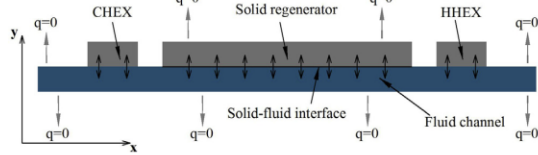


Fig. 2. The numerical model boundary conditions.

- Magnetic field disposal: $t_{\text{mag}} = t_{\text{demag}} = 0.1$ s and $t_{H_{\text{max}}} = t_{H_{\text{min}}} = 0.4$ s.

Table 1 lists the geometrical and functioning parameters used in this study. The magnetocaloric material used for all the calculations is gadolinium and the heat transfer fluid is water. The magnetic field change is simulated from 0 to 1.1 T which can be obtained with permanent magnets. In our study we have also used temperature dependent physical parameters for gadolinium and water such as specific heat capacity (c_p), thermal conductivity (k), density (ρ) and adiabatic temperature change (ΔT_{ad}).

The gadolinium heat capacity and adiabatic temperature change are presented in paragraph 2.3.

2.2. Governing equations and boundary conditions

The model takes into consideration the fluid flow, the MCE and the heat transfer between the regenerator, the fluid and the heat exchangers. Based on these physics, the following assumptions are made:

1. The regenerator is perfectly insulated so that no heat losses occur from the solid or fluid to the surroundings;
2. The solid has a uniform density and the eddy currents and hysteresis losses are neglected;
3. The fluid is considered to be incompressible, and its mean velocity remains constant during the cold and hot blow periods and the fluid flow is fully developed and parallel to the longitudinal axis;
4. The solid and fluid are assumed to be in perfect thermal contact.

The velocity distribution is determined by solving the Navier–Stokes momentum and continuity equation for an incompressible fluid.

$$\rho_f \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) - \mu_f \nabla^2 \mathbf{u} + \nabla p = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2)$$

To determine the temperature distribution in the AMR, the coupled heat transfer equations for the solid and the fluid domains

are solved. For the solid domains the temperature distribution is determined by the heat transfer equation with the MCE as the source term.

$$\rho_s \cdot c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} + \nabla \cdot (-k_s \nabla T_s) = \dot{Q}_{\text{MCE}} + \dot{Q}_{\text{HT}} \quad (3)$$

The temperature distribution in the fluid is determined by the heat transfer equation for an incompressible fluid with convective terms.

$$\rho_f \cdot c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T_f \right) + \nabla \cdot (-k_f \nabla T_f) = -\dot{Q}_{\text{HT}} \quad (4)$$

The velocity distribution previously determined from Equations (1) and (2) is used as an input value for Equation (4) to determine the convective heat transfer. The heat transfer Equations (3) and (4) are linked by the heat transfer term \dot{Q}_{HT} . The source term in Equation (3) is the MCE flux defined as in Equation (5):

$$\dot{Q}_{\text{MCE}} = \rho_s \cdot c_{p,s}(H, T) \cdot \frac{\Delta T_{\text{ad}}(H, T)}{dt} \quad (5)$$

The $c_{p,s}(H, T)$ and $\Delta T_{\text{ad}}(H, T)$ are the solid material's thermo-physical properties that depends on the magnetic field intensity and the material's initial temperature. These values are taken from experimental data, as shown in paragraph 2.3.

The solid and fluid are assumed to be in perfect thermal contact, driving the flux continuity, with the following boundary condition:

$$k_f \frac{\partial T_f}{\partial y} = k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad (6)$$

The solid and the fluid are initially at constant temperature. Boundary conditions are Neumann type at the exterior walls and Dirichlet type at the fluid entrance. For the solid–fluid interface we have a “no slip wall” condition.

There are changing boundary conditions at both ends of the regenerator depending on the movement direction. At the cold blow the temperature of the fluid is considered to be $T_f(x=0, t) = T_{\text{cold}}$ and at the hot blow the temperature of the fluid is considered to be $T_f(x=L, t) = T_{\text{hot}}$ where L is the regenerator's length.

2.3. Magnetocaloric properties of gadolinium

In order to obtain a more realistic AMR simulation, for the implementation of the magnetocaloric effect we have used a semi-experimental method by interpolation of measured data, taken from Risser's thesis [16]. The heat capacity and adiabatic temperature change for gadolinium are shown in Fig. 3.

The model has been solved using the discretization with the weak formulation of the Finite Elements Method which solves the PDEs in integral form using the commercial software COMSOL Multiphysics. In order to implement the fluid flow along the channel, a moving mesh has been implemented along the x direction for the fluid domain. A structural grid topology has been used with 2100 domain elements and 760 boundary elements. The mesh is fine enough in order to count both for the fluid flow and for the heat transfer.

2.4. Experimental data

In order to validate the results obtained by the numerical model we have used the experimental data provided by our project partner, Cooltech Applications and published in Risser's thesis [16].

Table 1
Geometric and cycle parameters.

Parameter	Unit	Value
l	m	100×10^{-3}
w	m	20×10^{-3}
h	m	23.7×10^{-3}
δ_s	m	0.6×10^{-3}
δ_f	m	0.17×10^{-3}
ε	—	0.215
f_q	s^{-1}	0.3–2.0
H_{max}	T	1.1
u	$M s^{-1}$	0.025–0.15

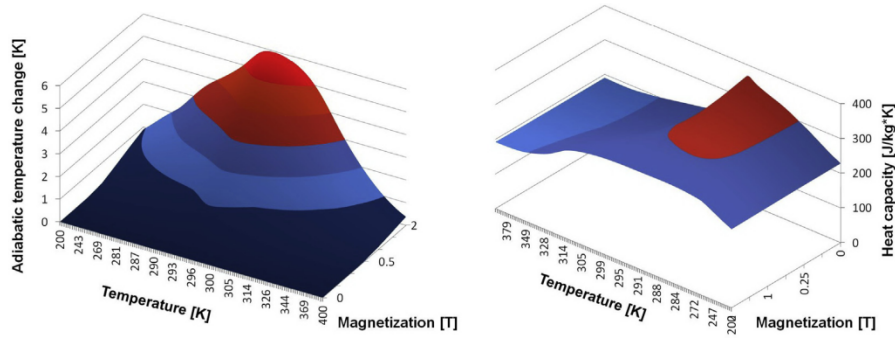


Fig. 3. Gadolinium magnetocaloric properties.

The AMR test device consists of a reciprocating system made from a fixed permanent magnet and a mobile regenerator. This prototype is called BIP and it is built by Cooltech Applications in Holtzheim, France. The regenerator is made of a stack of 31 gadolinium parallel plates with a length of 100 mm and a thickness of 0.6 mm. The microchannels are 0.17 mm thick. The prototype uses a magnetic field intensity of 1.1 T, a frequency of 0.50 Hz and a fluid velocity of 0.03 m/s.

3. Results and discussions

In this section we will present the basic initial results in graphical form, i.e. the time evolution of the temperature gradient in the solid, the heat exchangers temperature evolution of the AMR for numerical simulation and the experimental device, the 2D velocity field for one microchannel and the 2D temperature distribution over the AMR at the characteristics phases of the cycle. Furthermore we will analyse the impact of the basic operational parameters.

3.1. Initial results

The AMR numerical model presented was designed to simulate the Active Magnetic Regenerative Refrigeration (AMRR) magnetic cycle. After a certain number of cycles (depending on the operating conditions) a steady-state is achieved. This happens when the fluid temperature at the exit of the AMR in two successive cycles does not change by more than 0.01 °C. During steady-state operation a

temperature profile is formed along the length of the regenerator due to the reciprocating fluid flow. Thus, the cold and hot heat exchangers are at different temperatures. Fig. 4 shows the time evolution of the temperature gradient in the solid when the regenerator is working in no-load conditions. Initially, the solid is at the constant initial temperature of 21.30 °C. Then the thermal gradient increases and it approaches a curved profile with a temperature difference and a profile that depends on the operation parameters. The simulation summed a number of 2000 time steps but in Fig. 4 we represented just 20 time steps, in order to see the time evolution of the temperature.

In Fig. 5 we can observe the transient evolution of the temperatures in the AMR working at 0.5 Hz with a fluid velocity of 0.03 m/s and the temperature obtained by the experimental device. The simulation was performed over 200 s, enough time for the steady-state to be achieved. The slow convergence towards the steady-state results in the long computational time of about 20 h of numerical simulation required to complete all 200 s. The upper part of the figure is represented by the temperature evolution in the HEX, followed by the temperature evolution in the CHEX in the lower part of the picture.

After 50 s, in the numerical simulation, the regenerator enters progressively into the steady-state condition. In this phase, the temperature difference from one cycle to another doesn't change so much and the temperature profiles are almost linear. This is clearly illustrated by the fact that the change in the exchanger's temperatures is 5.6 °C for the first 50 s, while for the last 150 s the temperature increase is only 0.3 °C. The final temperature difference for

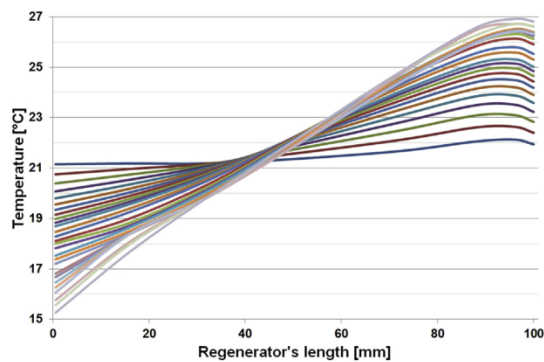


Fig. 4. Time evolution of the temperature gradient in the solid operating with no-load.

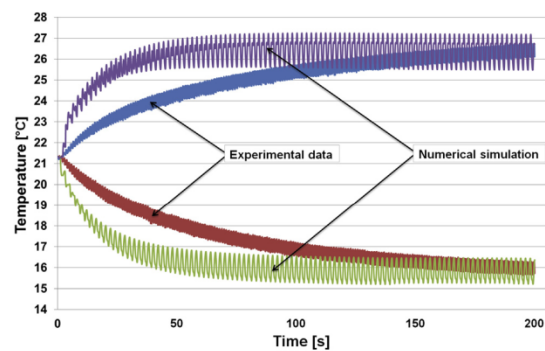


Fig. 5. The transient evolution of the representative temperatures in the AMR.

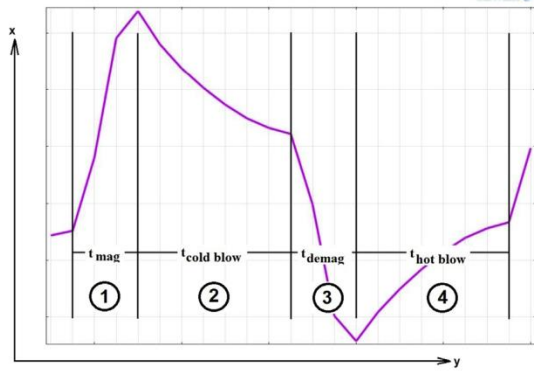


Fig. 6. Zoom on the time evolution of the temperature gradient in the solid part of AMR.

the numerical simulation is 11.85 °C as for the experimental device is 11.12 °C. The experimental device enters slower into the steady-state condition as we can observe from the temperatures profile which is sharper in the beginning of the temperature evolution. This is due mainly to the heat losses occurred to the environment.

The numerical model, due to the adiabatic conditions, has a perfect temperature evolution during one cycle, which allows us to observe all the four magneto-thermic phases, as detailed in Fig. 6.

Fig. 6 shows the form of the temperature evolution in the regenerator, during one cycle, divided into 4 characteristics phases. The temperature evolution is linked to the correlation between the fluid displacement and the magnetic field disposal.

In the magnetization process the regenerator's temperature increases due to the magnetocaloric effect. Afterwards, in the cold blow period, the fluid flows through the regenerator, taking a part of the heat and the regenerator's temperature is reduced. In the demagnetization period, the temperature in the solid is reduced even more when the magnetic field is removed. In the hot blow period, the solid is regenerated from the fluid, and the temperature is increased.

This process can be observed also in Fig. 7 where the system's temperatures are represented in a 2D scheme with the regenerator in the middle, the CHEX in the left part of the figure, the HHEX in the right part and the fluid channel which connects all three solid domains.

3.2. Regenerator performance

In Fig. 8 the maximum temperature span achieved by the model is presented as a function of time, showing the temperature

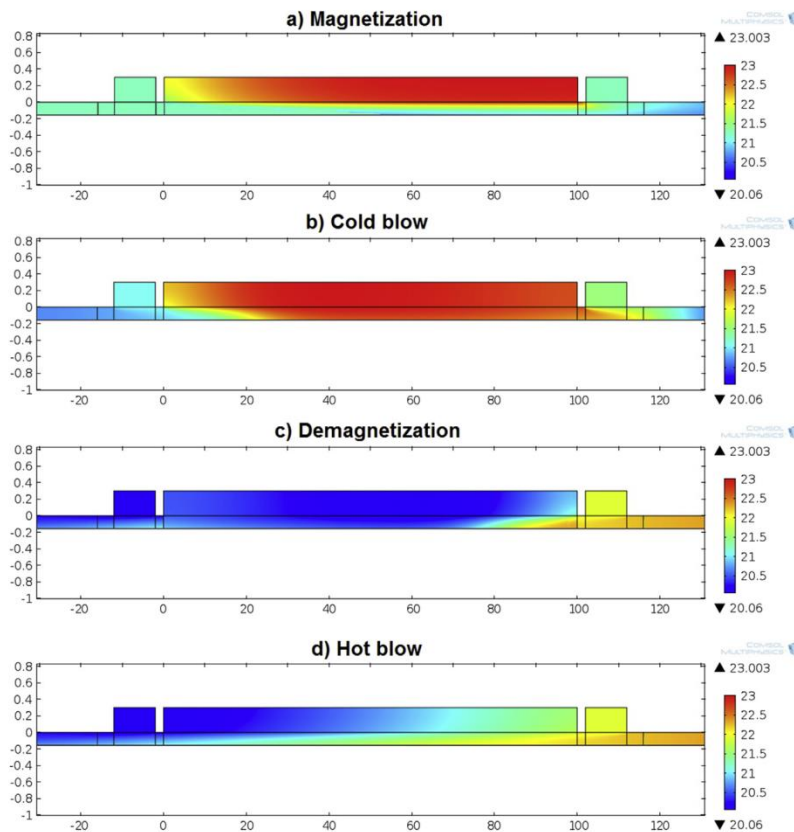


Fig. 7. The 2D temperature distribution of the system at the main phases of the cycle.

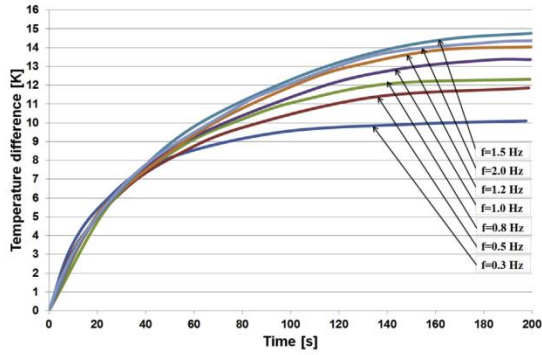


Fig. 8. Time evolution of the temperature span at no-cooling load for different operating frequencies.

difference between the CHEX and the HHEX. The simulations were carried out for 200 s, in order to achieve steady-state condition.

The greatest temperature difference, of 14.5 °C, is obtained when the system is working at a frequency of 1.5 Hz and the smallest temperature difference, of 10.1 °C, at 0.3 Hz. For all the studied frequencies the temperature span increases smoothly on the profile line. This means that the velocity is correlated with the frequency and the system is working properly. Also the temperature difference between the heat exchangers increases with the increase of the frequency from 0.3 to 1.5 Hz. Above, at the frequency of 2.0 Hz, the temperature difference is 13.6 °C, which is inferior to the one obtained at 1.5 Hz. This is due to the fact that the system is working too fast and the fluid cannot extract all the heat properly from the solid.

The temperature difference between the exchangers increases with increasing frequency until 1.5 Hz. This happens because once with the frequency increase, the period of the movement decreases and along with this, the distance travelled by the fluid inside the regenerator becomes smaller. Therefore, it is created a more significant thermal gradient inside the regenerator which leads to an increase in the temperature difference between the regenerator’s ends and also between the regenerator’s heat exchangers.

In order to quantify the operation of the regenerator and its performance the ratio of displaced fluid, V^* was recently introduced by Vuarnoz et al. [8]. This represents the ratio of the fluid mass displaced during the flow period with the respect to the mass of the fluid inside the AMR during one half-cycle and according to velocity scheme.

$$V^* = \frac{\dot{M}_f}{f \dot{q} \cdot \rho_f \cdot V_{AMR} \cdot \varepsilon} \quad (7)$$

where ε is the porosity and defined as the ratio between the fluid volume inside the regenerator and the total volume of the regenerator.

The cooling power is calculated as:

$$\dot{Q}_{cold} = \frac{1}{p} \int_0^{t_{slow}} \dot{M} \cdot c_{p,f} (T_{cold} - T_f(t)) dt \quad (8)$$

The amount of heat rejected from the system is obtained by the following equation:

$$\dot{Q}_{hot} = \frac{1}{p} \int_0^{t_{slow}} \dot{M} \cdot c_{p,f} (T_f - T_{hot}(t)) dt \quad (9)$$

The COP is obtained as follows:

$$COP = \frac{Q_{cold}}{W_{mag} + W_{pump}} = \frac{Q_{cold}}{Q_{hot} - Q_{cold} + W_{pump}} \quad (10)$$

The work of the pump, W_{pump} is calculated in Section 3.2, in Equation (11).

Fig. 9 shows the cooling power as a function of temperature difference between the heat exchangers for a fluid velocity of 0.03 m/s and different rates of displaced fluid, corresponding to the system frequencies. The best performance in our cases is obtained for a value of V^* of 0.18, corresponding of a system’s frequency of 0.50 Hz. In all seven cases, the cooling power profile shows maximum values in the temperature difference range of 0.5–4 °C after which the performance decrease with the increase of the temperature difference between the heat exchangers. We can observe in the figure that the performance of the system

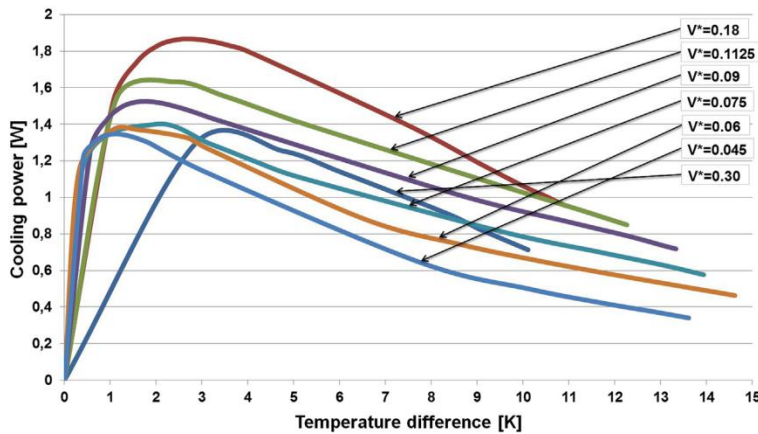


Fig. 9. The cooling power, as a function of temperature difference for different rates of displaced fluid for one single plate of gadolinium.

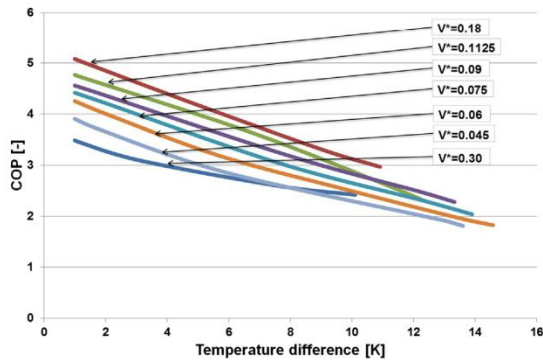


Fig. 10. The coefficient of performance, in no-load conditions, as a function of temperature difference for different rates of displaced fluid for one single plate of gadolinium.

working properly. All the studied cases representation lines stop at different temperature difference which is the maximum temperature difference that can be achieved for each configuration of the working parameters of the system.

Fig. 10 shows the coefficient of performance as a function of the temperature span between the system's heat exchangers. The best performance is obtained when the system is working with a ratio of displaced fluid of 0.18, corresponding to a frequency of 0.50 Hz. The COP drops with the decrease of the \$V^*\$ for all but one of the studied cases. The COP for the case of \$V^*\$ equal to 0.3 is the lowest because of the frequency of 0.3, which is too low and uncorrelated with the fluid velocity, as seen also in Fig. 9.

The pump work of the regenerator is expressed as the pressure drop multiplied by the volume flow, choosing a pump efficiency of 0.8 as in Kawanami et al. [17].

$$W_{\text{pump}} = \frac{\dot{M}_f \cdot \Delta p}{\rho_f \cdot \eta} \tag{11}$$

decrease with the decrease of the ratio of displaced fluid in the range of 0.18 to 0.045. The case where \$V^*\$ is 0.3 (frequency of 0.3 Hz) does not follow the same pattern because the frequency is too low comparing to the fluid velocity and the system is not

3.3. Fluidics and pressure drop

In Fig. 11 the 2D velocity profile for one microchannel is presented, for different values of mean fluid velocity. We can observe

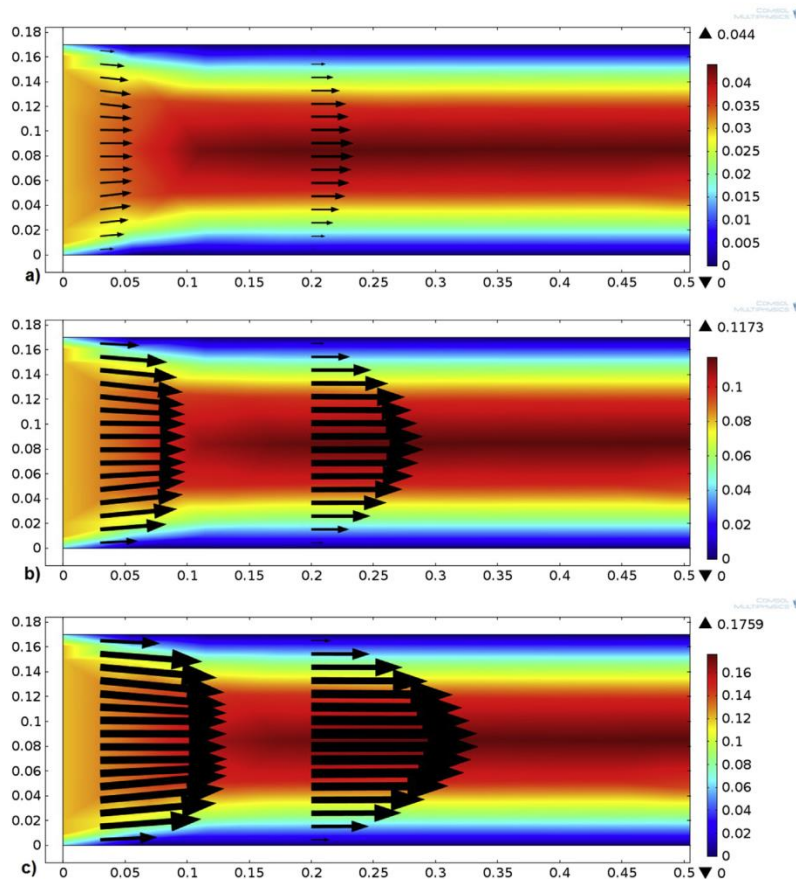


Fig. 11. The 2D velocity field for one microchannel and different medium velocity values: a) velocity 0.03 m/s b) velocity 0.08 m/s and c) velocity 0.12 m/s.

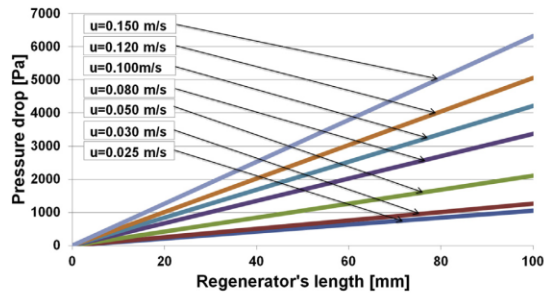


Fig. 12. The pressure drop of one microchannel for different rates of fluid velocity.

that the flow profile is completely established at 0.2 mm, regardless the velocity value. This confirms the assumption that the fluid flow is fully developed over the total length of the microchannel.

For calculating the pressure drop and pumping power required we used the expression from Nielsen et al. model [12].

$$\Delta p = \frac{96}{Re} \cdot \rho_f \cdot \frac{L_f}{D_H} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (12)$$

with ρ_f the fluid density, L_f the microchannel length, D_H the hydraulic diameter for rectangular microchannel and u the mean fluid velocity.

In Fig. 12 we present the pressure drop for one microchannel as a function of fluid velocity. The Reynolds number varies from 9 (velocity 0.025 m/s) to 51 (velocity 0.15 m/s), so the flow is laminar. The low Reynolds number is due both to low velocity values and the low height of the microchannel (0.17 mm).

The pressure drop is directly influenced by the fluid velocity. The smallest pressure drop is found when the flow velocity is minimal (0.025 m/s) and the greatest value of the pressure drop is obtained by the system working with the highest velocity (0.150 m/s).

4. Conclusions

A 2D model of a reciprocating active magnetic regenerator has been developed and verified. The model is based on a configuration of parallel plates of gadolinium with water as heat transfer fluid. The magnetocaloric effect has been introduced as a source term and it is based on experimental data which enables the model to better reproduce the AMR behaviour. The model has been validated by comparing the numerical results with experimental data from a prototype.

In the first part of the paper we presented the initial results of the numerical model. We studied the evolution of the temperature gradient along the length of the regenerator, the temperature span of the heat exchangers and the 2D temperature distribution in the whole system (solid, fluid and heat exchangers).

In the second part we analysed the regenerator performance in terms of maximum temperature difference as a function of system frequency and the cooling power and coefficient of performance as a function of ration of displaced fluid.

The maximum temperature difference was obtained with the second maximum studied frequency. The maximum cooling power and COP were obtained with the system operating at the second maximum ratio of displaced fluid studied (which corresponds to the second minimum cycle frequency studied).

The third part was designated to fluidics and pressure drop. The 2D velocity field for multiple fluid velocities was presented and the pressure drop for one microchannel was analysed for different rates of fluid velocity.

The pressure drop is directly influenced by the fluid velocity, with bigger values for bigger velocities.

We concluded that although in terms of AMR quantitative studies such as the temperature difference, a bigger frequency is preferable, in terms of qualitative studies, better performance are obtained with lower frequencies (bigger ratio of displaced fluid). However, the frequency investigation also shows that it is very important to synchronize the value of the fluid velocity with the operating frequencies.

Acknowledgements

The authors would like to express their gratitude to the National Research Agency from France (*Agence Nationale de Recherche*), this study being supported by the project ANR-10-STOCK-E.

Nomenclature

MR	magnetic refrigeration
AMRR	active magnetic regenerative refrigeration
MCE	magnetocaloric effect
HHEX	hot heat exchanger
S	entropy, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
T	temperature, K or $^{\circ}\text{C}$
l	length, m
w	width, m
h	height, m
δ	thickness, m
f_q	frequency, Hz
ρ	density, kg m^{-3}
u	velocity, m s^{-1}
μ	dynamic viscosity, Pa s
k	thermal conductivity, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
c_p	specific heat capacity, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
p	pressure, Pa
p_e	cycle period, s
AMR	active magnetic regenerator
MMC	magnetocaloric material
CHEX	cold heat exchanger
H	magnetic field intensity, T
A_{fs}	fluid solid interface, m^2
ε	porosity, –
t	time, s
Q_{hot}	heat rejection, W
Q_{cold}	refrigeration capacity, W
Q_{MCE}	heat produced by EMC, W
Q_{HT}	heat transferred by interface, W
W_{pump}	pumping power, W
W_{mag}	magnetic power, W
M	mass flow rate, kg s^{-1}
V^*	ratio of displaced fluid, –
D_H	hydraulic diameter, m
Re	Reynolds number, –
η	pump efficiency, –

References

- [1] D. Coulomb, *Int. J. Refrig.* 36 (2013). Editorial.
- [2] K. Gschneider Jr., V.K. Pecharsky, Rare earths and magnetic refrigeration, *J. Rare Earths* 24 (2006) 641–647.

- [3] U. Legait, F. Guillou, A. Kedous-Lebouc, V. Hardy, M. Almanza, An experimental comparison of four magnetocaloric regenerators using three different materials, *Int. J. Refrig.* 37 (2014) 147–155.
- [4] J.A. Barclay, S. Steyert, Selection of regenerator geometry for magnetic refrigerator applications, in: *Intersociety Cryogenic Symposium*, 1984, pp. 1–12.
- [5] U. Plaznik, J. Tusek, A. Kitanovski, A. Poredos, Numerical and experimental analyses of different magnetic thermodynamic cycles with an active magnetic regenerator, *Appl. Therm. Eng.* 59 (2013) 52–59.
- [6] G. Tagliafico, F. Scarpa, F. Canepa, A dynamic 1-D model for a reciprocating active magnetic regenerator; influence of the main working parameters, *Int. J. Refrig.* 33 (2010) 286–293.
- [7] M. Risser, C. Vasile, T. Engel, B. Keith, C. Muller, Numerical simulation of magnetocaloric system behaviour for an industrial application, *Int. J. Refrig.* 33 (2010) 973–981.
- [8] D. Vuarnoz, T. Kawanami, Numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator made of gadolinium wires, *Appl. Therm. Eng.* 35 (2011) 984–995.
- [9] J. Roudaut, A. Kedous-Lebouc, J. Yonnet, C. Muller, Numerical analysis of an active magnetic regenerator, *Int. J. Refrig.* 34 (2011) 1797–1804.
- [10] J. Tusek, A. Kitanovski, I. Prebil, A. Poredos, Dynamic operation of an active magnetic regenerator (AMR): numerical optimization of a packed-bed AMR, *Int. J. Refrig.* 34 (2011) 1507–1517.
- [11] T. Petersen, N. Pryds, A. Smith, J. Hattel, H. Schmidt, H. Knudsen, Two-dimensional mathematical model of a reciprocating room-temperature active magnetic regenerator, *Int. J. Refrig.* (2007) 1–12.
- [12] K.K. Nielsen, C.R.H. Bahl, A. Smith, N. Pryds, J. Hattel, A comprehensive parameter study of an active magnetic regenerator using a 2D numerical model, *Int. J. Refrig.* 33 (2010) 753–764.
- [13] P. Oliveira, P. Trevizoli, J. Barbosa, T. Prata, A 2D hybrid model of the fluid flow and heat transfer in a reciprocating active magnetic regenerator, *Int. J. Refrig.* 35 (2012) 98–114.
- [14] J. Bouchard, H. Nesreddine, N. Galanis, Model of a porous regenerator used for magnetic refrigeration at room temperature, *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2008) 1223–1229.
- [15] K. Nielsen, J. Tusek, K. Engelbrecht, Review on numerical modelling of active magnetic regenerators for room temperature applications, *Int. J. Refrig.* 34 (2011) 603–616.
- [16] M. Risser, *Modélisation Multiphysique et Multiconfigurationnelle d'Évaluation et d'Optimisation des Performances des Systèmes de Réfrigération Magnétocalorique* (Ph.D. Thesis), University of Strasbourg, Strasbourg, France, 2011.
- [17] T. Kawanami, S. Hirano, K. Fumoto, S. Hirasawa, Evaluation of fundamental performance on magnetocaloric cooling with active magnetic regenerator, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 1176–1183.

**Annexe 4 : Papier présenté à la conférence nationale de
Société Française de Thermique, SFT 2013 à Gérardmer,
France du 28 au 31 mai 2013**

Caractérisation d'un système de réfrigération magnétique à point de Curie proche de la température ambiante – influence de la vitesse d'écoulement et de la géométrie de régénérateur

Sergiu LIONTE*, Carmen VASILE, Benjamin LATOUR, Monica SIROUX

Laboratoire de Génie de la Conception (LGeCo), Strasbourg, 24 Boulevard de la Victoire, 67084, Strasbourg, France

Institut National des Sciences Appliquées (INSA), Strasbourg, 24 Boulevard de la Victoire, 67084, Strasbourg, France

* (auteur correspondant : sergiu.lionte@insa-strasbourg.fr)

Résumé - Une modélisation numérique des transferts thermiques au sein d'un AMR a été développée afin d'étudier son comportement en régime permanent, puis transitoire. De plus, une étude paramétrique a permis d'identifier les grandeurs caractéristiques qui ont une influence significative sur le comportement thermique de l'AMR. Ainsi, à partir de ces résultats, une première approche de dimensionnement d'un système de réfrigération magnétique à point de Curie proche de la température ambiante peut être proposée.

Nomenclature

AMR Régénérateur magnétique actif
AMRR Active Magnétique Régénérative Réfrigération
COP Coefficient de performance
MCE Effet magnéto-calorique
MMC Matériau magnéto-calorique
CHEX Echangeur de chaleur froid
HHEX Echangeur de chaleur chaud

c_p Chaleur spécifique, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
 D_H Diamètre hydraulique, mm
 e_s Epaisseur partie solide, mm
 e_f Epaisseur partie fluide, mm
 f Fréquence, Hz
 F Facteur longeur
 H Champ magnétique, T
 l Largeur, mm
 L Longueur, mm
 Q Quantité de chaleur, J
 S Entropie, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

T Température, K ou $^{\circ}C$
 U Vitesse, m/s

Symboles grecs

λ Conductivité thermique, $W/m \cdot K$
 μ viscosité dynamique, $Pa \cdot s$
 ρ Masse volumique, kg/m^3
 τ_{mg} Temps magnétisation, s
 τ_{dmg} Temps démagnétisation, s

Indices et exposants

ad adiabatique
 dmg démagnétisation
 f fluide
 mg magnétisation
 s solide

1. Introduction

Le froid industriel représente 4 % de la consommation d'électricité dans l'industrie française et près de 7 % de la consommation nationale d'électricité. Le secteur des industries agro-alimentaires consomme à lui tout seul 57 % de l'électricité consacrée à l'industrie du froid [1].

Afin de répondre aux besoins croissants en froid industriel et climatisation la recherche s'oriente aujourd'hui vers des technologies de réfrigérations alternatives. En effet, les

exigences environnementales limitent les technologies classiques, notamment les techniques thermodynamiques. A l'heure actuelle, les systèmes de réfrigération classiques sont basés sur la technologie de compression de vapeur qui existe depuis plus de 100 ans. Bien qu'il s'agisse d'une technologie fiable et à faible coût, elle a comme principal inconvénient l'utilisation de fluides frigorigènes dangereux pour l'environnement comme les hydrofluorocarbures (HFC), les chlorofluorocarbures (CFC) ou encore l'ammoniac (NH_3). De plus, ces systèmes de réfrigération à compression atteignent leur limite d'efficacité.

Par contre, la réfrigération magnétique est une technologie environnementalement propre qui semble prometteuse [2]. En effet, cette technologie exploite l'**effet magnétocalorique (MCE)** [3], qui se traduit par une variation instantanée et réversible de la température et de l'entropie des matériaux magnétiques sous l'effet d'une variation de champ magnétique. Cet effet est maximal autour de la température de Curie de matériau (température à laquelle un matériau change l'ordre magnétique de ferromagnétique à paramagnétique). Le dispositif permettant d'exploiter l'effet magnétocalorique, présenté sur la figure 1, est appelé **régénérateur magnétique actif (AMR)**, dont il existe différentes configurations [4] [5].

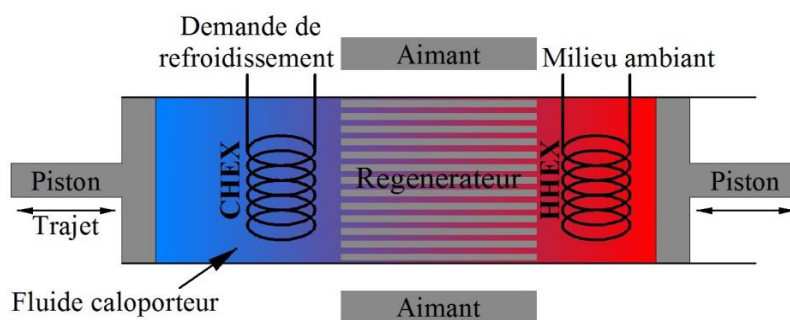


Figure 1 : Représentation schématique du principe de fonctionnement d'un AMR avec les éléments composants. Figure adaptée de [9]

Le régénérateur est un lit poreux de matériau magnétocalorique, par exemple le gadolinium, qui est utilisé pour transférer la chaleur vers et à partir du fluide en mouvement, dans un procédé cyclique, afin d'obtenir des différences plus importantes de température entre l'échangeur de chaleur froid (CHEX) et l'échangeur de chaleur chaud (HHEX). Les prototypes construits ont obtenu de différences de température autour de 30K, avec un COP compris entre 3 et 15, avec un rendement pouvant atteindre les 60% du cycle de Carnot [6].

Le principe de fonctionnement est basé sur le lit poreux de matériau magnétocalorique et c'est le fluide caloporteur qui va transférer la chaleur. Le déplacement du fluide est réalisé par deux pistons situés de part et d'autre de l'AMR, côté froid et côté chaud. A la première étape, le dispositif est magnétisé par l'aimant sans circulation du fluide caloporteur. A la deuxième étape, le fluide circule dans le régénérateur encore magnétisé du côté froid vers le côté chaud. En se réchauffant lors de son déplacement, il transporte une partie de la chaleur rendue disponible par la magnétisation vers le côté chaud. Cette chaleur est alors évacuée vers le milieu ambiant au travers du HHEX. A la troisième étape, l'AMR est démagnétisé sans circulation du fluide et se refroidit. A la quatrième étape le fluide circule dans le régénérateur démagnétisé du côté chaud vers le côté froid. Il est alors refroidi et va absorber de la chaleur par l'intermédiaire du CHEX. Ainsi, à chaque aller-retour du fluide dans l'AMR, une certaine quantité de chaleur sera transmise de la source froide vers la source chaude.

Le cycle magnéto-thermodynamique le plus efficace pour un réfrigérateur magnétique opérant à température ambiante est le cycle AMRR, similaire à un cycle de Brayton. Il se compose d'une magnétisation et d'une démagnétisation isentropiques ainsi que d'un refroidissement et chauffage isochamps. Ce cycle est basé sur le fait que l'AMR peut être

assimilé à une multitude de petites machines thermodynamiques montées en série, et opérant chacune à un niveau de température différent (transfert de chaleur de proche en proche). Ainsi, chaque tranche de MMC est réchauffée par le fluide provenant des tranches adjacentes à un niveau de température supérieur. Ainsi la circulation du fluide caloporteur, de façon synchrone avec la variation du champ magnétique, va créer un gradient thermique dans l'AMR. Il est toutefois important que le déplacement du fluide ne soit pas trop important. Dans le cas contraire, le fluide détruirait le gradient thermique.

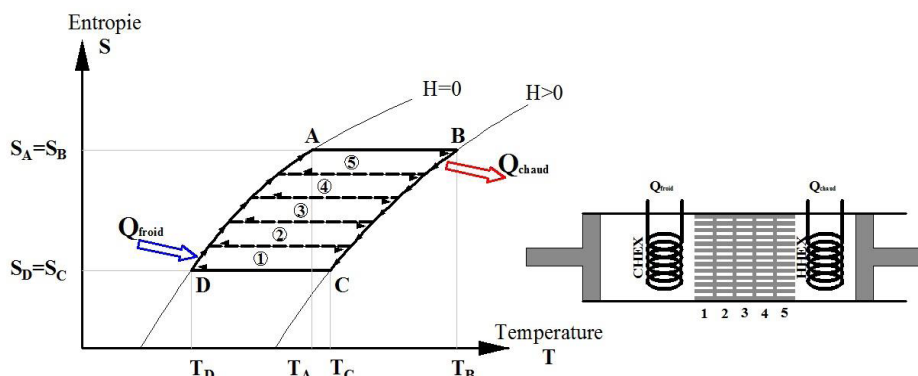


Figure 2 : Représentation du cycle d'AMRR basé sur une série de pseudo-cycles de Brayton.
Figure adaptée de [9]

2. Modélisation numérique d'un AMR : modèle numérique et études paramétriques

2.1. Définition du modèle numérique

Dans cet article, un modèle numérique de régénérateur magnétique a été développé afin d'étudier et d'optimiser le transfert de chaleur entre le matériau magnéto-calorique, ici le gadolinium (dont les propriétés thermo-physiques sont bien connues), et le fluide caloporteur, ici de l'eau (utilisée dans différents prototypes). Dans un premier temps, une géométrie d'AMR à plaques parallèles a été choisie pour pouvoir bénéficier des résultats expérimentaux existants. Le modèle numérique de l'AMR utilise les caractéristiques suivantes :

	L	l	e_s	e_f	F
	mm	mm	mm	mm	-
Géométrie	100	10	1	0,2 ; 0,3 ; 0,5	0,5
	H	τ_{mg}	τ_{dmg}	f	
	T	s	s	Hz	
Aimantation	2	0,1	0,1	0,5 ; 0,8 ; 1	

Tableau 1: Caractéristiques dimensionnelles et fonctionnelles de l'AMR du modèle numérique

Dans le tableau 1, le facteur de longueur représente le rapport entre la longueur de trajet de liquide dans le régénérateur et la longueur totale du régénérateur.

	c_p J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	λ W/m·K	ρ kg·m ⁻³
Gadolinium	0,236	10,6	7901
Eau	4193,489	0,58	1001,13

Tableau 2: Propriétés du Gadolinium et de l'eau utilisées dans le modèle numérique

2.2. Equations régissantes, conditions initiales et limites

Le modèle présenté prend en compte l'écoulement du fluide ainsi que le transfert de chaleur entre le régénérateur et le fluide. La distribution des vitesses du fluide est déterminée en résolvant les équations de continuité (1) et de quantité de mouvement (2) pour un fluide incompressible, dont les propriétés thermo-physiques sont considérées indépendantes de la température, soit :

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (1)$$

$$\rho_f \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + (\mathbf{U} \cdot \nabla) \mathbf{U} \right) - \mu_f \nabla^2 \mathbf{U} + \nabla p = 0 \quad (2)$$

Concernant la modélisation du régénérateur, la répartition de température au sein du matériau magnétocalorique est déterminée à partir de l'équation de la chaleur :

$$\rho_s \cdot c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} + \nabla \cdot (-\lambda_s \nabla T_s) = 0 \quad (3)$$

La répartition de température au sein du fluide est déterminée à partir de l'équation de conservation de l'énergie pour un fluide incompressible. La distribution de vitesse déterminée par les équations (1) et (2) est utilisée comme valeur d'entrée pour la relation (4) suivante :

$$\rho_f \cdot c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + (\mathbf{U} \cdot \nabla) T_f \right) + \nabla \cdot (-\lambda_f \nabla T_f) = 0 \quad (4)$$

La résolution de ces équations nécessitent de définir une condition limite aux interfaces liquide/solide. Nous supposons alors un contact thermique parfait entre le fluide et le régénérateur, entraînant ainsi la continuité du flux définie par :

$$\left(\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) = \left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \right) \quad (5)$$

A l'instant initial $t = 0$ s, une température de 20°C a été imposée sur tout le domaine fluide pour $0 \leq x \leq L$. De plus, température initiale de 24,7 °C a été imposée pour tout le domaine solide, température correspondant à celle obtenue sur des plaques de Gd suite à l'application d'un champ magnétique de 2 Tesla [7].

Les vitesses d'entrée du fluide en $x = 0$ ont été fixées pour les trois fréquences du mouvement fluide étudiées, soit $U = 0,025$ m/s, 0,04 m/s et 0,05 m/s [8, 9, 10, 11]. De plus, une condition de pression définie par $p = p_{\text{atm}}$ (atmosphérique) en $x = L$.

Enfin, toutes les limites extérieures du modèle de simulation présenté sur la figure 3, à l'exception de l'entrée et sortie du fluide, sont considérées parfaitement isolées, par conséquent, on travaille en conditions adiabatiques.

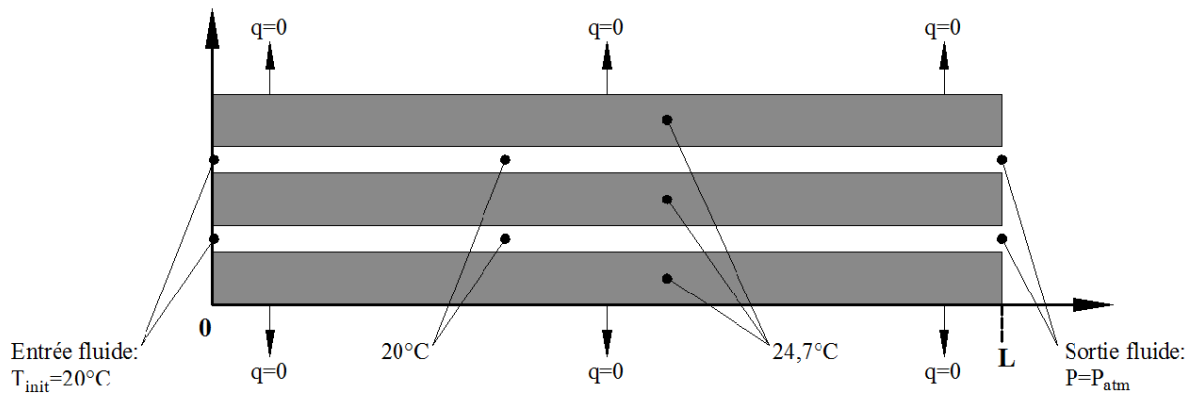


Figure 3: Conditions limites de modèle numérique

Pour la modélisation on a utilisé le logiciel COMSOL Multiphysics basée sur la Méthode des Eléments Finis.

3. Résultats et discussions

3.1. Type d'écoulement et nombre de Reynolds

Pour déterminer le régime d'écoulement dans les micro-canaux, nous avons calculé le nombre de Reynolds en fonction de la vitesse d'écoulement moyenne du fluide U , propre à chaque fréquence f du mouvement oscillatoire au sein du régénérateur..

$$Re = \frac{U \cdot D_H}{\mu} \tag{6}$$

Ainsi, pour $f = 0,5$ Hz, on obtient $Re = 23$, pour $f = 0,8$ Hz, $Re = 36$ et pour $f = 1$ Hz, $Re = 45$, soit une évolution linéaire de Re avec f . Le régime d'écoulement dans les micro-canaux de l'AMR est toujours laminaire.

La figure 4 présente les distributions de vitesse obtenues par simulation pour les différentes fréquences étudiées.

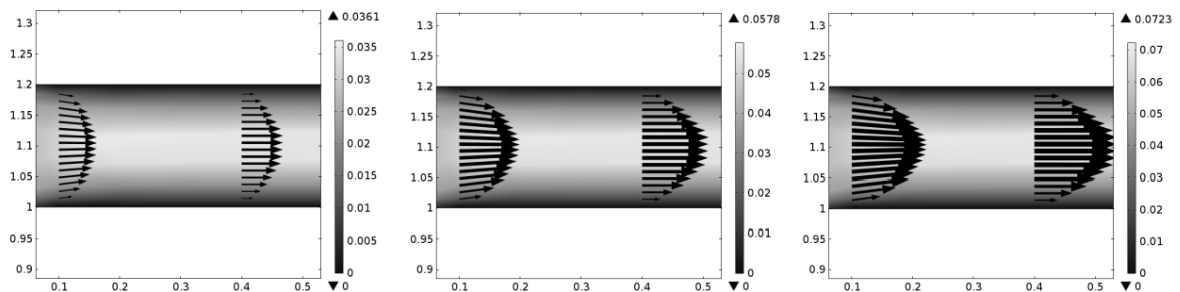


Figure 4: Distributions de vitesse dans les micro-canaux pour $f = 0,5$ Hz, $0,8$ Hz et $1,0$ Hz

On peut observer que, indépendamment de la fréquence, l'écoulement s'établi complètement à partir de $x = 0,4$ mm.

Le profil de température obtenu par simulation est également présenté pour chaque vitesse. On a comparé la distribution de températures pour le temps de 0,1 s (initial) et 0,8 s. (Après 0,8 s le régime devient permanent quel que soit le cas étudié, comme on peut voir sur la figure 9) La distribution de température au sein du régénérateur (fluide/solide) en fonction de la vitesse du fluide est présentée sur les figures 5, 6 et 7, pour différents temps.

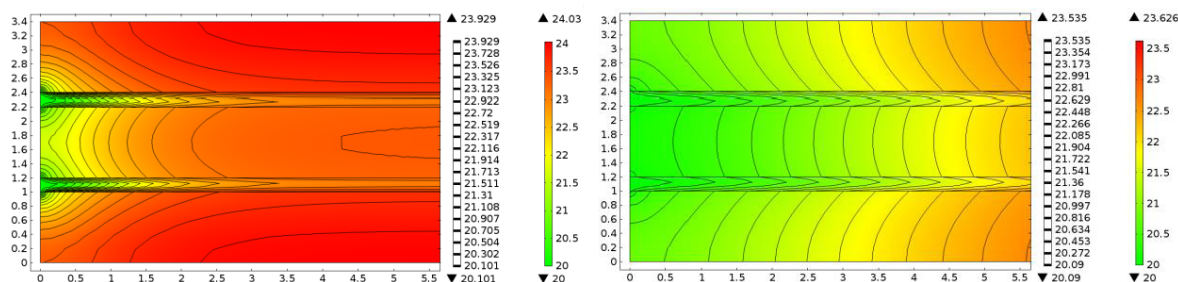


Figure 5: Distribution de la température du fluide dans les micro-canaux pour $t=0,1$ s et $t=0,8$ s pour la vitesse moyenne du fluide de 0,025 m/s

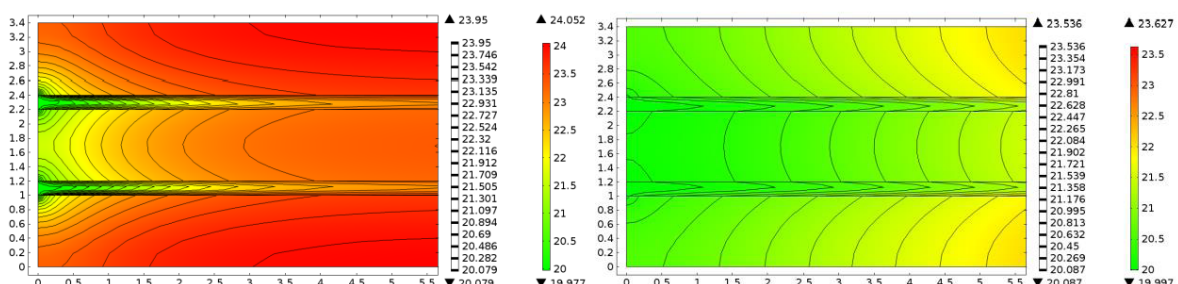


Figure 6: Distribution de la température du fluide dans les micro-canaux pour $t=0,1$ s et $t=0,8$ s pour la vitesse moyenne du fluide de 0,04 m/s

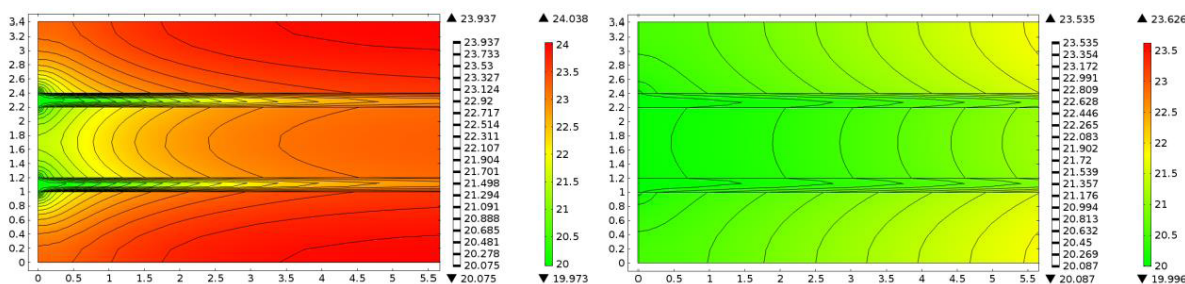


Figure 7: Distribution de la température du fluide dans les micro-canaux pour $t=0,1$ s et $t=0,8$ s pour la vitesse moyenne du fluide de 0,05 m/s

A l'instant initial, dans la zone d'entrée du fluide, le gradient de température est plus important, du fait des conditions limites. On observe que le transfert de chaleur entre le Gadolinium et l'eau s'effectue sur une courte longueur (2,5 mm pour $U = 0,025$ m/s et 5,5 mm pour $U = 0,05$ m/s). Ce transfert de chaleur entre le liquide et le fluide entraîne alors un gradient de température au sein du solide, de part une conduction axiale peu élevée (tableau 2). Ces premiers résultats montrent que plus la vitesse d'écoulement est faible, plus le transfert de chaleur entre le solide et le fluide sera efficace en entrée du régénérateur.

Pour étudier l'influence de la vitesse d'écoulement sur le transfert de chaleur au sein du régénérateur, nous avons présenté sur la figure 8 l'évolution temporelle de la température du fluide pour $x = L$ et $e = e_f/2$ (point médian), et ce, pour les 3 vitesses d'écoulement du fluide étudiée.

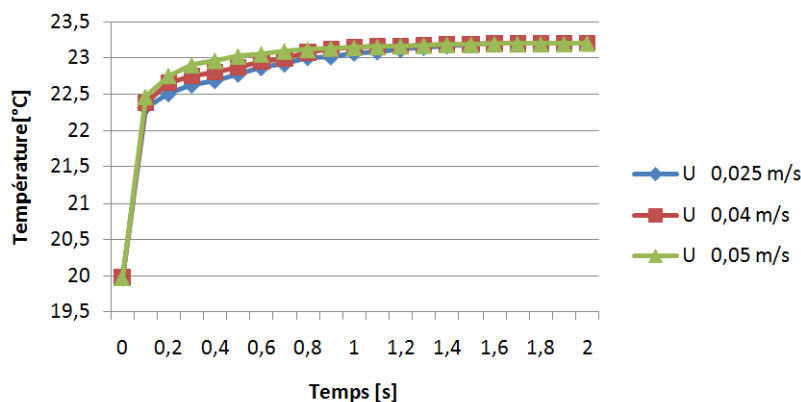


Figure 8: Evolution de la température de point médian de sortie du fluide pour différentes vitesses d'écoulement du fluide

Pour cet écart de température de 20 à 24,7°C et pour cette dimension de régénérateur de 100 mm x 10 mm l'influence de la vitesse d'écoulement sur le transfert de chaleur est faible. En effet, pour les 3 vitesses d'écoulement, on observe une augmentation similaire et brusque de la température sur les premiers instants du cycle (variation de température de 2,5°C pour $\Delta t = 0,2s$), puis une zone de stabilisation de la température (variation de température de 0,7°C pour $\Delta t = 1,8s$)

3.2. Influence de l'épaisseur des micro-canaux sur le transfert de chaleur

Pour mettre en évidence l'influence de l'épaisseur des micro-canaux e_f , nous avons présenté sur la figure 9, l'évolution temporelle de la température du fluide pour $x = L$ et $e = e_f/2$ (point médian) et pour $U = 0.04$ m/s, et ce, pour 3 épaisseur de micro-canaux.

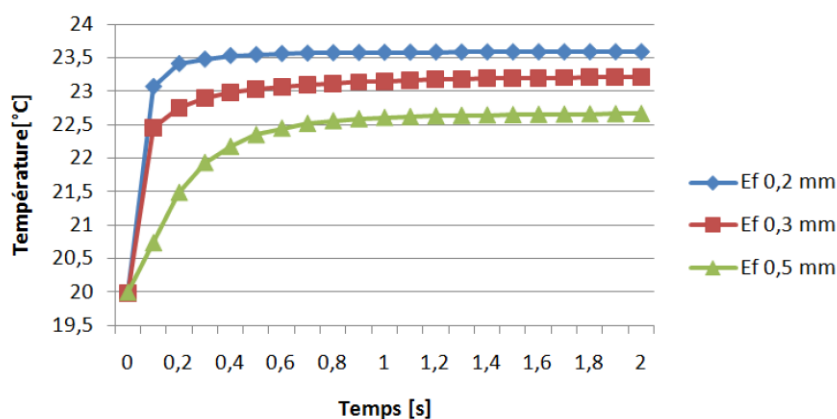


Figure 9: Evolution de la température de point médian de sortie du fluide pour différentes épaisseurs des micro-canaux

Nous pouvons observer que la miniaturisation accélère et augmente le niveau de transfert de chaleur entre le solide et le liquide en mouvement. En effet, on remarque que pour $e_f = 0,2$

mm, la variation brusque de la température s'effectue pour un $\Delta t \sim 0,2s$ alors que pour $e_f = 0,5$ mm, l'augmentation de la température nécessite un $\Delta t \sim 0,8s$. Cela peut s'expliquer du fait que la réduction de l'épaisseur des micro-canaux revient à diminuer la masse de fluide en circulation au sein du régénérateur, et ainsi l'inertie thermique du fluide.

4. Conclusions et perspectives

Une étude paramétrique a été effectuée sur un AMR constitué d'un matériau magnétocalorique (Gadolinium) et d'un liquide caloporteur (eau). On a utilisé la géométrie avec des plaques parallèles. Le type d'écoulement a été étudié en fonction des différentes fréquences du mouvement du régénérateur. On a aussi étudié l'influence de la vitesse d'écoulement sur le transfert de chaleur entre le fluide et solide et l'influence de la géométrie du régénérateur, en faisant varier l'épaisseur des micro-canaux. Nous avons constaté que pour toutes les fréquences utilisées l'écoulement est laminaire.

Dans cette publication nous avons validé la variation de l'énergie interne et de température d'un matériau magnétocalorique sous la variation d'un champ magnétique. L'étape suivante de l'étude sera dédiée à la mise en place d'un nombre de groupement de micro-canaux sous forme de plaques en série et en parallèle pour arriver à des différences de températures et des débits utilisables dans les applications industrielles.

Références

- [1] ADEME Editions, *Le froid efficace dans l'industrie*, (1999) - Réf. 3187
- [2] K. Gschneider Jr, V.K. Pecharsky, A. Tsokol, *Recent developments in magnetocaloric materials*, Reports on progress in physics, (2005) 1479-1539
- [3] G. V. Brown, *Magnetic heat pumping near-room temperature*, Journal of Applied Physics, (1976) 3673
- [4] C. Vasile, C. Muller, *Innovative design of a magnetocaloric system*, International Journal of Refrigeration, (2006) 1318-1326
- [5] J.A. Barclay, S. Sarangi, *Selection of Regenerator Geometry for Magnetic Refrigerator Applications*, Intersociety Cryogenic Symposium, (1984) 1245-1246
- [6] K. Gschneider Jr, V.K. Pecharsky, *Rare Earths and Magnetic Refrigeration*, Journal of Rare Earths, (2006) 641-642
- [7] A. Lebouc, F. Allab, J.M. Fournier, J.P. Yonnet, *Réfrigération magnétique*, Techniques de l'Ingenieur, (2005), RE 28, 165-167
- [8] D. Vuarnoz, T. Kawanami, *Numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator made of gadolinium wires*, Applied Thermal Engineering, (2011) 1267-1270
- [9] M. Risser, *Modélisation Multiphysique et Multiconfigurationnelle d'Evaluation et d'Optimisation des Performances des Systèmes de Réfrigération Magnétocalorique*, Thèse de doctorat, (2011)
- [10] J. Roudaut, A. Kedous-Lebouc, J.-P. Yonnet, C.Muller, *Numerical analysis of an active magnetic regenerator*, International Journal of Refrigeration, (2011) 1458-1461
- [11] T. Petersen, N. Pryds, A. Smith, J. Hattel, H. Schmidt, H. Knudsen, *Two-dimensional mathematical model of a reciprocating room-temperature Active Magnetic Regenerator*, International Journal of Refrigeration, (2008) 432-443

Remerciements

Les auteurs expriment leur gratitude à l'Agence Nationale de Recherche de France (ANR), ces études étant financées par le projet ANR-10-STOCK-E.

Annexe 5 : Papier présenté à la conférence nationale de Société Française de Thermique, SFT 2014 à Lyon, France du 3 au 6 juin 2014

Approche multi-physique et multi-échelle d'un régénérateur magnéto-thermique actif

Sergiu LIONTE*, Carmen VASILE, Monica SIROUX

Institut National des Sciences Appliquées (INSA), Strasbourg, 24 Boulevard de la Victoire, 67084, Strasbourg, France

*(auteur correspondant : sergiu.lionte@insa-strasbourg.fr)

Résumé - L'objet de notre étude est la compréhension du comportement d'un régénérateur magnétique actif (AMR) afin d'optimiser le fonctionnement d'un système de réfrigération magnétique. La modélisation du fonctionnement du modèle numérique de l'AMR est basée sur une approche multi-physique (magnétisme, transfert de chaleur et fluide) et multi-échelle. Une modélisation numérique des transferts thermiques au sein de l'AMR a été mise en place permettant ainsi d'étudier le comportement du cycle d'AMR en régime permanent et transitoire.

Nomenclature

RM Réfrigération magnétique
 AMR Régénérateur magnétique actif
 EMC Effet magnéto-calorique
 MMC Matériaux magnéto-caloriques
 CHEX Echangeur de chaleur froid
 HHEX Echangeur de chaleur chaud

Indices et exposants

ad adiabatique
 s solide
 f fluide
 mag magnétisation
 demag démagnétisation
 M magnétique
 R réseau
 E électronique

S Entropie, $J \cdot K^{-1}$
 T Température, K ou $^{\circ}C$
 t Temps, s
 Q Quantité de chaleur, enthalpie, J
 L Longueur, m
 l Largeur, m
 e_s Epaisseur partie solide, m
 e_f Epaisseur partie fluide, m
 H Champ magnétique, T
 u Vitesse moyenne du fluide, $m \cdot s^{-1}$
 p Pression, Pa
 c_p Chaleur spécifique, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

Symboles grecs

λ Conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
 μ Viscosité dynamique, $Pa \cdot s$
 ρ Masse volumique, $kg \cdot m^{-3}$
 Δ Différence, variation

1. Introduction

L'appauvrissement de la couche d'ozone continue malgré toutes les mesures prises pour protéger l'environnement et l'atmosphère convenues dans la Convention de Vienne (1985), le Protocole de Montréal (1987) et dans le protocole de Kyoto (1997). Les CFCs et les HCFCs ont été interdits en raison de leur contribution à la destruction de la couche d'ozone stratosphérique. Leurs remplaçants, les HFCs ont un grand potentiel de réchauffement global et donc une contribution directe non négligeable au réchauffement climatique dans le cas de fuites inévitables dans l'atmosphère.

Pour remplacer la technologie de compression de gaz, les scientifiques ont commencé ces dernières années à explorer de nouvelles technologies pour le refroidissement comme le

refroidissement par absorption, par adsorption, le refroidissement thermo-électrique, le refroidissement thermo-acoustique et la réfrigération magnétique.

2. La théorie de la réfrigération magnétique

La réfrigération magnétique (RM) a été utilisée depuis des décennies pour obtenir des températures très basses (< 4 K) mais les développements récents en science des matériaux ont fait de la RM un candidat pour la réfrigération autour de la température ambiante [1]. C'est une technologie émergente qui exploite l'effet magnétocalorique (EMC). L'EMC est un effet intrinsèque aux matériaux magnétiques qui se traduit par une variation instantanée et réversible de leur température ou d'entropie sous l'effet d'une variation de champ magnétique. Quelques matériaux magnétiques, qui présentent un beaucoup plus grand EMC, s'appellent matériaux magnétocaloriques (MMC).

L'EMC représente la réponse thermique d'un matériau lorsqu'il est placé dans un champ magnétique. Il peut être quantifié comme le changement réversible de la température du matériau (ΔT_{ad}) sous l'influence d'un champ magnétique variable dans un processus adiabatique, ou le changement réversible de l'entropie magnétique (ΔS_m) dans un processus isotherme. La relation entre les deux propriétés est illustrée dans la figure 1.

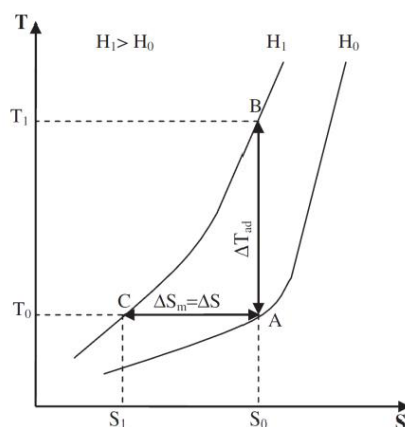


Figure 1 : Variation de la température et de l'entropie d'un matériau en fonction du champ magnétique appliqué, figure adaptée de [2].

L'application d'un champ magnétique peut provoquer un changement adiabatique de température dans le système ($\Delta T_{ad} = T_1 - T_0$) ou à un changement isotherme d'entropie magnétique ($\Delta S_m = S_1 - S_0$). La première se produit lorsque l'entropie est maintenue constante, tant que la seconde s'est produite lorsque la température est maintenue constante. Les deux ΔT_{ad} et ΔS_m sont des valeurs caractéristiques de l'effet magnétocalorique, en fonction de la température initiale T_0 et de la valeur de variation du champ magnétique.

3. Le régénérateur magnétique actif: l'approche multi-échelle de la RM

Un régénérateur est un lit poreux de matériaux magnétocaloriques, qui est utilisé pour le transfert de chaleur vers et à partir d'un fluide en mouvement, dans un processus cyclique, afin d'obtenir des différences plus importantes de température entre l'échangeur de chaleur froid (CHEX) et l'échangeur de chaleur chaud (HHEX). Le régénérateur magnétique actif

(AMR) est un dispositif qui combine plusieurs phénomènes physiques, chacun à une échelle différente.

3.1. Approche micro-échelle

L'approche micro-échelle au sein du régénérateur est représentée par l'effet magnétocalorique, qui se passe au niveau des spins des électrons des atomes du matériau magnétocalorique. A pression constante l'entropie totale du MMC peut être décomposée comme: l'entropie magnétique spécifique aux degrés de liberté du système de spins S_M , l'entropie du réseau cristallin (lattice) provenant de la vibration du réseau S_R , et l'entropie électronique spécifique provenant de la vibration des électrons du matériau, S_E .

$$S(H,T) = S_M(H,T) + S_R(H,T) + S_E(H,T) \quad (1)$$

Lors de l'application d'un champ magnétique en conditions adiabatiques dans un échantillon ferromagnétique, comme indiqué en figure 2, l'entropie totale reste constante durant le processus d'aimantation. Ainsi, lorsque l'entropie magnétique est réduite, l'entropie du réseau cristallin et l'entropie électronique augmentent afin de compenser les vibrations des spins des électrons et les connexions du réseau. Cela provoque une augmentation de la température (ΔT_{ad}) qui dépend de l'intensité du champ magnétique appliqué. Lorsque le champ externe est retiré, les spins reviennent à leur alignement initial en capturant l'énergie du réseau, ce qui réduit l'entropie thermique et l'échantillon revient à sa température initiale.

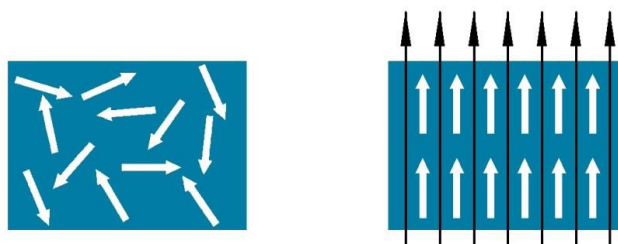


Figure 2 : Action du champ magnétique sur l'alignement des spins des électrons d'un solide magnétique : a) sans champ magnétique et b) avec champ magnétique

3.2. Approche mini-échelle

J.A. Barclay et al. [3] ont testé les différentes configurations de régénérateurs : géométrie à poudres, géométrie à canaux cylindriques, géométrie à plaques perforées et géométrie à plaques parallèles. La réalisation de ces structures est conditionnée par l'efficacité, par les contraintes de fabrication et aussi par le prix de fabrication.

Dans notre travail une géométrie d'AMR à plaques parallèles a été choisie. Les travaux antérieurs, aussi bien en simulation numérique qu'en résultats expérimentaux, montrent que c'est avec cette géométrie qu'on obtient le meilleur rapport entre l'efficacité thermique et les pertes de charges [4].

Dans notre simulation, l'ordre de grandeur de l'épaisseur des plaques du solide et de l'épaisseur des microcanaux (figure 3) est submillimétrique (entre 0,2 et 1mm). Le transport de chaleur est réalisé par un fluide caloporteur introduit entre les plaques du matériau magnétique.

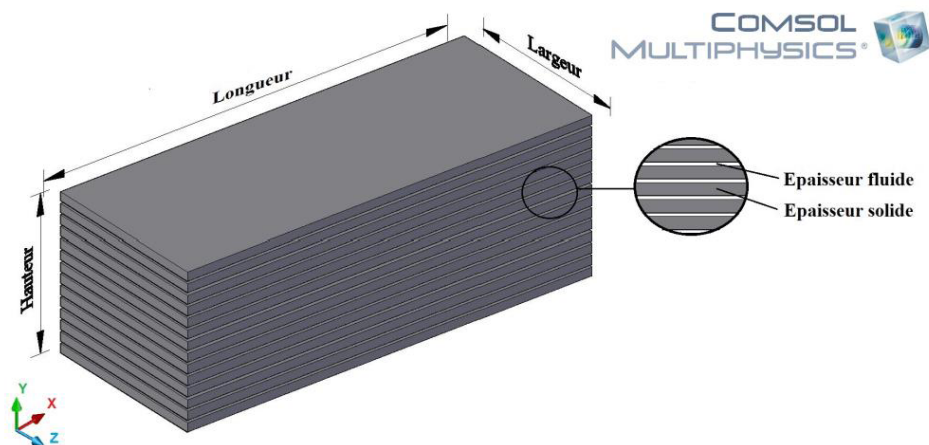


Figure 3: La géométrie du régénérateur constitué du domaine fluide et solide

3.3. Approche macro-échelle

L'un des problèmes de matériaux magnéto-caloriques existants est que le changement de température pour un cycle est faible, en dépit de la notation « effet magnéto-calorique géant » utilisée par la communauté scientifique. La valeur de ΔT_{ad} de gadolinium dans un champ magnétique de 2 T (qui peut être obtenu avec des aimants permanents) est d'environ 5 K. Pour atteindre une différence de température comparable à la réfrigération classique, la régénération est donc nécessaire [5]. Avec cette configuration, le MMC est capable de fonctionner à la fois comme un matériau régénérateur et comme un réfrigérant. En conséquence, l'écart de température entre la source de chaleur et le dissipateur de chaleur peut être considérablement augmenté. Sur la base de ce principe plusieurs prototypes ont été construits et testés dans différents laboratoires à travers le monde au cours des dernières années. Les prototypes construits ont obtenu des différences de température autour de 30 K [6].

4. L'approche multiphysique du modèle numérique

Dans cet article, nous présentons une approche multiphysique (thermique, fluide et magnétique) d'un modèle 2D d'un régénérateur magnétique actif qui prend en compte la variation de la température du matériau magnéto-calorique sous l'influence du champ magnétique, l'écoulement du fluide dans les microcanaux et la distribution de la température dans le régénérateur. Le modèle utilise les équations de Navier-Stokes pour l'écoulement du fluide entre les plaques solides qui sont alternativement chauffées et refroidies pendant la magnétisation et la démagnétisation. L'effet magnéto-calorique est inséré comme un terme source dans l'équation de la chaleur, et est basée sur des données expérimentales. La solution numérique adoptée est expliquée et les résultats typiques sont présentés et analysés.

	L	l	e_s	e_f	u
	mm	mm	mm	mm	m/s
Géométrie	50	10	1	0,3	0,05
	H	t_{mag}	t_{demag}	Δt	
	T	s	s	s	
Aimantation	1	0,1	0,1	0,1	

Tableau 1: Caractéristiques dimensionnelles et fonctionnelles de l'AMR du modèle numérique

4.1. Equations régissantes et conditions limites

Pour le modèle numérique on fait les hypothèses suivantes:

- Le régénérateur est parfaitement isolé, par conséquent on travaille dans des conditions adiabatiques;
- Le transfert de chaleur par rayonnement à l'intérieur du régénérateur est négligeable par rapport à la conduction et convection;
- Le fluide est considéré incompressible et l'écoulement est considéré laminaire.

La distribution des vitesses du fluide est déterminée en résolvant les équations Navier-Stokes pour un fluide incompressible :

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2)$$

$$\rho_f \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) - \mu_f \nabla^2 \mathbf{u} + \nabla p = 0 \quad (3)$$

La répartition de température au sein du matériau magnétocalorique est déterminée à partir de l'équation de la chaleur, avec l'EMC comme terme source :

$$\rho_s \cdot c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} + \nabla \cdot (-\lambda_s \nabla T_s) - \dot{Q}_{EMC} = 0 \quad (4)$$

La répartition de température au sein du fluide est déterminée à partir de l'équation de conservation de l'énergie pour un fluide incompressible :

$$\rho_f \cdot c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T_f \right) + \nabla \cdot (-\lambda_f \nabla T_f) = 0 \quad (5)$$

La distribution de vitesse déterminée par les équations (2) et (3) est utilisée comme valeur d'entrée pour la relation (5) pour déterminer le transfert de chaleur par convection. Le terme source dans l'équation (4) est représenté par le flux EMC, défini comme :

$$\dot{Q}_{EMC} = \rho_s \cdot c_{p,s}(H, T) \cdot \frac{\Delta T_{ad}(H, T)}{\Delta t} \quad (6)$$

Le flux de chaleur correspondant à l'EMC, \dot{Q}_{EMC} est calculé à base de $c_{p,s}(H, T)$ et $\Delta T_{ad}(H, T)$ pour chaque pas de temps. Les $c_{p,s}(H, T)$ et $\Delta T_{ad}(H, T)$ sont des propriétés thermophysiques du matériau qui dépendent du flux magnétique et de la température initiale du matériau [2].

Nous supposons alors un contact thermique parfait entre le fluide et le régénérateur, entraînant ainsi la continuité du flux définie par :

$$-\left(\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) = -\left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \right) \quad (7)$$

$$T_f = T_s \quad (8)$$

Le solide et le liquide sont initialement à une température constante. Les conditions aux limites sont de type Neumann sur les parois extérieures (le flux de chaleur est nul) et de type

Dirichlet à l'entrée de fluide. Pour l'interface solide-liquide, nous avons une condition de non-glissement. Nous avons aussi une condition de mouvement des frontières au niveau des deux extrémités du régénérateur en fonction de la direction de déplacement. Dans le période de « *cold blow* » (le mouvement du fluide du CHEX vers HHEX) la température du fluide est considérée comme $T_f(x=0, t) = T_{chaud}$ et dans le période de « *hot blow* » (le mouvement du fluide du HHEX vers CHEX) la température du fluide est considérée comme $T_f(x=L, t) = T_{froide}$ où L représente la longueur du régénérateur.

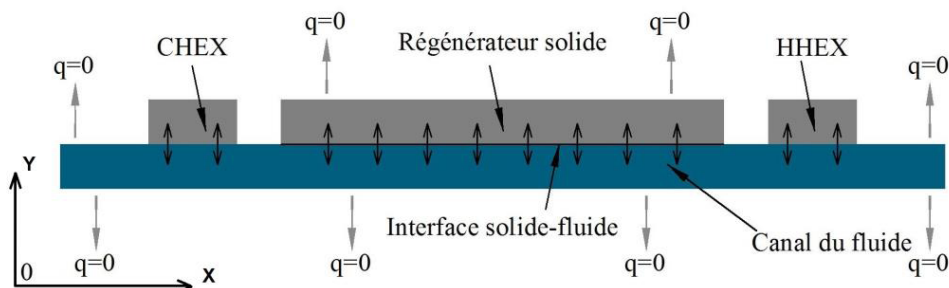


Figure 5: Les conditions limite du modelé numérique, figure adaptée de [7]

5. Résultats et discussions

Le modèle numérique développé représente un outil pour l'analyse de comportement et l'optimisation de l'AMR dans son processus de réfrigération. Pour la résolution numérique du système on a utilisé un outil commercial, Comsol Multiphysics, basée sur la méthode des Éléments Finis. Dans cette section, nous allons présenter les premiers résultats sous forme graphique, comme l'évolution temporelle du gradient de température dans le solide et l'évolution de la température du régénérateur et des deux échangeurs de chaleur (CHEX et HHEX).

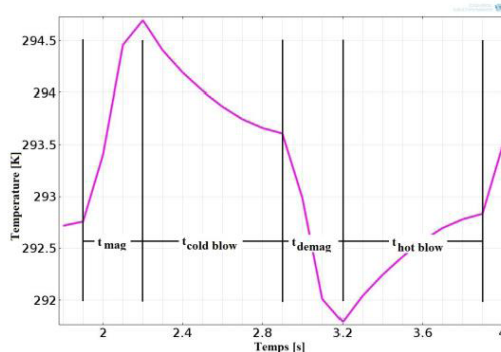


Figure 5: L'évolution de la température du régénérateur au cours d'un cycle

La figure 5 montre le comportement du régénérateur, au cours d'un seul cycle, qui comporte plusieurs étapes. Dans le processus d'aimantation, d'une durée t_{mag} , la température du régénérateur augmente grâce à l'effet magnéto-calorique. Par la suite, dans la période de « *cold blow* », d'une durée $t_{cold\ blow}$, le fluide s'écoule, absorbant une partie de la chaleur et la température du régénérateur diminue. Au cours de la désaimantation, d'une durée t_{demag} , le régénérateur se refroidit du fait de la disparition du champ magnétique. Enfin, dans la période de « *hot blow* », d'une durée $t_{hot\ blow}$, le solide est régénéré à partir du fluide, et la température augmente.

Après un certain nombre de cycles (en fonction des conditions de fonctionnement) et de la géométrie de l'AMR le régime permanent est atteint. Pendant le fonctionnement en régime

permanent un profil de température est formé le long du régénérateur en raison de l'écoulement du fluide, où les échangeurs de chaleur froid et chaud sont à différents niveaux de température.

La figure 6 présente l'évolution temporelle du gradient de température dans le régénérateur travaillant en conditions adiabatiques. Le pas de temps utilisé est de 10 secondes entre chaque ligne de gradient thermique. A l'état initial, le solide est à une température constante de 293,15 K. Au cours des plusieurs cycles, le gradient thermique augmente et il se rapproche d'un profil incurvé avec une différence de température et un profil qui dépend des paramètres de fonctionnement.

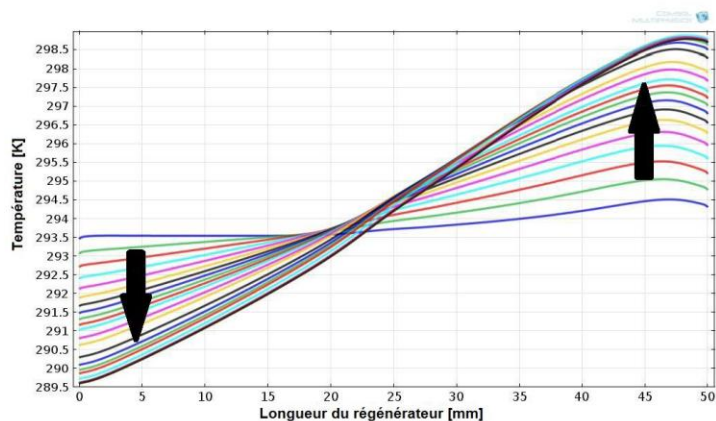


Figure 6: L'évolution temporelle du gradient de température dans les plaques du régénérateur

Dans la figure 7 nous pouvons observer l'évolution temporelle des températures au sein de l'AMR. La simulation a été effectuée sur 200 secondes, ce qui était suffisant pour atteindre le régime permanent. Pendant les 10 premières secondes, nous pouvons observer que la différence de température au sein du régénérateur est plus grande que la différence de température entre les échangeurs de chaleur. Ceci s'explique par le fait que les échangeurs reçoivent la chaleur du fluide et non pas directement du régénérateur. Par la suite, au cours du développement de la plage de température, on observe la différence de température entre les deux échangeurs de chaleur, qui est maintenant supérieure à la ΔT_{ad} .

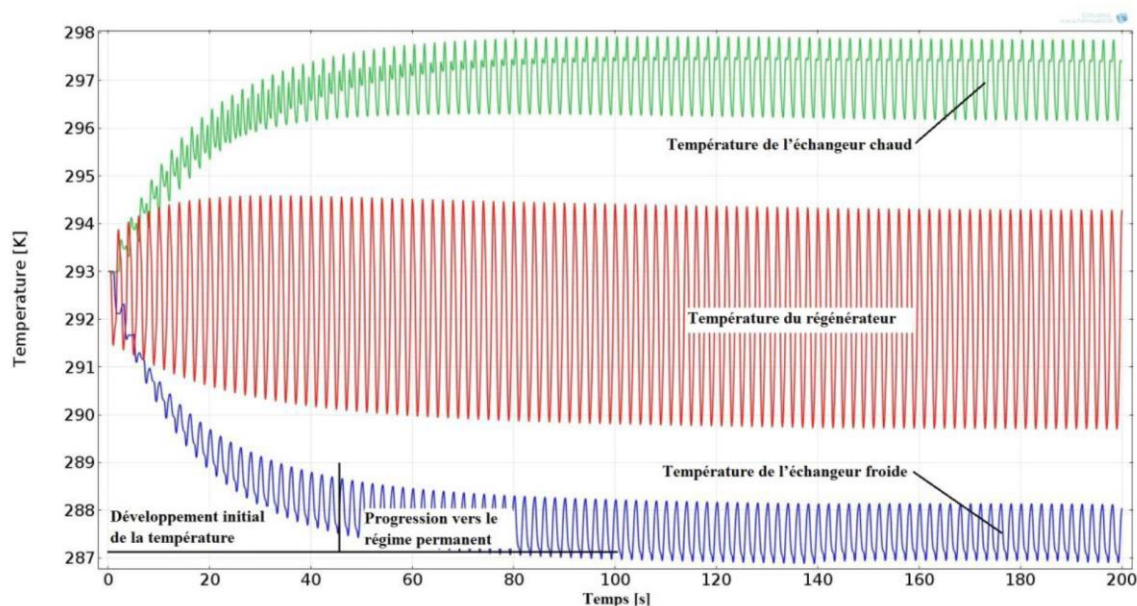


Figure 7: L'évolution temporelle des températures d'un AMR

Après une durée de 50 secondes, le régénérateur rentre progressivement en régime permanent. La convergence lente vers le régime permanent aboutit après 20 heures de simulation, dans notre cas, pour une durée réelle de 200 secondes. La différence de température finale entre les échangeurs de chaleur est de 11 K. Cette différence de température sera plus importante pour une série de paramètres qui sont à optimiser tels que la fréquence de cycle, la vitesse du fluide, la géométrie de l'AMR, les matériaux utilisés ainsi que leur positionnement.

6. Conclusions et perspectives

Pour une meilleure compréhension d'un système de réfrigération magnétique, le comportement d'un régénérateur magnéto-thermique actif a été modélisé à travers un modèle numérique 2D. Le modèle est basé sur une configuration à plaques parallèles de gadolinium avec de l'eau comme fluide caloporteur. L'AMR est un dispositif qui combine plusieurs phénomènes physiques (thermique, fluide et magnétique), chacun à une échelle différente.

Le modèle développé prend en compte, pour le changement adiabatique, la température du solide sous l'effet d'une variation du champ magnétique (micro-échelle), l'écoulement du fluide dans les microcanaux et la distribution de la température dans le régénérateur (mini-échelle). Par ailleurs, l'introduction de l'effet magnétocalorique comme terme source dans le modèle, à partir des valeurs de données expérimentales, permet de mieux reproduire le comportement du régénérateur magnétique actif.

Les résultats obtenus en utilisant l'effet de régénération thermique montrent une différence de température de 11 K entre les deux échangeurs (CHEX et HHEX). Cette valeur représente une augmentation significative par rapport à la différence adiabatique de température par l'effet magnétocalorique direct.

Ces résultats montrent que l'utilisation d'un AMR devient intéressante pour des applications industrielles les plus courantes (macro-échelle).

Références

- [1] G. V. Brown, *Magnetic heat pumping near-room temperature*, J Appl. Phys, (1976), 3673-3680
- [2] M. Risser, *Modélisation Multiphysique et Multiconfigurationnelle d'Evaluation et d'Optimisation des Performances des Systèmes de Réfrigération Magnétocalorique*, Thèse de l'INSA de Strasbourg (2011), 25-26
- [3] J.A. Barclay, S. Sarangi, *Selection of Regenerator Geometry for Magnetic Refrigerator Applications*, Intersociety Cryogenic Symposium, (1984), 719-731
- [4] S. Lionte, C. Vasile, B. Latour, M. Siroux, *Caractérisation d'un système de réfrigération magnétique a point de Curie proche de la température ambiante – influence de la vitesse d'écoulement et de la géométrie du régénérateur*, Congres SFT, Gérardmer, (2013), 6-7
- [5] A.M. Tishin, Y.I. Spichkin, *The Magnetocaloric Effect and its Applications*, Institute Of Physics Publishing Bristol and Philadelphia, ISBN 0750309229, UK (2003), 80-84
- [6] D. Vuarnoz, T. Kawanami, *Numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator made of gadolinium wires*, Applied Thermal Engineering, (2011), 388-395
- [7] T. F. Petersen, *Numerical modelling and analysis of a room temperature magnetic refrigeration system*, Thèse, (2007), 30-32

Remerciements

Les auteurs expriment leur gratitude à l'Agence Nationale de Recherche de France (ANR), ces études étant financées par le projet ANR-10-STOCK-E.

Caractérisation, étude et modélisation du comportement thermomagnétique d'un dispositif de réfrigération magnétique à matériaux non linéaires et point de Curie proche de la température ambiante

Résumé

L'objectif de ce travail est de développer un modèle multi-physique et multi-échelle de Régénérateur Magnétique Actif en vue d'optimiser le fonctionnement d'un système de réfrigération magnétique. Le modèle numérique développé lors de cette thèse est un modèle multi-physique et multi-échelle qui prend en compte trois phénomènes distincts (le magnétisme, la fluidique et le transfert de chaleur), chacun à une échelle différente (micro-échelle, mini-échelle et macro-échelle). Une étude expérimentale a été menée afin de déterminer les propriétés thermophysiques des matériaux magnéto-caloriques et d'intégrer les résultats de ces mesures dans le modèle numérique. Le modèle a été validé par une comparaison avec des données expérimentales et les résultats obtenus ont montré une bonne corrélation entre les résultats du modèle et les mesures. Enfin, le modèle a été exploité par une analyse de sensibilité des paramètres en vue d'étudier le fonctionnement ainsi que les performances du système. Ce modèle permettra d'identifier une stratégie de conception optimale d'un Régénérateur Magnétique Actif afin de concevoir des systèmes de réfrigération magnétique performants.

Mots clés : Réfrigération magnétique, Régénérateur Magnétique Actif, Modélisation numérique

Résumé en anglais

The objective of this work is the developing of a multi-physics and multi-scale numerical model of an Active Magnetic Regenerator in order to optimize the operation of a magnetic refrigeration system. The numerical model developed in this thesis is a multi-physics and multi-scale model that takes into account simultaneously three distinct phenomena (magnetism, fluid flow and heat transfer), each on a different scale (micro-scale, mini-scale scale and macro-scale). An experimental study was conducted to determine the thermophysical properties of magnetocaloric materials and integrate the results of these measurements in the numerical model. The model has been validated by comparison with experimental data and the results showed a good correlation between the model results and measurements. Finally, the model was exploited by an analysis of parameter sensitivity allowing studying the operation and performance of the system. This model will identify an optimal design strategy of an Active Magnetic Regenerator in order to design high-performance magnetic refrigeration systems.

Keywords: Magnetic refrigeration, Active Magnetic Regenerator, Numerical modeling