



Thèse de DOCTORAT

Spécialité : Génie Mécanique

Présentée par

Younes CHIBA

Thème

Contribution à l'étude d'un réfrigérateur à régénération
magnétique active opérant près de la température
ambiante : considérations thermo fluides

Soutenue le : **04/02/2015** à **10h00** à la nouvelle bibliothèque de l'ENP

Devant le jury :

Pr. Saïd RECHAK	ENP	Président
Pr. Arezki SMAÏLI	ENP	Directeur de thèse
Pr. Osmann SARI	HES-SO, Suisse	Co-Directeur de thèse
Pr. Rabah DIZENE	USTHB	Examineur
Pr. Noureddine SETTOU	Université Kasdi Merbah	Examineur
Pr. Salah LARBI	ENP	Examineur
Dr. Ali MALEK	CDER	Examineur
Pr. Mabrouk BOUABDALLAH	ENP	Invité

ENP 2015

ملخص

الهدف الأساسي لهذه الأطروحة يمكن تلخيصه في جزئين. في بادئ الأمر قمنا بتطوير طريقة عددية تسمح لنا بمحاكاة عمل دورة التبريد المغناطيسي الفعال، وذلك لغرض التنبؤ من الفعالية الحرارية للدورة وكذلك، من أجل المساهمة في فهم الإقتران مغناطوحراري بين السائل الناقل للحرارة والجسم الصلب المغناطوحراري. لهذا الغرض، قمنا باستخدام معادلات كمية الحركة والطاقة للسائل الناقل للحرارة ومعادلات الطاقة للجسم الصلب من أجل نمذجة التبادلات الحرارية بين الجسم الصلب والسائل الناقل للحرارة في السريان المادي. كما قمنا بحساب الخصائص المغناطوحرارية للجسم الصلب باستخدام نظرية الحقول الجزيئية من جهة وباستخدام الطريقة التجريبية من جهة أخرى، إضافة إلى حل معادلات النموذج الرياضي بطريقة الفروق المنتهية الضمنية. في بادئ الأمر قمنا أيضا بدراسة مدى صلاحية النموذج العددي المقترح في جهاز التبريد المغناطيسي المطور حديثا من طرف مؤسسة (CCS) Clean Cooling System في المدرسة العليا للمهندسين بسويسرا (HES-SO). في الجزء الثاني من الرسالة، قمنا بدراسة تجريبية لمدى جدوى تصميم سريان مادي متعدد الطبقات مشكل من مركبات LaFeCoSi لغرض تحسين فعالية الجهاز. وفي الأخير قمنا بعرض ومناقشة بعض النتائج المحصل عليها المتمثلة في فرق درجة الحرارة الإستطاعة التبريدية وفعالية الجهاز، وفق مقارنات نوعية بين التنبؤات العددية والتجريبية.

الكلمات المفتاحية: سريان مادي مغناطيسي فعال، محاكاة عددية، الأثر المغناطو حراري، تحليل حراري، دراسة تجريبية، نظرية الحقول الجزيئية، LaFeCoSi.

Résumé

Le présent travail de thèse porte sur deux volets. Le premier volet consistait à développer une méthode numérique permettant de simuler le fonctionnement du cycle de réfrigération magnétique avec régénération active (le cycle AMR -Active Magnetic Regeneration-), et ce, afin de prédire les performances thermiques du cycle et par conséquent de contribuer à la compréhension du couplage magnétothermique complexe entre le fluide caloporteur et le réfrigérant solide à effet magnétocalorique. Pour ce faire, les équations de l'énergie pour le fluide et le solide ont été considérées en régime transitoire pour modéliser les échanges de chaleur entre le matériau magnétocalorique et le fluide caloporteur s'écoulant dans le lit régénérateur. Les propriétés thermomagnétiques du réfrigérant solide ont été déterminées en considérant, d'une part, la théorie des champs moléculaires et les mesures expérimentales, d'autre part. Les équations du modèle mathématique résultant ont été résolues par la méthode des différences finies. Le schéma implicite a été considéré pour discrétiser le temps. La validation du modèle numérique a été étudiée à travers le démonstrateur de réfrigération magnétique de Clean Cooling Systems SA (CCS) au sein de HES-SO. Le deuxième volet de la thèse s'est focalisé sur l'étude expérimentale de la faisabilité des réfrigérants magnétiques multicouches à base de composés de LaFeCoSi susceptibles d'améliorer les performances de démonstrateur. Les principaux résultats obtenus incluant l'écart de température entre la source chaude et la source froide, la puissance frigorifique, le coefficient de performance sont présentés et discutés. En général, de bonnes concordances ont été notées entre l'expérimental et les prédictions numériques.

Mots clés : Régénérateur magnétique actif, Simulation numérique, Effet magnétocalorique, Analyse thermique, Étude expérimentale, Réfrigérants multicouches, LaFeCoSi.

Abstract

This present work consists in two parts. The first part is focused on the development of a numerical method to simulate the operation of active magnetic refrigeration cycle (AMR) in order to predict thermal performances of the cycle and consequently to contribute to the comprehension of the complex magneto-thermal coupling between the carrier fluid and the magnetocaloric effect of solid refrigerant. For this purpose, energy equations for the fluid and solid are considered to describe the transient heat exchange between the magnetocaloric material and carrier fluid circulating in the regenerator bed. The thermomagnetic properties of the solid refrigerant have been determined by using mean field theory as well as experimental measurements. The resulting mathematical model has been solved by using the finite difference method. The implicit scheme has been considered to discretize the time. The validity of the numerical model has been investigated through the recently developed magnetic cooling demonstrator of Clean Cooling Systems SA (CCS) of HES-SO. The second part of the thesis is devoted to the experimental study of the feasibility of multilayer magnetic refrigerants based on LaFeCoSi compounds likely to enhance performance of the demonstrator. The principal results include the temperature span, the cooling capacity and coefficient of performance are presented and discussed. In general, good agreements have been noted between the experimental and numerical predictions.

Keywords: Active magnetic regenerator, Numerical simulation, Magnetocaloric effect, Thermal analysis, Experimental study, Multilayer Refrigerant, LaFeCoSi.

Dédicaces

A ma chère mère,

à mon cher père,

à ma femme,

à mes enfants,

à mes frères et sœurs,

à toute ma famille,

à toute la famille de Chabane et Belmoudene,

à tous mes amis

Je dédie ce modeste travail

Remerciements

Les travaux de recherche ont été réalisés au sein du Laboratoire de Génie Mécanique et Développement à l'École Nationale Polytechnique d'Alger en collaboration avec l'Institut de Génie Thermique, Laboratoire de Thermique Industrielle et Systèmes de la HEIG-VD (HES-SO) Yverdon-les-Bains, Suisse.

Je tiens tout d'abord à exprimer mes vives remerciements à mon directeur de thèse Monsieur Arezki Smaïli Professeur à l'École Nationale Polytechnique d'Alger, pour m'avoir permis d'entamer ce domaine de recherche et pour sa confiance, sa disponibilité, sa passion pour la recherche et les nombreuses discussions que nous avons eues durant toute la période de préparation de cette thèse. Je tiens également à exprimer ma profonde reconnaissance à mon Co-directeur de thèse Monsieur Osmann Sari Professeur à HEIG-VD, pour m'avoir accueilli au sein du laboratoire de Thermique Industrielle et Systèmes de la HEIG-VD et pour tout ce qu'il m'a appris en domaine expérimentale, la recherche scientifique et ces encouragements pendant mon séjour scientifique en Suisse.

Je tiens aussi à exprimer mes sincères remerciements aux membres de jury :

- Monsieur Saïd RECHAK, Professeur à l'École Nationale Polytechnique qui me fait l'honneur de présider ce jury,
- Monsieur Rabah DIZENE, Professeur à USTHB, Monsieur Nouredine SETTOU, Professeur à l'Université Kasdi Merbah, Monsieur Salah LARBI, Professeur à l'École Nationale Polytechnique, Monsieur Ali MALEK, Directeur de recherche à CDER et Monsieur Mabrouk BOUABDALLAH, Professeur à l'École Nationale Polytechnique, d'avoir bien voulu accepter de juger ce travail.

Aussi, je remercie sincèrement Messieurs Cyril Mahmed, Ingénieur à HEIG-VD, Dr Petri Nikkola, et Dr Mohamed Balli pour leurs contributions sans oublier Hu Jin et Patrick Degoumoix.

Également, je souhaite vivement remercier les Professeurs Jacques Forchelet et Peter Egolf pour les nombreuses discussions que nous avons eues pendant mon séjour scientifique en Suisse.

Je tiens également à remercier Monsieur Lotfi Zamni et Samir El Maudni El Alami, pour les discussions fructueux que nous avons eues au sein du Laboratoire des matériaux à HEIG-VD.

Je remercie aussi toutes les personnes du groupe de bureau des relations internationales ; Mme Anne-Sylvie Mousson, Mme Hofmann Marianne et Mme Camélia pour leur bonne humeur et de m'avoir facilité mon séjour à Yverdon-les-Bains en Suisse.

Un grand merci aux personnes qui ont contribués de près ou de loin à mon séjour à HEIG-VD. Ainsi, je remercie Messieurs, Houassine Mustapha Directeur technique de l'entreprise ENIEM à Tizi Ouzou sans oublier Monsieur, Houassine Hamza, Sebaa Karim, Abdi seifeddine, Amoura Nacereddine, Tlemçani Abdelhalim et Triki Zakaria Docteurs de l'Université de Médéa.

Finalement, mes remerciements s'adressent à l'ambassade d'Algérie à Bern et au Ministère de l'enseignement supérieure et de la recherche scientifique à Alger pour m'avoir accorder une bourse d'étude dans le cadre le cadre du programme P.N.E.

Table des matières

Table des matières

dédicaces	i
Remerciements	ii
Table des matières	iv
Liste des figures	ix
Liste des tableaux	xv
Nomenclature	xvii
Introduction générale	1
1 Généralités	4
1.1 Historique et revue des travaux antérieurs	4
1.2 Principaux démonstrateurs de réfrigération magnétiques	8
1.2.1 Démonstrateur de NASA, USA	8
1.2.2 Démonstrateur de Astronautics USA	9
1.2.3 Démonstrateur de Chubu electric/Toshiba	11
1.2.4 Démonstrateur de University of Victoria	11

1.2.5	Démonstrateur de G2Elab, Grenoble	13
1.2.6	Démonstrateur de Cooltech Applications	13
1.2.7	Démonstrateur de University of Western Switzerland	14
1.2.8	Autres démonstrateurs	16
1.3	Considérations physiques et thermodynamiques	18
1.4	Théorie du champ moléculaire	21
1.5	Matériaux magnétocaloriques	22
1.6	Critères de sélection de réfrigérant magnétique et de fluide caloporteur	24
1.7	Objectifs et contributions de la présente thèse	25
2	Modélisation de cycle de réfrigération magnétique active (AMR)	26
2.1	Introduction	26
2.2	Cycles de réfrigération magnétique	27
2.2.1	Cycle magnétique de Carnot	27
2.2.2	Cycle magnétique d'Ericsson	28
2.2.3	Cycle magnétique de Brayton	29
2.3	Étude du cycle AMR	31
2.3.1	Description du cycle AMR	31
2.3.2	Bref historique des modèles de cycle AMR	32
2.3.3	Description de démonstrateur de HES-SO	33
2.3.4	Équations gouvernant le problème physique	35
2.3.5	Paramètres thermofluides et performance du cycle AMR	37
2.3.5.1	L'utilisation	37

2.3.5.2	Le nombre d'unité de transfert	37
2.3.5.3	Transfert de chaleur	38
2.3.6	Méthode numérique	39
2.3.7	Conditions initiales et aux limites	41
2.3.8	Méthode de résolution	43
2.4	Analyse exergetique d'un cycle de réfrigération magnétique active	43
2.4.1	L'exergie	44
2.4.2	Rendement exergetique	44
3	Techniques expérimentales	47
3.1	Systèmes de réfrigération magnétique	47
3.2	État de l'art sur les composés de LaFeSi	48
3.3	Étude métalographique, préparation des matériaux magnéto-caloriques	49
3.4	Mesure de la chaleur spécifique	52
3.5	Étude de l'effet magnéto-calorique	53
3.5.1	Mesure de l'effet magnéto-calorique	53
3.6	Étude de réfrigérateur multicouche	55
3.6.1	Montage expérimental	55
4	Résultats et discussions	59
4.1	Propriétés magnétiques des matériaux magnéto-caloriques	59
4.2	Étude de validation de code de calcul	65
4.2.1	Étude de dépendance du maillage	65
4.2.2	Confrontation avec les résultats expérimentaux obtenus par le démonstrateur	66

4.2.3	Confrontation avec les travaux antérieurs	69
4.3	Analyse exergétique	70
4.4	Étude expérimentale de la faisabilité du régénérateur magnétique multicouche	70
	Conclusion	78
	Bibliographie	81

Liste des Figures

Table des figures

1.1	Comparaison entre Réfrigération magnétique et Réfrigération conventionnelle	5
1.2	Variation de la température adiabatique et de l'entropie magnétique pour un champ variant de $B = 0$ à $B > 0$	6
1.3	Évolution des travaux de recherche sur les matériaux magnétocaloriques depuis les années 1925 (Gschneidner Jr et al. 2005)	7
1.4	Revue sur les matériaux magnétocaloriques (Sari et al. 2014)	8
1.5	Évolution des démonstrateurs de réfrigération magnétique réalisés dans le monde (Gschneidner Jr et al. 2008)	8
1.6	Démonstrateur de NASA réalisé par Brown et son équipe (Yu et al. 2010)	9
1.7	Démonstrateur de RM développé récemment par Astronautics (Jacobs et al. 2014)	10
1.8	Démonstrateur de RM développé par Chubu electric/Toshiba (Okamura et al. 2006)	11
1.9	Nouveau démonstrateur de RM développé par University of Vicoria (Arnold et al. 2014)	12
1.10	Démonstrateur de RM de G2Elab (Legait et al. 2014)	13
1.11	Démonstrateur de RM de la société Cooltech Applications (Gatti et al. 2014)	14
1.12	démonstrateurs de RM rotatif développé par HES-SO (Sari et al. 2006)	15
1.13	Démonstrateur de RM linéaire développé par HES-SO en 2010 : Cristal-1 (Balli et al. 2012)	15

1.14	Démonstrateur de RM linéaire développé par HES-SO en 2012 : Cristal-2 (Sari et al. 2014)	16
1.15	Évolution des écarts de température entre la source chaude et froide de démonstrateurs de HE-ESO par rapport aux autres démonstrateurs conçus dans le monde (Sari et al. 2014)	16
1.16	Types de matériaux magnétocaloriques (Lebouc et al. 2005)	23
1.17	Variation de l'effet magnétocalorique et l'entropie magnétique en fonction de fonction de champ magnétique pour différents Matériaux magnétocaloriques (Gschneidner Jr et al. 2005)	24
2.1	Cycle magnétique de Carnot	27
2.2	Cycle magnétique d'Ericsson	28
2.3	Cycle magnétique de Brayton	30
2.4	Cycle de réfrigérateur AMR	32
2.5	Schéma du démonstrateur de réfrigération magnétique à régénération active de HES-SO	34
2.6	Bilan énergétique dans un élément solide	36
2.7	Bilan énergétique dans un élément fluide	36
2.8	Configuration des régénérateur de réfrigérateur	39
2.9	Évolution des forces magnétiques suivant la conception des régénérateurs (Balli et al. 2012)	43
2.10	Algorithme de résolution numérique	46
3.1	Système linéaire et rotatif des réfrigérateurs magnétiques	47
3.2	Systèmes de branchement des régénérateurs	48
3.3	Dispositif de l'enrobage	49
3.4	Les échantillons magnétocaloriques après l'enrobage	49

3.5	Appareil de polissage	50
3.6	Microscope utilisé pour visualiser les échantillons après l'attaque par des réactifs chimiques	50
3.7	Etat de la surface du Gd après l'attaque par des réactifs chimiques	51
3.8	Etat de la surface du LaFeCoSi après l'attaque par des réactifs chimiques	51
3.9	micro DSC : Dispositif de mesure de la chaleur spécifique	52
3.10	Banc d'essais pour mesurer l'effet magnétocalorique, développé au sein de HES.SO	54
3.11	Variation de l'effet magnétocalorique en fonction de temps	54
3.12	Évolution de l'effet magnétocalorique en fonction de la température pour le Gd sous le champ magnétique de 2T : comparaison entre valeurs mesurées et calculées par MFT	55
3.13	Dispositif de réfrigération magnétique construit au sein de HE-SO	57
3.14	Répartition des plaques de matériaux magnétocaloriques dans le régénérateur	57
3.15	Vérification d'étanchéité du régénérateur	58
3.16	Evolution de la chaleur spécifique du Noxal pur et le Noxal mélangé avec l'eau	58
4.1	Évolution de la magnétisation en fonction de température pour différentes valeurs de champ magnétique	60
4.2	Évolution de magnétisation en fonction de champ magnétique pour différentes valeurs de la température	61
4.3	Variation de l'effet magnétocalorique en fonction de la température et de champ magnétique	61
4.4	Évolution de champ magnétique en fonction de la température de matériau magnétocalorique	62
4.5	Évolution de l'effet magnétocalorique de Gd en fonction de température sous le champ magnétique 2T	62

4.6	Évolution de l'effet magnétocalorique normalisé de Gd en fonction de température .	63
4.7	Évolution de la chaleur spécifique en fonction de la température, obtenue à différents champs magnétiques	64
4.8	Comparaison entre les différentes courbes de chaleur spécifique obtenus par Micro DSC et MFT à champ magnétique nul.	65
4.9	Évolution du span de température en fonction du nombre de nœuds	66
4.10	Exemple typique de l'évolution de gradient de température dans le fluide à travers l'un des régénérateurs du démonstrateur	67
4.11	Évolution du span de température : Comparaison entre les résultats expérimentaux et prédictions numériques,utilisant Gd comme réfrigérant magnétique.	67
4.12	Évolution de débit de fluide caloporteur en fonction de temps pour un cycle de démonstrateur	68
4.13	Évolution de la puissance frigorifique en fonction du span de température a : Présent travail b : Roudaut et al.2011	69
4.14	Évolution de COP en fonction de débit de fluide caloporteur a : Présent travail b : Govindaraju et al.2014	70
4.15	Évolution de l'exergie et le rendement exergetique en fonction du span de température	71
4.16	Évolution des spans de température : Comparaison entre les écarts de température obtenus pour les deux régénérateurs actif : Gd et le multicouche LaFeCoSi	72
4.17	Évolution de l'écart de température en fonction de débit de fluide caloporteur	73
4.18	Évolution de perte de charge en fonction de débit	73
4.19	Évolution du span de température en fonction de l'utilisation pour différents débits	74
4.20	Évolution du span de température en fonction de l'utilisation pour des fréquences différentes	74
4.21	Calcul de la puissance à partir de l'écart de température entre la source chaude et la source froide	75

4.22	Évolution de la puissance frigorifique en fonction de la température froide, obtenue à deux différentes fréquences du cycle et une utilisation $U = 0.30$	75
4.23	Évolution de l'exergie en fonction du span de température, obtenue à deux différentes fréquences du cycle et une utilisation $U = 0.30$	77
4.24	Évolution de rendement exergétique en fonction du span de température, obtenue à deux différentes fréquences du cycle et une utilisation $U = 0.30$	77

Liste des tableaux

Liste des tableaux

1.1	Valeurs de températures de Curie de LaFeSiH utilisé dans les régénérateurs Astronautics (Jacobs et al. 2014)	10
1.2	Principaux démonstrateurs de réfrigération magnétique	18
2.1	État de l'art sur les modèles numériques du cycle AMR	33
3.1	La liste des réactifs utilisés	51
3.2	Caractéristique de Micro DSC	53
3.3	État de l'art sur les méthodes direct de mesures de l'effet magnétocalorique	56
3.4	Caractéristique de la machine	56
4.1	Paramètres de fonctionnement optimal du régénérateur multicouche LaFeCoSi obtenus sous les conditions : $T_H = 26.4^\circ\text{C}$, $B = 1.5\text{T}$, $\dot{m}_f = 24\text{g/s}$	76

Nomenclature

Symbol	Désignation	Unité
A	Aire de surface de transfert	m^2
B	Champ magnétique	T
c	Chaleur spécifique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
COP	Coefficient de performance	-
D_h	Diamètre hydraulique	m
e_f	Épaisseur du fluide	m
e_f	Épaisseur du régénérateur	m
F	Force, l'énergie libre	N, J
f	Coefficient de perte de charge linéaire	-
g_J	Facteur de Landé	-
h	Coefficient d'échange convectif	$W.K^{-1}.m^{-2}$
J	Nombre quantique du moment angulaire total	-
k	Conductivité thermique	$W.K^{-1}.m^{-1}$
k_B	Constante de Boltzmann	$J.K^{-1}$
L	Longueur	m
M	Magnétisation	Am^2kg^{-1}
M_r	Masse de régénérateur	kg
NTU	Nombre unité de transfert	-
EMC	Effet magnétocalorique, température adiabatique	K
\dot{m}_f	Débit massique de fluide	$kg.s^{-1}$
p	Pression	Pa
P	Puissance	W
q	Taux de chaleur	$W.m^{-2}$
q_C	Puissance frigorifique	W

Symbol	Désignation	Unité
Q	Quantité de chaleur	J
R	Constante universelle des gaz	$J.K.mole^{-1}$
S	Entropie	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
S_e	Entropie électronique	$J.K^{-1}.mole^{-1}$
S_i	Entropie du réseau	$J.K^{-1}.mole^{-1}$
S_M	Entropie magnétique	$J.K^{-1}.mole^{-1}$
T	Température de fluide	$^{\circ}C$ ou K
T_C	Température de la source froide	K
T_D	Température de Debye	K
T_H	Température de la source chaude	K
T_0	Température initiale	$^{\circ}C$ ou K
\bar{T}_C	Température moyenne de la source froide	K
\bar{T}_H	Température moyenne de la source chaude	K
t	Temps	s
U	Énergie interne	J
U	Utilisation	—
u	Énergie interne massique	J
V	Volume	m^3
v	vitesse	$m.s^{-1}$
W	Travail	J
\dot{W}	Travail par unité de temps	W
x	Cordonnée spatiale	m

Lettres grecques

Symbol	Désignation	Unité
ε	Porosité	—
γ	Coefficient de capacité calorifique électronique	$J.K^{-1}.mole^{-1}$
μ_B	Magnéton de Bohr	$J.T^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
η	Efficacité de la pompe	—
θ	Température du solide	$^{\circ}C$
τ	Durée de cycle	s
χ	Susceptibilité magnétique	$J.T^{-2}.kg^{-1}$

Indices et exposants

Symbol	Désignation
c	Froid
e	Epaisseur
f	Fluide
H	Chaud
M	Magnétique
P	Pompe
r	Régénérateur

Introduction générale

Le secteur du froid et de conditionnement d'air connaît ces dernières années des progressions notables dans le monde, surtout dans le domaine agroalimentaire et médical d'une part et la climatisation industriel et de confort d'autre part [1]. Le froid a plus largement contribué à l'accroissement du bien-être dans les pays développés et qu'il a permis de profondes modifications dans les habitudes familiales. On estime que dans les pays européens 45% des dépenses alimentaires sont consacrées à l'achat de produits conservés sous régime de froid, réfrigérés ou surgelés, et que 75% de la nourriture consommée a fait l'objet d'un traitement dans une industrie de transformation où le froid joue un rôle primordial [2]. Dans le monde, 350 millions de tonnes de nourriture par an sont stockées, transportées et vendues sous forme de produits réfrigérés ou surgelés. Autour de 12 à 17% de l'électricité consommée dans les pays européens est utilisée pour la réfrigération. Ces chiffres deviennent 20 à 25% aux USA et au Japon où les besoins en conditionnement d'air sont importants [2]. En Algérie, diverses applications stratégiques sont envisagées particulièrement dans le secteur du froid industriel, en l'occurrence le domaine pétrolier et la cryogénie (liquéfaction et séparation de gaz).

La diversité du climat en Algérie, à savoir; climat méditerranéen, semi-aride et aride nécessite une politique robuste afin de réduire les frais d'importation et minimiser la consommation d'énergie électrique surtout en été. L'industrie du secteur de froid en Algérie est fondé sur la conception et la fabrication des systèmes de climatisation décentralisés, tels que climatiseurs de puissance variant de 9000 à 24000 BTU, armoires de climatisation de puissance variant de 48000 à 60000 BTU et les réfrigérateurs petits et grands modèles de capacité variant de 160 à 520 litre [3]. Ces dispositifs sont commercialisés par la compagnie étatique l'entreprise nationale d'industrie électroménagère ENIEM située à Tizi-Ouzou. Selon une étude effectuée entre une commission européenne et le ministère de la PME et de l'artisanat montre que le potentiel de la production local en produit de l'électroménager en Algérie est très fort ces dernières années [4], comme le montre à titre d'exemple les chiffres délivrés par la société ENIEM en 2005 autour de 204768 de réfrigérateurs et 9439 de

climatiseurs ont été fabriqués et vendus en Algérie [3].

Les techniques de la réfrigération sont au centre de deux problématiques : d'une part la destruction de la couche d'ozone (CFC, HCFC) et, d'autre part l'intensification de l'effet de serre résultant des réfrigérants à effet de serre (CFC, HCFC et HFC) [5–9]. Ces deux préoccupations ont donné naissance aux Protocoles de Montréal et de Kyoto. Or, 90% de l'énergie électrique mondiale est produite à partir de centrales thermiques à carburant fossile, dont 20 à 30% sont destinés à la réfrigération. La production du froid, comme d'autres formes d'énergie, contribue indirectement à l'émission de CO_2 . L'efficacité énergétique de ces systèmes est donc un élément essentiel de l'économie d'énergie. Depuis une dizaine d'années, la réduction de la charge des réfrigérants dans les installations frigorifiques est devenue une priorité. On distingue plusieurs techniques dédiées à la production de froid ; à savoir, les systèmes à compression de vapeur, à absorption, à thermoélectrique et à effet magnétocalorique (réfrigération magnétique), qui a fait l'objet de cette présente étude.

Le refroidissement par effet magnétocalorique (EMC) est une solution possible. Ce moyen de réfrigération est considéré comme une technologie verte pouvant potentiellement se substituer aux systèmes classiques basés sur la compression et la détente des fluides, qui fonctionnent généralement avec des réfrigérants HCFC. La réfrigération magnétique au voisinage de la température ambiante a suscité ces dernières années un grand intérêt à cause de son efficacité énergétique élevée et sa capacité d'éliminer les gaz à effet de serre. Ainsi, des efforts considérables ont été déployés pour développer cette technologie innovante au niveau systèmes et matériaux magnétocaloriques. Depuis les deux dernières décennies de nombreux travaux de recherche ont été entrepris à travers le monde [5–12].

L'étude que nous avons effectuée se déroule dans le cadre général des travaux de recherches entamées sur la réfrigération magnétique au voisinage de la température ambiante par l'équipe de recherche Systèmes à Energies Propres-Renouvelables du Laboratoire de Génie Mécanique et Développement de l'Ecole Nationale Polytechnique (ENP), en collaboration avec le Laboratoire de Thermique Industrielle et Système (TiS) de Haute Ecole Spécialisée de Suisse Occidentale (HES-SO) en Suisse.

Le présent manuscrit de thèse est structuré en quatre chapitres.

Le premier chapitre est consacré à une recherche bibliographique sur l'état de l'art portant sur les

travaux antérieurs sur les différents matériaux magnétocaloriques utilisés comme réfrigérants et sur les différents systèmes de réfrigération magnétique opérant près de la température ambiante.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté le modèle mathématique gouvernant le problème physique, les considérations pratiques ainsi que la méthode de résolution numérique adoptée.

Dans le troisième chapitre, on présente les techniques expérimentales utilisées pour la caractérisation des matériaux magnétiques et pour la mesure de l'effet magnétocalorique, la chaleur spécifique, ainsi que les différents paramètres du démonstrateur.

Enfin, dans le quatrième chapitre, les résultats de simulation numérique et ceux obtenus expérimentalement ont été présentés et discutés.

Chapitre 1

Généralités

1.1 Historique et revue des travaux antérieurs

L'effet magnétocalorique a été découvert par Warburg en 1881 [13]. Il se manifeste dans certains matériaux magnétocaloriques à des températures proches de leur température de changement de phase magnétique (la température de Curie). Ces matériaux ont la propriété de s'élever en température lorsqu'ils sont soumis à un champ magnétique et se refroidissent de ce même écart de température lorsque ce champ est éliminé comme le montre les figures (1.1),(1.2). Ce changement de température est attribué au couplage entre le magnétisme et le réseau atomique du matériau considéré en présence d'un champ magnétique extérieur.

En appliquant un champ magnétique, les moments magnétiques ont tendance à s'aligner selon la direction du champ appliqué, ce qui réduit l'entropie magnétique du matériau. Dans des conditions adiabatiques, la diminution de l'entropie magnétique est accompagnée par un désordre au niveau de l'arrangement atomique ce qui augmente la température du matériau. En supprimant le champ extérieure, ces moments magnétiques retournent à leur état désordonné, l'entropie magnétique augmente, l'entropie du réseau diminue et par conséquent le matériau se refroidit [6].

La figure(1.1) montre que le principe de la réfrigération magnétique est similaire à celui de réfrigération conventionnel ; la seule différence est que le compresseur et le fluide frigorigène dans le cas conventionnel ont été remplacés par le régénérateur(matériau magnétocalorique) et le fluide caloporteur respectivement dans le cas de réfrigération magnétique.

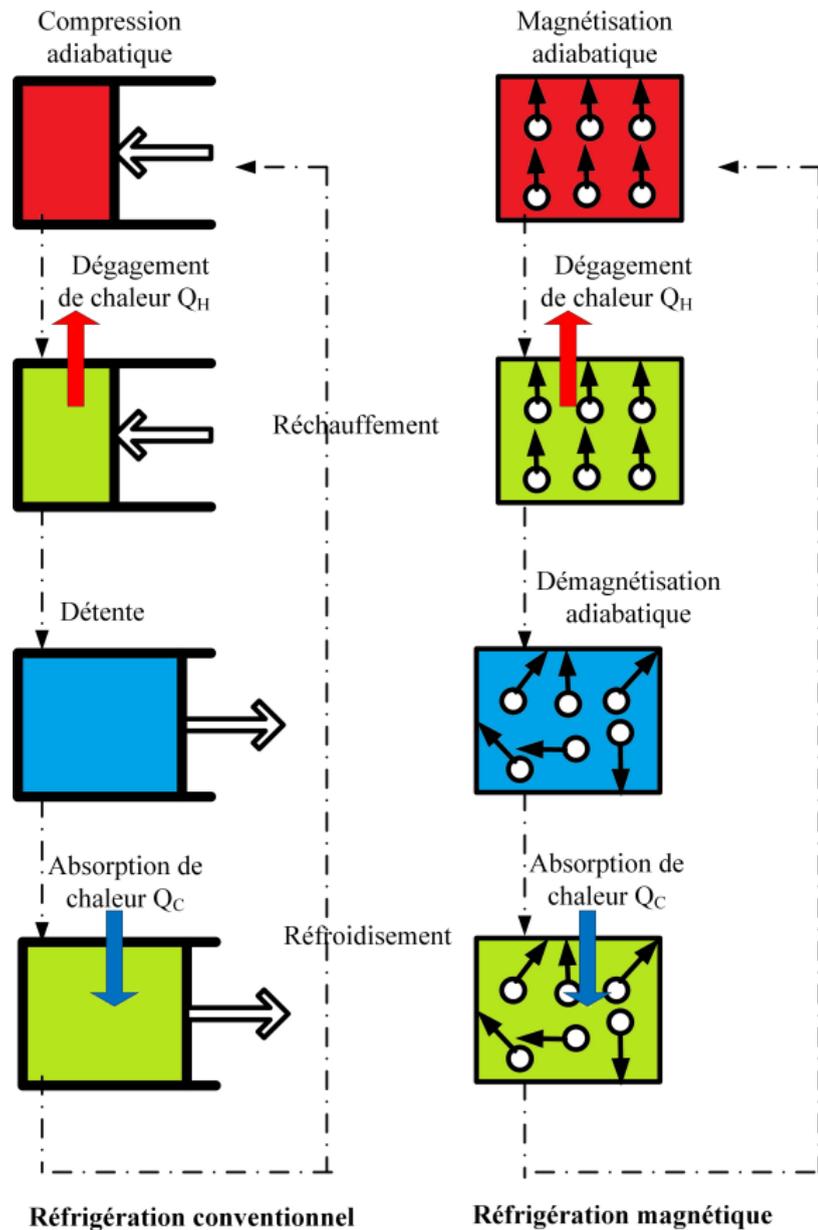


FIGURE 1.1 – Comparaison entre Réfrigération magnétique et Réfrigération conventionnelle

La figure(1.1) présente aussi les quatre étapes fondamentales d'un procédé de réfrigération conventionnel. Celles-ci sont la compression du gaz au niveau du compresseur, le dégagement de la chaleur dans le condenseur(source chaude), la détente du gaz et l'absorption de la chaleur au niveau de l'évaporateur(source froide). Les étapes de dégagement de chaleur et de détente engendrent le processus de refroidissement en deux étapes.

Les étapes du procédé de réfrigération magnétique sont analogues. En comparant entre les deux procédés, on peut voir qu'au lieu de la compression du fluide frigorigène, un matériau magnétocalorique est placé dans un champ magnétique et qu'au lieu de la détente, on retire le matériau du

champ. Comme il est expliqué dans la partie précédente, ces procédés changent la température du matériau et la chaleur peut être dégagée ou absorbée, comme dans le procédé conventionnel.

En revanche, il existe des différences entre les deux procédés. L'absorption et le dégagement de chaleur par un fluide frigorigène constituent un processus relativement rapide, car les mouvements turbulents transfèrent la chaleur très rapidement. Mais, ce n'est pas le cas pour les matériaux magnéto-caloriques. Car, le mécanisme de transfert de chaleur ici s'effectue par convection d'une manière très lente.

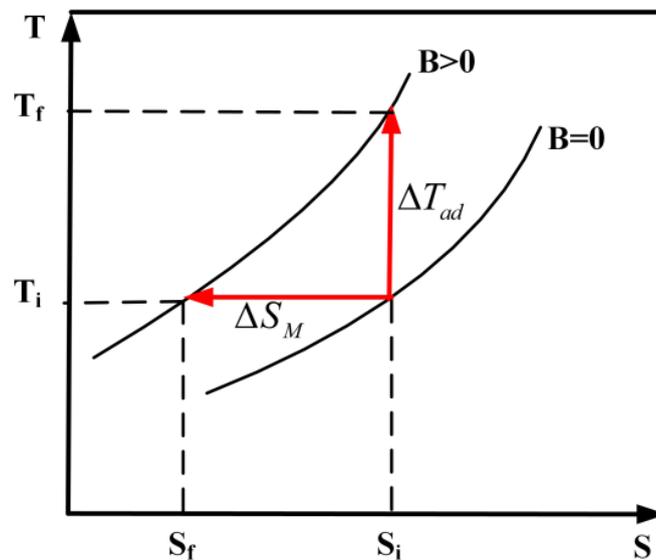


FIGURE 1.2 – Variation de la température adiabatique et de l'entropie magnétique pour un champ variant de $B = 0$ à $B > 0$

Il convient de souligner que ces dernières années de nombreuses manifestations scientifiques spécialisées sur les recherches en froid magnétique ont été organisées par l'Institut International du Froid (IIF-IIR) à Paris.[14]

La première conférence de froid magnétique près de la température ambiante(Thermag) a été organisée en Suisse à Montreux en 2005 par les professeurs Egolf et Sari [14, 15], dont les objectifs sont focalisés sur les deux volets suivants :

- Recherches orientées vers le développement de nouveaux matériaux magnéto-caloriques visant à remplacer le gadolinium par d'autres matériaux plus performants en satisfaisant les exigences économiques et thermiques.
- Recherches orientées vers la conception et le développement de systèmes de réfrigération magnétique de point de vue efficacité et compacité.

Par ailleurs, des recherches intensives dédiées à la problématique de réfrigération magnétique ont eu lieu dès la découverte de l'effet magnéto-calorique géant en 1997 par Gschneider et Pecharsky [10],

comme le montre la figure (1.3) dans les composés de $Gd_5(Ge_{1-x}Si_x)_4$. Sous un champ magnétique de 5T, la variation de l'entropie à $T_C = 276K$ dans $Gd_5Ge_2Si_2$ est de $\Delta S_m = 18.5J/kgK$, une valeur presque deux fois supérieure à celle dans le gadolinium ($\Delta S_m = 10J/kgK$ à $T_C = 294K$). Quelques années plus tard, d'autres matériaux à EMC géant ont été mis au point et investigués, tels que : MnFePA [5, 16], LaFeCoSi, LaFeSiH [5].

Les matériaux magnétocaloriques destinés à la réfrigération magnétique proche de la température

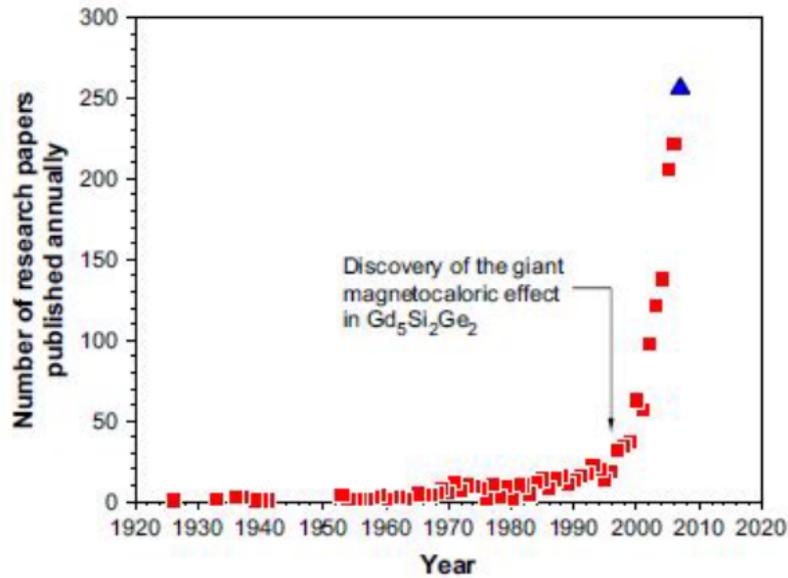


FIGURE 1.3 – Évolution des travaux de recherche sur les matériaux magnétocaloriques depuis les années 1925 (Gschneidner Jr et al. 2005)

ambiante, doivent présenter un effet magnétocalorique (EMC) important [5], c'est-à-dire avoir des variations de température élevées pour des inductions magnétiques faibles [5]. Pour ce faire, il faut qu'ils regroupent deux conditions :

- Une variation de température adiabatique élevée au voisinage de température de transition.
- Une variation d'entropie-magnétique élevée, ceci se traduit par un moment magnétique élevé ou/et une large transition de phase magnétique de premier ordre.

Le gadolinium est le matériau magnétique le plus utilisé dans la plupart des systèmes de réfrigération magnétique avant la découverte de l'effet magnétocalorique géant . Bien que ce matériau présente un EMC important, il présente plusieurs inconvénients : une oxydation facile et un coût élevé.

Les recherches actuelles sur les matériaux magnétiques à effet magnétocalorique géant près de la température ambiante ont pour objectif de remplacer le gadolinium par d'autres alliages plus performants et moins chers comme le montre la figure (1.4). L'invention des nouveaux matériaux magnétocaloriques encouragent les scientifiques et les secteurs industriels du froid d'investir dans la réfrigération magnétique autour de la température ambiante comme le montre la figure (1.5) [12].

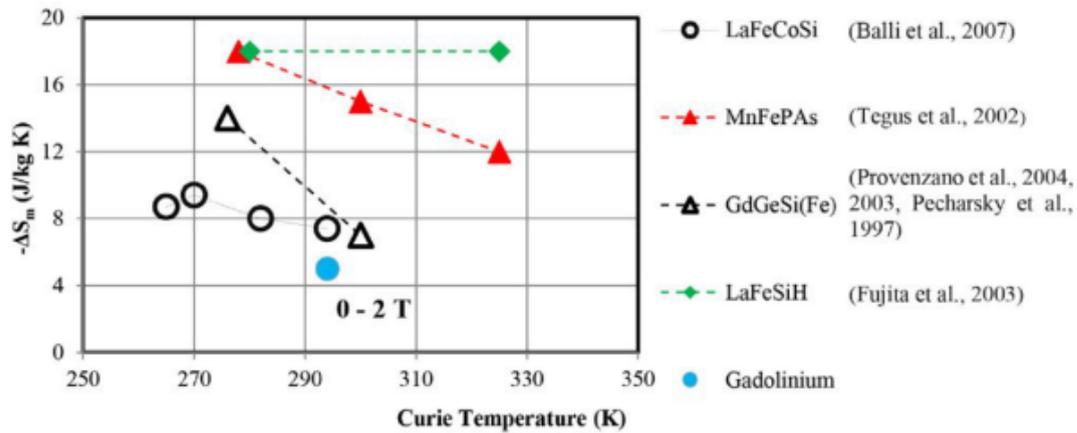


FIGURE 1.4 – Revue sur les matériaux magnéto-caloriques (Sari et al. 2014)

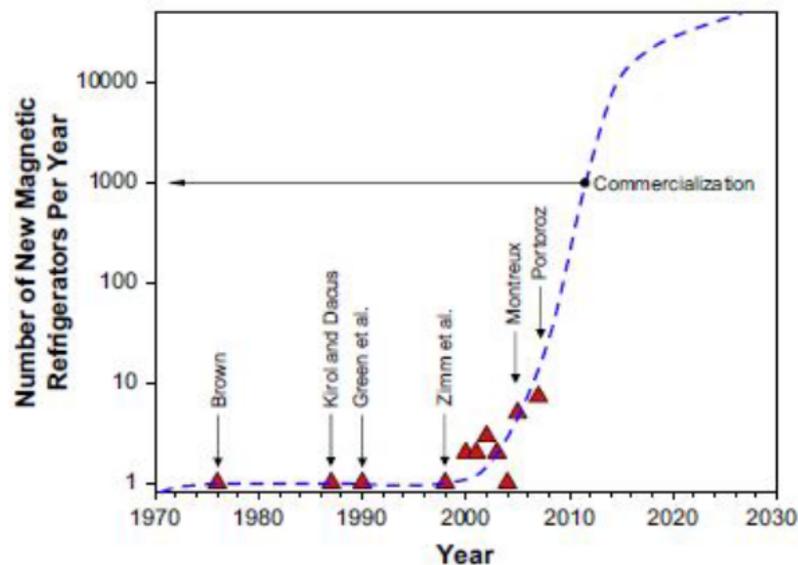


FIGURE 1.5 – Évolution des démonstrateurs de réfrigération magnétique réalisés dans le monde (Gschneidner Jr et al. 2008)

1.2 Principaux démonstrateurs de réfrigération magnétiques

1.2.1 Démonstrateur de NASA, USA

En 1976, Brown [17, 18] a conçu le premier démonstrateur de réfrigération magnétique près de la température ambiante (figure(1.6)), utilisant des supraconducteurs qui génèrent un champ magnétique de 7T et un régénérateur passif. Il s'agit d'un démonstrateur linéaire constitué d'un bloc de gadolinium perforé pour permettre le passage du fluide caloporteur durant le cycle vers les échangeurs situés aux extrémités de la colonne verticale. Au premier temps Brown a réussi à obtenir un

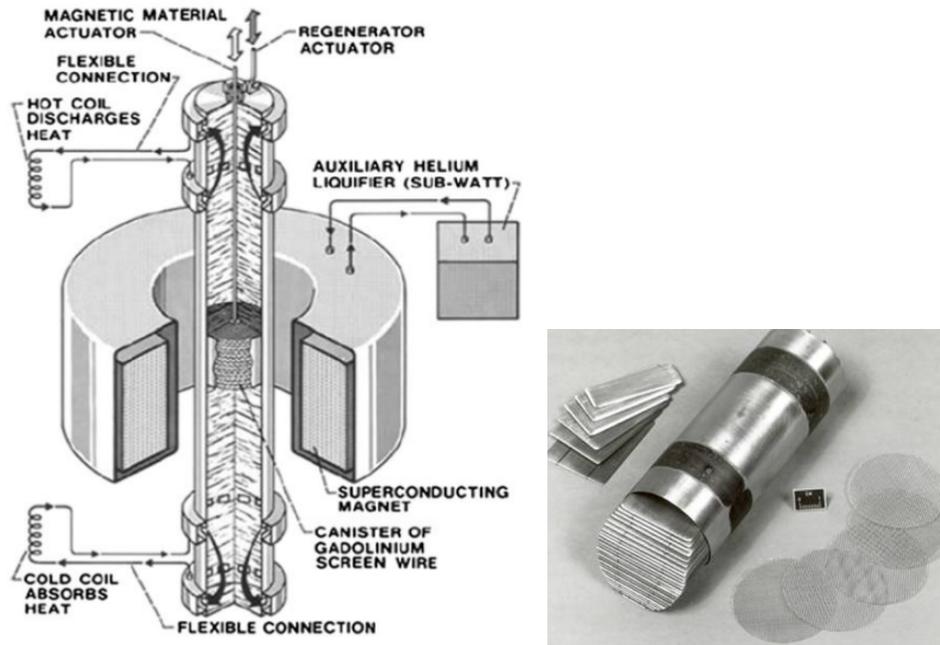


FIGURE 1.6 – Démonstrateur de NASA réalisé par Brown et son équipe (Yu et al. 2010)

écart de température entre la source chaude et la source froide de $\Delta T = 47\text{K}$. Puis par la suite en 1978 [18], il a pu atteindre un $\Delta T = 80\text{K}$ en utilisant le cycle de Stirling avec le même dispositif.

1.2.2 Démonstrateur de Astronautics USA

En 1997, l'association de l'entreprise Astronautics avec Ames Laboratory a permis de réaliser un démonstrateur de RM ; il s'agit d'un démonstrateur linéaire opérant près de la température ambiante utilisant des bobines supraconductrices qui génèrent un champ magnétique de 5T avec une masse de gadolinium de 3kg [12]. Les tests effectués sur ce démonstrateur pendant 18 mois ont permis de montrer la faisabilité de ce type de réfrigérateur dans le marché de l'industrie frigorifique fournissant une puissance de l'ordre de 600W. En 2001, l'équipe de Astronautics ont réussi à réaliser un prototype rotatif produisant une puissance de 95W avec un écart de température de l'ordre de 20°C, en utilisant des aimants permanents qui génère un champ magnétique de 1.5T et de Gd sous forme de sphères comme matériau magnétocalorique.

En 2005 l'équipe d'Astronautics [12] a modifié le démonstrateur rotatif de source magnétique 1.5T en introduisant de nouveaux matériaux magnétocaloriques, à savoir ; le Gd, Gd-Tb et LaFeSiH sous forme sphérique permis d'atteindre un écart de température de 25°C avec une puissance de 50W.

En 2007, l'équipe d'Astronautics [12] a réussi à construire un nouveau démonstrateur rotatif qui utilise le Gd sous forme de plaques parallèles comme réfrigérant magnétique et une source d'aimant

permanent de 1.4T type Halbach. Le démonstrateur a permis de produire des puissances plus élevées de l'ordre de 220W avec un écart de température de 11°C.

Récemment, dans la conférence Thermag V à Grenoble, l'équipe de Astronautics USA a présenté



FIGURE 1.7 – Démonstrateur de RM développé récemment par Astronautics (Jacobs et al. 2014)

le dernier démonstrateur d'une puissance de l'ordre de 2 kW [19], à base des composés sphériques de LaFeSiH sous forme multicouches à des températures de Curie différentes comme indiqué dans le tableau (1.1). Un prototype rotatif a été adopté qui génère un champ magnétique de l'ordre de 1.44T en utilisant NdFeB dans la conception des aimants. La puissance frigorifique fournie à 0°C et 11°C est de l'ordre de 3042W et 2502W respectivement, ce qui a permis d'obtenir un COP supérieur à 2.

TABLE 1.1 – Valeurs de températures de Curie de LaFeSiH utilisé dans les régénérateurs Astronautics (Jacobs et al. 2014)

La Couche	N°1	N°2	N°3	N°4	N°5	N°6
$T_C(^{\circ}C)$	30.5	33.2	36.1	38.6	40.7	43.0

1.2.3 Démonstrateur de Chubu electric/Toshiba

En 2000, la collaboration de Chubu Electics avec l'entreprise Toshiba [12] a permis de réaliser un démonstrateur linéaire à base de gadolinium sous forme de sphères en utilisant des supraconducteurs pour générer un champ magnétique de 4T ; ils ont obtenu 100W de puissance avec un écart de température de l'ordre de 21°C. Par ailleurs, pendant les années 2002 et 2003 Hirano et son équipe ont réussi d'atteindre une puissance de 40 à 60 W avec un écart de température de l'ordre de 10 à 27 °C en utilisant des aimants permanents [12, 20]. En 2006, l'entreprise Chubu Electics et

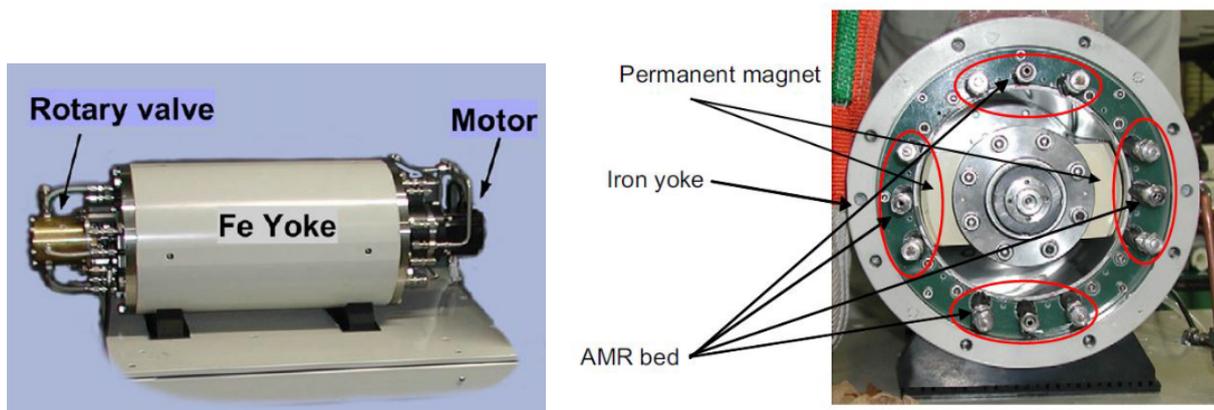


FIGURE 1.8 – Démonstrateur de RM développé par Chubu electric/Toshiba (Okamura et al. 2006)

Tokyo institute of technology ont conçu un autre démonstrateur rotatif (figure(1.8)) En suivant une série de modifications introduites sur les prototypes rotatifs développés précédemment ce qui a leur permis d'atteindre une puissance plus grande de l'ordre de 540W [12].

1.2.4 Démonstrateur de University of Victoria

Les travaux de collaboration entre Victoria University et Cryofuel Systems ont permis d'élaborer un démonstrateur en 2002 [12]. Il s'agit d'un prototype linéaire à base de gadolinium et gadolinium-terbium utilisant des bobines supraconductrices qui génèrent un champ magnétique de 2T. Ce démonstrateur est entraîné par un moteur rotatif relié à un système mécanique ce qui permet de convertir la rotation du moteur en mouvement linéaire du régénérateur. En 2005, l'équipe de University of Victoria [12] ont construit un nouveau prototype à base des matériaux magnétocaloriques suivants : gadolinium et gadolinium-terbium sous forme multicouches avec les mêmes caractéristiques précédentes ce qui permet d'atteindre une puissance de l'ordre de 10W au cours de l'année 2006 avec un écart de température entre la source chaude et la source froide autour de 50°C [21]. Il

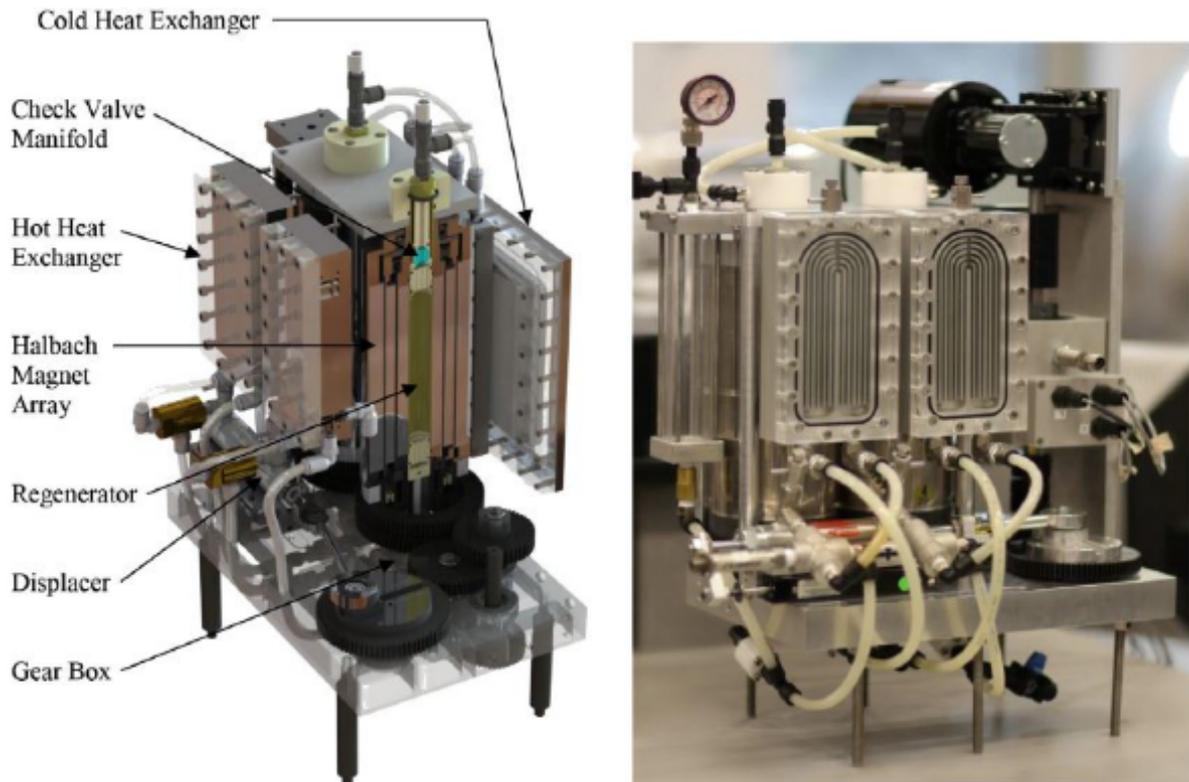


FIGURE 1.9 – Nouveau démonstrateur de RM développé par University of Victoria (Arnold et al. 2014)

convient de souligner que des recherches intensives au sein de l'University of Victoria ont permis de construire un prototype linéaire dont le champ magnétique est généré par des aimants permanents de l'ordre de 1.4T, et un régénérateur magnétique constitué de gadolinium sous formes sphériques a été utilisé avec de l'eau comme fluide caloporteur, ce qui a permis d'atteindre un écart de température de l'ordre de 13°C. En 2011, Tura et Rowe [22] ont publié les tests préliminaires de performance de la machine qui sont comme suit : un COP de 1.6 pour une utilisation de 1.28, 1.4Hz de fréquence et un écart de température pouvant atteindre les 29°C.

En 2014, l'équipe de University of Victoria ont proposé une nouvelle conception du réfrigérateur magnétique (figure(1.9)); il s'agit d'un système rotatif fonctionnant à base des aimants type Halbach qui génèrent un champ magnétique de 1.47T. Un écart de température sans charge de l'ordre de 33°C a été observé et une puissance frigorifique environ de 96W a été enregistrée dont le fluide caloporteur utilisé est de l'eau et le matériau magnéto-calorique utilisé est le Gd sous une fréquence de 0.8Hz et une masse de 650g [23].

1.2.5 Démonstrateur de G2Elab, Grenoble

Le démonstrateur de laboratoire de génie électrique de Grenoble (G2Elab) en 2003 [12, 18] ; il s'agit d'un démonstrateur linéaire opérant près de la température ambiante utilisant des aimants type Halbach qui génèrent un champ magnétique de 0.8T. La puissance obtenue est de l'ordre de 8.8W avec un écart de température de l'ordre de 4°C dont le matériau magnéto-calorique utilisé est le Gd. En 2005 Allab et al. [24] ont rapporté dans leur travail un écart de température de $\Delta T = 4^\circ\text{C}$ dont la fréquence est de 0.5Hz. En 2009, l'équipe G2Elab a réussi à obtenir un écart de température de l'ordre de $\Delta T = 7.8^\circ\text{C}$ avec les mêmes caractéristiques signalés précédemment[18]. Des recherches intensives au sein de laboratoire d'électrotechnique sous la direction du professeur Lebouc ont permis d'obtenir récemment un écart de température de $\Delta T = 10.5^\circ\text{C}$ [25] dont les matériaux magnéto-caloriques utilisés sont $\text{Pr}_{0.65}\text{Sr}_{0.35}\text{MnO}_3$, $\text{La}(\text{Fe}, \text{Co})_{13-x}\text{Si}_x$, et Gd, qui ont fait l'objet de la dernière conférence de Thermag en Grenoble [14].

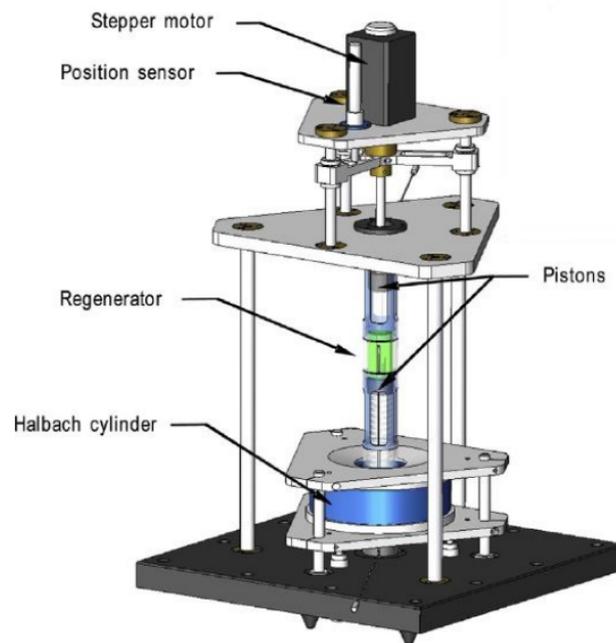


FIGURE 1.10 – Démonstrateur de RM de G2Elab (Legait et al. 2014)

1.2.6 Démonstrateur de Cooltech Applications

Cooltech Application est une compagnie française spécialisée dans l'industrie du froid, le premier démonstrateur conçu par cette société en collaboration avec l'université de INSA, Strasbourg, France

est né au cours de l'année 2005, comme il a été rapporté par Vasile and Müller [18]. Il s'agit d'un prototype rotatif à base de gadolinium sous forme de plaques planes utilisant des aimants permanents qui génèrent un champ magnétique de 2.4T, dans un premier temps, ils ont obtenu un écart de températures de $\Delta T = 14^\circ\text{C}$ avec une puissance frigorifique autour de 360W. Lors de la

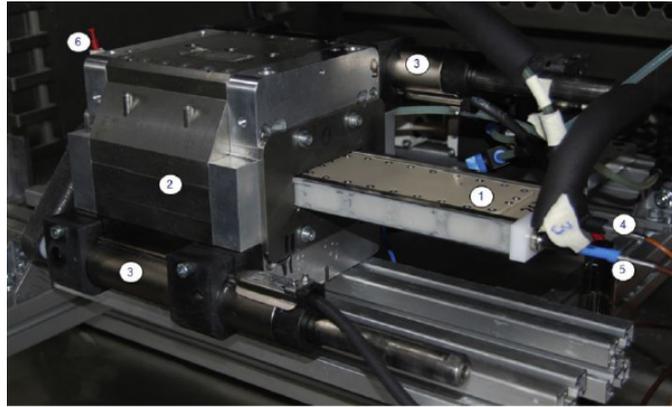


FIGURE 1.11 – Démonstrateur de RM de la société Cooltech Applications (Gatti et al. 2014)

dernière conférence de Thermag ayant lieu à Grenoble [14], il a été également rapporté que l'équipe de Cooltech a réussi d'atteindre des écarts de température de 39°C avec un champ magnétique de 0.85T et une fréquence de 2Hz [26].

1.2.7 Démonstrateur de University of Western Switzerland

En 2006, Sari et Egolf [27] ont publié les résultats de leur démonstrateur rotatif (figure(1.12)) qui est différent par rapport aux autres démonstrateurs de point de vue conception et fonctionnement. Il s'agit d'un démonstrateur rotatif utilisant le gadolinium et l'air comme fluide caloporteur, ainsi l'écart de température maximum envisagé entre les deux sources est de 1°C pour un champ magnétique de 1 Tesla. En 2010, l'équipe de TiS-HES-SO dirigée par le professeur Sari a mis au point un nouveau prototype (figure(1.13)) [28].

La particularité de ce dernier réside dans sa compacité, sa simplicité et la technologie utilisée dans la conception des sources de champ magnétique, ce qui conduit à un grand avantage dans l'industrie de froid. Il s'agit d'un démonstrateur linéaire à base d'aimants permanents qui génèrent un champ magnétique de 1.45T dont le matériau magnéto-calorique utilisé est le gadolinium avec de l'eau comme fluide caloporteur. Ainsi, ce démonstrateur constitué de deux sources de champ magnétique conçus d'une façon à minimiser les forces magnétiques d'environ de 90% ; ce qui permet d'économiser l'énergie consommée au niveau du moteur. Récemment des améliorations importantes

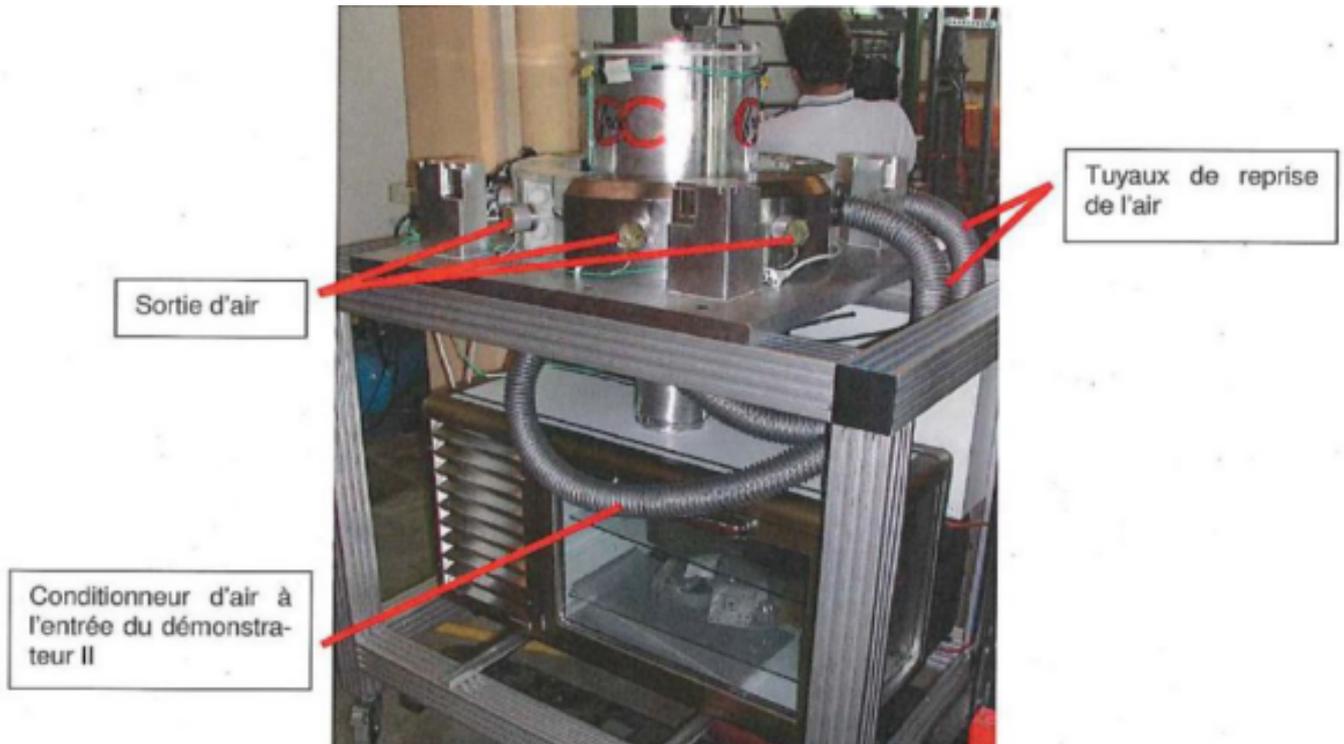


FIGURE 1.12 – démonstrateurs de RM rotatif développé par HES-SO (Sari et al. 2006)

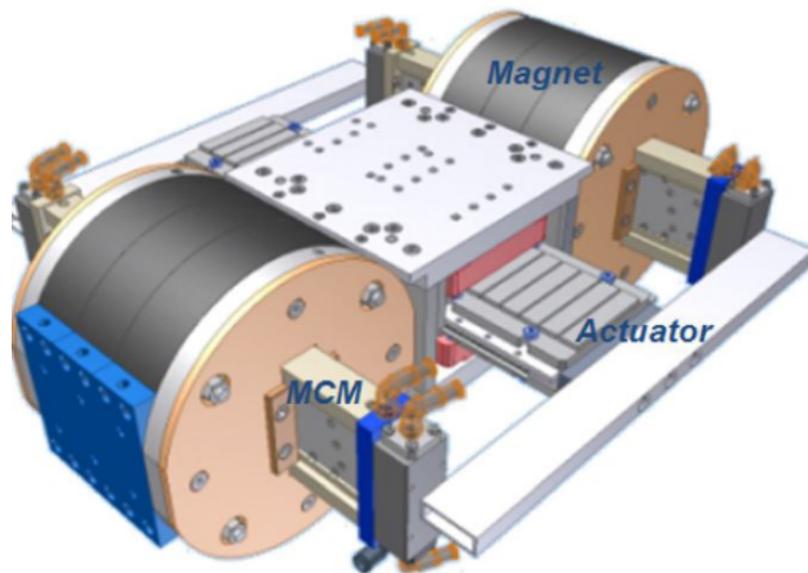


FIGURE 1.13 – Démonstrateur de RM linéaire développé par HES-SO en 2010 : Cristal-1 (Balli et al. 2012)

ont été introduites sur cette machine pour augmenter sa performance (figure(1.14)) ce qui permet d'avoir des écarts de température qui pouvaient dépassés les 32°C, comme le montre la figure(1.15) [5].

internationale de réfrigération magnétique près de la température ambiante en septembre 2012 à Grenoble, Thermag V puis récemment publié [30]. En somme, plusieurs d'autres prototypes de réfrigération magnétique opérant près de la température ambiante ont été conçus comme le rapporte les travaux réalisés par Gschneidner Jr et al.2008 [12], Yu et al.2010 [18], Romero Gómez et al.2013 [31] et Aprea et al.2013 [32]. Le Tableau(1.2) présente un résumé de nombreux démonstrateurs construits dans le monde.

TABLE 1.2 – Principaux démonstrateurs de réfrigération magnétique

Laboratoire et lieu	Annoncement	Type	F (Hz)	B (T)	Réfrigérant	P (W)	ΔT (K)	Géométrie	Réf.
NASA, USA	1976	Linéaire	–	7(E)	Gd	–	47(80)	Plaques (0.1mm)	[17, 18]
Haute École d'Ingénieur de Suisse Occidentale, Yverdon, Suisse	2006	Rotatif	–	1(P)	Gd	–	1	Granulés cylindriques	[27]
	2010	Linéaire	–	1.45(P)	Gd	–	–	Plaques	[28]
	2014	Linéaire	–	1.45(P)	Gd	–	–	Plaques	[5]
Victoria University, Victoria, Canada	2001	Linéaire	–	2(S)	Gd, Gd-Tb	2	14	Multicouches	[12, 18]
	2004	Linéaire	1	2(S)	Gd, Gd-Tb	10	50	Multicouches	[12, 18, 21]
	2007	Linéaire	–	1.4(A)	Gd	–	13	Sphères	[12]
	2011	Linéaire	0 – 5	1.4(Al)	Gd	50	29	sphères	[22]
Chubu electric/Toshiba, Japan	2000	Linéaire	–	4(S)	Gd	100	21	Sphères	[12, 18]
	2002 – 2003	Rotatif	0.4	0.77(A)	Gd-Dy	40 – 60	27 – 10	Multicouches, sphères	[12, 18]
	2006	Rotatif	–	–	Gd-Dy	540	–	Multicouches, sphères	[12]
Astronautics, Madison, Wisconsin, USA	1997	Linéaire	–	5(S)	Gd	600	38	Sphères	[12, 18]
	2001 – 2005	Rotatif	4	1.5(A)	Gd, Gd-Er, LaFeSiH	50	20 – 25	Sphères	[12, 18]
	2007	Rotatif	4	1.4(Al)	Gd	220	11	Plaques	[12, 18]
	2012	Rotatif	–	1.44(A)	LaFeSiH	3042	–	Multicouches	[19]
Cooltech Applications, Strasbourg	2005	Rotatif	–	2.4(A)	Gd	360	14	Plaques	[18]
	2012	Rotatif	2	0.85(A)	Gd, Gd-Tb	–	39	Plaques, deux étages	[26]
G2Elab, Grenoble	2003	Linéaire	0.5	0.8(Al)	Gd	8.8	4 – 7.8	Lames	[12, 18, 24]
	2012	Linéaire	–	0.8(Al)	Gd, La-FeCoSi, PrSrMnO	–	10.5	Multicouches, Plaques	[25]
Riso DTU, Denmark	2012	Rotatif	–	1(A)	Gd	1010	18.9	Sphères	[29, 30]
Institute of Materials Science and Applied Mechanics, Pologne	2012	Linéaire	0.025	1(Al)	Gd	–	1.6	Particules	[33]

1.3 Considérations physiques et thermodynamiques

Pour la description de l'effet magnéto-calorique d'un matériau magnéto-calorique soumis à un champ magnétique, il est nécessaire de définir certaines fonctions qui caractérisent les propriétés thermodynamiques [11]. L'énergie interne d'un système suivant le premier principe de la thermodynamique est décrit par la relation :

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (1.1)$$

où δQ et δW représentent respectivement la quantité de chaleur échangée et le travail fourni par le système. Introduisant les relations suivantes :

$$\delta Q = TdS \quad (1.2)$$

$$\delta W = -MdB = -BdM \quad (1.3)$$

l'équation (1.1) devient

$$dU = TdS - MdB = TdS - BdM \quad (1.4)$$

L'énergie libre d'un système est exprimée par la relation :

$$F = U - TS \quad (1.5)$$

La dérivée totale de l'énergie libre peut s'écrire selon l'équation :

$$dF = -SdT - MdB \quad (1.6)$$

L'enthalpie libre d'un système est exprimée par la relation :

$$G = H - TS \quad (1.7)$$

où l'enthalpie peut s'exprimer par l'expression :

$$H = U + pV \quad (1.8)$$

La dérivée de l'enthalpie et de l'enthalpie libre sont données comme suit :

Pour le cas du solide :

$$dH = dU \quad (1.9)$$

L'utilisation des relations (1,4), (1,7) et (1,9) donne :

$$dG = dH - TdS - SdT = -SdT - MdB = -SdT - BdM \quad (1.10)$$

L'entropie, le moment magnétique, la pression et le volume peuvent s'écrire en fonction des dérivées partielles de l'énergie libre et l'enthalpie libre comme suit :

$$S(T, B, V) = -\left(\frac{\partial F}{\partial T}\right)_{B,V} \quad (1.11)$$

$$M(T, B, V) = -\left(\frac{\partial F}{\partial B}\right)_{T,V} \quad (1.12)$$

$$p(T, B, V) = -\left(\frac{\partial F}{\partial V}\right)_{T,B} \quad (1.13)$$

$$S(T, B, p) = -\left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{B,p} \quad (1.14)$$

$$M(T, B, p) = -\left(\frac{\partial G}{\partial B}\right)_{T,p} \quad (1.15)$$

$$V(T, B, p) = \left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_{T,B} \quad (1.16)$$

$$B = \left(\frac{\partial G}{\partial M}\right)_{T,p} \quad (1.17)$$

La combinaison des équations (1.14) et (1.15), (1.16) et (1.17) permet de définir les équations de Maxwell

$$\left(\frac{\partial S}{\partial B}\right)_{T,p} = \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_{B,p} \quad (1.18)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial M}\right)_{T,p} = -\left(\frac{\partial B}{\partial T}\right)_{M,p} \quad (1.19)$$

La chaleur spécifique d'une substance peut s'écrire suivant la relation :

$$c = T \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right) \quad (1.20)$$

La dérivée totale de l'entropie en fonction des paramètres température, champ et pression est définie comme suit :

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_B dT + \left(\frac{\partial S}{\partial B} \right)_T dB \quad (1.21)$$

Pour une transformation isentropique l'équation (1.21) devient

$$\frac{c_B}{T} dT = - \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_B dB \quad (1.22)$$

La dérivée totale de température donne ;

$$dT = - \frac{T}{c_B} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_B dB \quad (1.23)$$

Intégration de l'équation (1.23) définit l'effet magnétocalorique :

$$\Delta T_{ad} = - \int_0^B \frac{T}{c_B} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_B dB \quad (1.24)$$

1.4 Théorie du champ moléculaire

Le modèle de Weiss est fondé sur le théorème de champ moléculaire (mean field theory) qui permet de déterminer l'effet magnétocalorique et les propriétés thermomagnétiques des matériaux magnétocaloriques selon les bases de magnétisme et les relations thermodynamiques. Les caractéristiques importantes d'un matériau magnétique sont son entropie totale et l'entropie de son sous-système (l'entropie magnétique, l'entropie de réseau et l'entropie électronique) qui peut être modifiée par la variation du champ magnétique. Les relations suivantes décrivent les propriétés thermomagnétiques d'un matériau magnétocalorique de seconde d'ordre [6, 11] :

$$S(B, T) = S_M(B, T) + S_l(B, T) + S_e(T) \quad (1.25)$$

où, S_M , S_l et S_e sont respectivement l'entropie magnétique, l'entropie du réseau et l'entropie électronique, elles sont données par les relations suivantes :

$$S_M(B, T) = R \left[\ln \sinh \left(\frac{2J+1}{2J} \chi \right) - \ln \sinh \left(\frac{1}{2J} \chi \right) - \chi B_J(\chi) \right] \quad (1.26)$$

avec

$$\chi = \frac{g_J J \mu_B}{k_B T} + \frac{3T_C J B_J(\chi)}{T(J+1)} \quad (1.27)$$

où, μ_B est le magnéto de Bohr, g_J est le facteur de Landé, J est le nombre quantique du moment angulaire total et k_B est la constante de Boltzmann.

et

$$B_J(\chi) = \frac{2J+1}{2J} \coth\left(\frac{2J+1}{2J}\chi\right) - \frac{1}{2J} \coth\left(\frac{1}{2J}\chi\right) \quad (1.28)$$

est la fonction de Brillouin

$$S_l(B, T) = R \left[-3 \ln\left(1 - e^{-\frac{T_D}{T}}\right) + 12 \left(\frac{T}{T_D}\right)^3 \int_0^{\frac{T_D}{T}} \frac{x^3}{e^x - 1} dx \right] \quad (1.29)$$

où, T_D est la température de Debye.

$$S_e(T) = \gamma T \quad (1.30)$$

où, γ est le coefficient de capacité calorifique électronique.

La chaleur spécifique d'un matériau magnétocalorique peut se calculer suivant la relation suivante

$$c(B, T) = T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_B \quad (1.31)$$

L'effet magnétocalorique peut aussi se calculer en fonction de l'entropie totale suivant la relation suivante :

$$\Delta T_{ad} = - \int_{B_i}^{B_f} \frac{T}{c(B, T)} \left(\frac{\partial S}{\partial B} \right)_T dB \quad (1.32)$$

1.5 Matériaux magnétocaloriques

Généralement, on distingue deux types de matériaux magnétocaloriques utilisés en réfrigération magnétique : matériaux de premier ordre et matériaux de seconde d'ordre [32, 34, 35]. Le gadolinium (Gd) est un matériau de terres rares de second d'ordre qui cristallise sous forme hexagonale à la température ambiante. Son nom provient de la gadolinite, le minerai duquel il a été extrait.

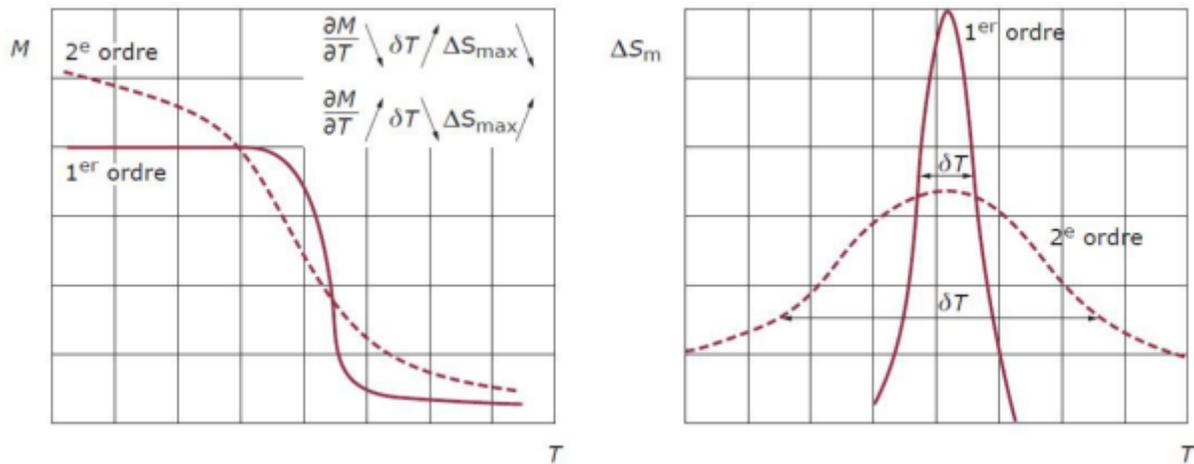


FIGURE 1.16 – Types de matériaux magnétocaloriques (Lebouc et al. 2005)

Il est utilisé dans plusieurs domaines comme la supraconductivité, l'imagerie par résonance magnétique nucléaire (RMN) etc. Le gadolinium présente un comportement ferromagnétique à basses températures. Au voisinage de la température ambiante, plus précisément à sa température de Curie ($T_C = 294\text{K}$), il change de phase magnétique et devient paramagnétique. Ce changement de phase qualifié de second ordre est accompagné par une forte variation de l'entropie du matériau, d'où l'intérêt suscité dans le domaine de la réfrigération magnétique au voisinage de la température ambiante. A la température de Curie et sous l'application d'un champ magnétique externe, le Gd passe d'un état magnétique désordonné à un état ordonné, ce qui diminue l'entropie magnétique et augmente l'agitation du réseau atomique et par conséquent augmente la température du matériau. Ce fort pouvoir magnétocalorique, fait de Gd une référence pour les matériaux magnétocaloriques. Précédemment, le Gd est parmi les matériaux le plus utilisé dans la majorité des systèmes de réfrigération magnétique, mais son prix trop élevé, son oxydation facile et son application limitée à la température ambiante ont poussé des chercheurs à recourir à de nouveaux matériaux moins dispendieux, plus propres et performants.

Aujourd'hui, les recherches sur les matériaux à EMC géant autour de la température ambiante s'orientent vers des transitions de phase du premier ordre qui offrent une large variété de compositions à explorer. Il s'agit de trouver des compositions permettant de disposer d'un EMC élevé sous un champ magnétique faible [34]. Compte tenu de l'équation de la variation de l'entropie magnétique (1.24) décrite précédemment et caractérisant le comportement magnétocalorique, un EMC géant peut être obtenu même pour une densité de moments magnétiques faibles en jouant sur la nature de la transition de phase comme le montre la figure(1.16). En effet, une transition du premier ordre (brusque) peut amplifier considérablement la variation de l'entropie. Cela ne peut se faire cependant qu'au détriment de la plage de température d'utilisation δT qui s'en trouve réduite[34]. La

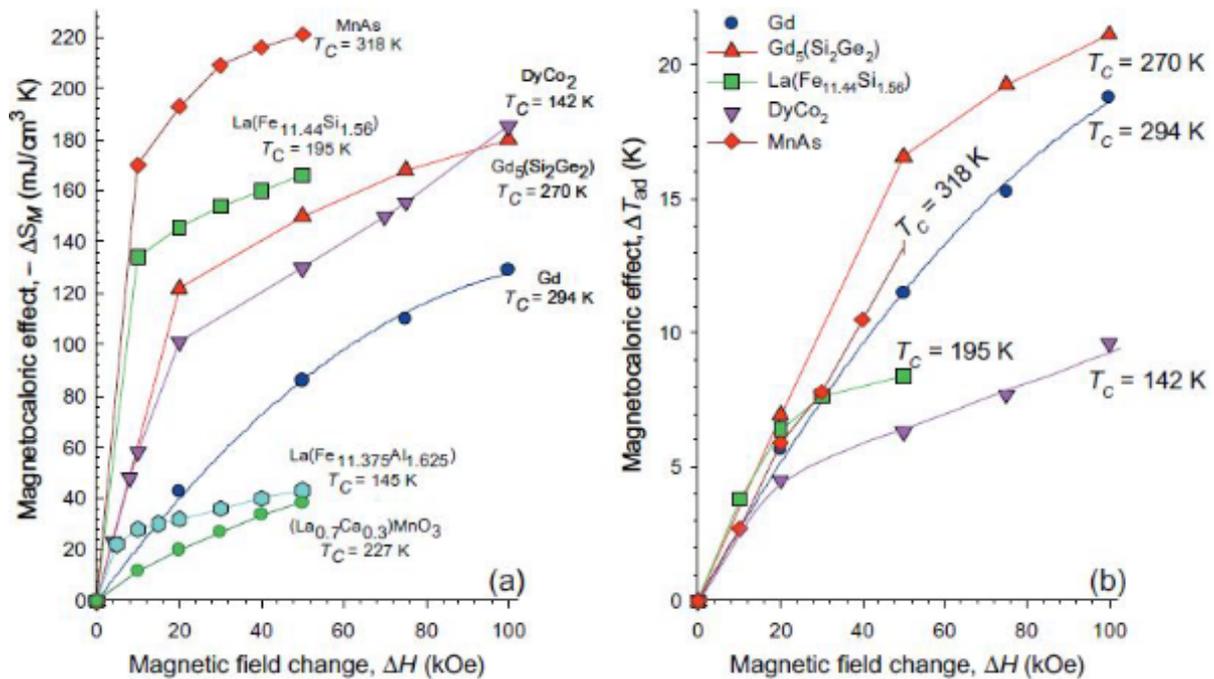


FIGURE 1.17 – Variation de l'effet magnétocalorique et l'entropie magnétique en fonction de fonction de champ magnétique pour différents Matériaux magnétocaloriques (Gschneidner Jr et al. 2005)

figure(1.17) montre clairement la variation de l'entropie magnétique et la température adiabatique pour les différents matériaux magétocaloriques utilisés en réfrigération magnétique, ce qui permet de choisir tout simplement le matériaux appropriées.

1.6 Critères de sélection de réfrigérant magnétique et de fluide caloporteur

La performance d'un système de réfrigération magnétique dépend du fluide caloporteur, du réfrigérant, du type de cycle et de la source de champ magnétique. Pour avoir un réfrigérateur magnétique rentable et efficace, certaines conditions et critères sont requis :

- Grandes valeurs de changement d'entropie magnétique et de température adiabatique.
- La température de transition appropriée doit être comprise dans l'intervalle de fonctionnement du réfrigérateur.
- Un coût réduit du réfrigérant solide.
- Une bonne stabilité chimique.
- Absence de l'hystérésis et de corrosion.

- Faible impact sur l’environnement.
- Bonnes propriétés mécaniques.
- Haute résistance électrique afin d’éviter des courants de Foucault dans les processus de changement rapide dans le champ magnétique.
- Une faible capacité calorifique et haute conductivité thermique du fluide caloporteur pour favoriser le transfert de chaleur avec le réfrigérant magnétique.
- Une faible viscosité du fluide pour minimiser les pertes de charge.
- Non toxique et non corrosif.
- Faible impact sur l’environnement.
- Une bonne stabilité chimique.

1.7 Objectifs et contributions de la présente thèse

La première partie du présent travail se veut d’abord une contribution numérique visant à simuler le fonctionnement du démonstrateur de réfrigération magnétique de Clean Cooling Systems SA (CCS) développé au sein de HES- SO et ce afin de prédire ces performances et de contribuer à la compréhension du couplage magnétothermique complexe entre le fluide caloporteur et le réfrigérant solide à effet magnétocalorique.

La deuxième partie de la thèse s’inscrit dans les travaux de recherche sur le développement de réfrigérants magnétiques initiés antérieurement par Smaïli et Chahine [6–9] au sein de l’Institut de recherche sur l’hydrogène, Québec (Canada). Elle vise essentiellement à examiner expérimentalement la faisabilité d’utiliser des matériaux magnétiques multicouches comme réfrigérants à base de composés de LaFeCoSi susceptibles d’améliorer les performances du démonstrateur Clean Cooling Systems.

Enfin, il convient de souligner que la majorité de ces travaux rapportés sur les systèmes de réfrigération magnétique se focalisent sur les considérations expérimentales et les problèmes de réalisations pratiques.

Chapitre 2

Modélisation de cycle de réfrigération magnétique active (AMR)

2.1 Introduction

Le premier cycle de réfrigération magnétique à régénération active (AMR) a été décrit en 1983 par Barclay [36]. Ce dernier a montré qu'il était possible d'atteindre des écarts de températures bien supérieurs entre la source chaude et la source froide suivant la variation de l'effet magnétocalorique du matériau magnétique en l'utilisant simultanément comme un régénérateur et réfrigérant. Plus tard, plusieurs travaux de recherches ont été effectués pour modéliser, simuler ou tester [12, 18] les matériaux magnétocaloriques dans les différents prototypes construits dans le monde. Récemment, de nombreux travaux entamés ce domaine de recherche en vue d'améliorer la rentabilité de ces systèmes et de mettre en œuvre de nouveaux matériaux magnétocaloriques, comme le montre à titre d'exemple, les travaux suivants : Smaïli [9], Rosca [37], Balli [38], Allab [39], Boucekara [40], Roudaut[41], Dupuis[42], Sarlah [43] et Engelbrecht [44]. Les cycles thermodynamiques ont fait l'objet des recherches proposés récemment en réfrigération magnétique comme indiqué dans les travaux antérieurs [35, 45]. Ainsi les derniers travaux de Kitanovski [46] qui insiste sur la nécessité d'introduire de nouveau cycles thermodynamiques afin d'améliorer le rendement des démonstrateurs ainsi que les pertes en travail magnétique.

2.2 Cycles de réfrigération magnétique

2.2.1 Cycle magnétique de Carnot

La figure(2.1) représente le schéma de base d'un réfrigérateur magnétique à régénération externe fonctionnant suivant le cycle Carnot. Il consiste en deux transformations isothermiques et deux transformations isentropiques. Celles-ci sont définies comme suit ;

- $1 \rightarrow 2$: Aimantation isentropique, elle est due à l'application adiabatique du champ, par conséquent la température augmente jusqu'à T_H .
- $2 \rightarrow 3$: Dégagement de chaleur au niveau de la source chaude à la température T_H dénoté par Q_H , en magnétisant le réfrigérant d'une façon isotherme à la température T_H
- $3 \rightarrow 4$: Désaimantation isentropique, elle est due à l'enlèvement adiabatique du champ, par conséquent la température diminue jusqu'à T_C .
- $4 \rightarrow 1$: Absorption de chaleur au niveau de la source froide à la température T_C dénoté par Q_C , en démagnétisant le réfrigérant d'une façon isotherme à la température T_C

Le rendement du cycle de Carnot est donné par l'expression suivante :

$$COP = \frac{1}{\frac{T_H}{T_C} - 1} \quad (2.1)$$

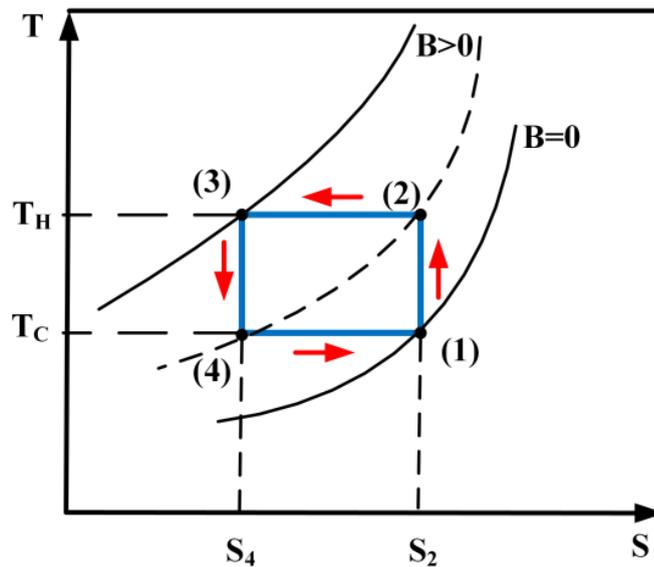


FIGURE 2.1 – Cycle magnétique de Carnot

2.2.2 Cycle magnétique d'Ericsson

La figure(2.2) représente le schéma de base d'un réfrigérateur magnétique à régénération externe fonctionnant suivant le cycle d'Ericsson. Il consiste en deux transformations isothermiques et deux transformations iso champs [7]. Celles-ci sont définies comme suit :

1. Aimantation isotherme, le matériau étant à la basse position, où il peut rejeter la quantité de chaleur Q_H , à la source chaude de température T_H ;
2. Refroidissement à champ constant, le contenant du fluide caloporteur se déplace vers le bas en soustrayant de la chaleur du matériau, jusqu'à ce que sa température devienne égale à T_C
3. Désaimantation isotherme, le matériau étant à la haute position, où il peut absorber la quantité de chaleur T_C de la source froide à la température T_C
4. Réchauffement à champ nul, le contenant remonte vers le haut en cédant de la chaleur au matériau, jusqu'à ce que sa température devienne égale à T_H

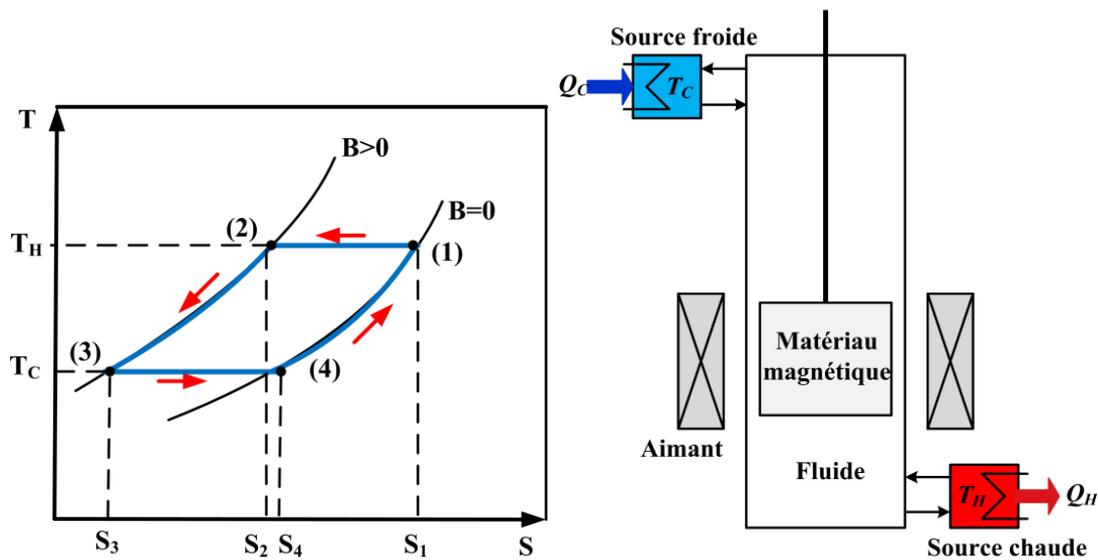


FIGURE 2.2 – Cycle magnétique d'Ericsson

Le coefficient de performance du cycle d'Ericsson est défini par le rapport ;

$$COP = \frac{Q_C}{W_{mag} + T_H \cdot \Delta S_{Irr}} \quad (2.2)$$

où, ΔS_{Irr} est la génération d'entropie. et W_{mag} est le travail magnétique donné par

$$W_{mag} = Q_H - Q_C \quad (2.3)$$

D'autre part, on a ;

$$Q_C = T_C \Delta S_C \quad (2.4)$$

$$Q_H = T_H \Delta S_H \quad (2.5)$$

où ΔS_C , ΔS_H représentent les changements d'entropie isothermes produits respectivement aux sources froides et chaudes. En pratique, tous les cycles sont irréversibles car n'existe pas de transformation sans production d'entropie (pertes thermiques) ce qui permet d'écrire d'après le deuxième principe de la thermodynamique l'inégalité

$$\Delta S_H \geq \Delta S_C \quad (2.6)$$

Où,

$$\Delta S_H = \Delta S_C + \Delta S_{Irr} \quad (2.7)$$

L'expression du coefficient de performance suivant le cycle d'Ericsson devient ;

$$COP = \frac{T_C \Delta S_C}{T_H \Delta S_H - T_C \Delta S_C + \Delta S_{Irr}} \quad (2.8)$$

Pour une transformation réversible, i.e. $\Delta S = Cste$, le COP d'Ericsson devient égale à celui de cycle de Carnot

$$COP = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (2.9)$$

2.2.3 Cycle magnétique de Brayton

La figure(2.3) représente le schéma de base d'un réfrigérateur magnétique à régénération externe fonctionnant suivant le cycle Brayton. Il consiste en deux transformations deux adiabatiques et deux transformations isochamps [47–50]. Celles-ci sont définies comme suit : Les processus thermodynamiques de ce cycle sont définis comme suit ;

1 → 2 : La chaleur est rejetée au niveau de la source chaude dénotée Q_H , dont l'expression est donné par la relation :

$$Q_H = - \int_{T_H}^{T_H + \Delta T(\Delta B, T_H)} c_B(B, T) dT \quad (2.10)$$

3 → 4 : Démagnétisation adiabatique qui résulte de l'abaissement de la température du matériau magnétique dans le sens négatif de variation de température adiabatique $\Delta T(\Delta B, T_C)$ et cela peut

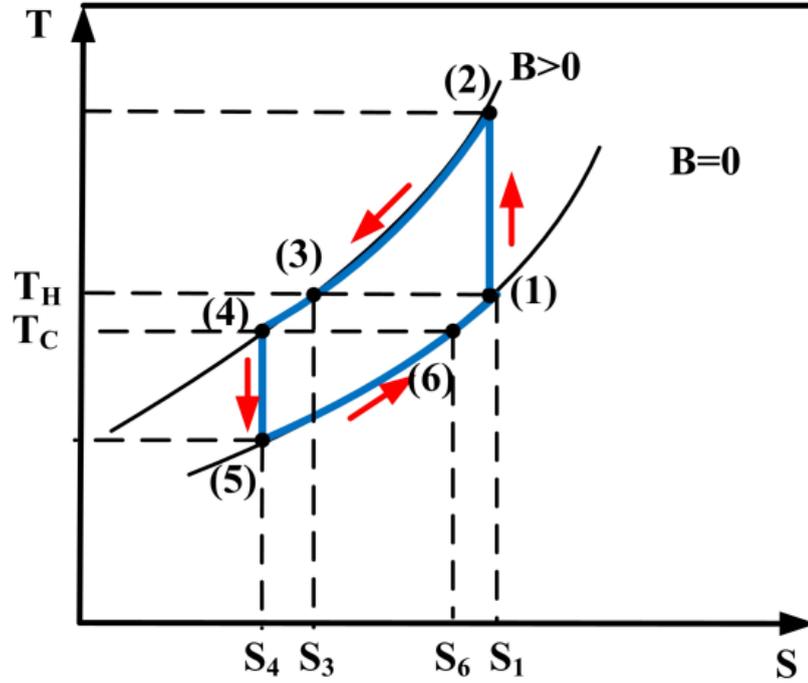


FIGURE 2.3 – Cycle magnétique de Brayton

s'écrire comme suit :

$$S(0, T_C + \Delta T(\Delta B, T_C)) = S(B, T_C) \quad (2.11)$$

4 → 5 : La chaleur est absorbée au niveau de la source froide Q_C

$$Q_C = \int_{T_C - \Delta T(\Delta B, T_C)}^{T_C} c_B(0, T) dT \quad (2.12)$$

2 → 3 : Transfert de chaleur entre le matériau magnétique et le fluide caloporteur.

$$Q_{rf} = \int_{T_H}^{T_C} c_B(B, T) dT \quad (2.13)$$

5 → 6 : Transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le matériau magnétique.

$$Q_{fr} = \int_{T_C}^{T_H} c_B(0, T) dT \quad (2.14)$$

6 → 1 : Magnétisation adiabatique qui résulte l'accroissement de la température de matériau magnétique dans le sens positif de variation de température adiabatique $\Delta T(\Delta B, T_H)$ et cela peut

s'écrire comme suit :

$$S(0, T_H) = S(B, T_H + \Delta T(\Delta B, T_H)) \quad (2.15)$$

Le premier principe de la thermodynamique est donné par l'expression suivante :

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (2.16)$$

Ainsi, pour une transformation cyclique, c'est-à-dire ; $dU = 0$ on peut définir l'expression du travail magnétique comme suit :

$$W = -(Q_C + Q_H + Q_{rf} + Q_{fr}) \quad (2.17)$$

La performance de cycle de Brayton peut être calculée par la relation suivante :

$$COP = \frac{Q_C}{W} \quad (2.18)$$

2.3 Étude du cycle AMR

2.3.1 Description du cycle AMR

La figure (2.4) représente le schéma de principe d'un réfrigérateur magnétique active comprend quatre transformations suivantes :

1. Aimantation adiabatique du matériau : elle est provoquée par l'application du champ magnétique, d'où l'augmentation de la température du matériau.
2. Réchauffement du fluide circulant à travers le régénérateur à champ constant : le fluide entre à une température égale T_C (celle de la source froide), en échangeant de la chaleur avec le matériau, la température de fluide augmente et devient égale à $T_{f,H}$, à la sortie (source chaude). Ainsi, en passant à travers l'échangeur de chaleur à la source chaude, le fluide rejette la quantité de chaleur Q_H
3. Désaimantation adiabatique du matériau : elle est due à l'enlèvement adiabatique du champ, par conséquent la température diminue.
4. Refroidissement du fluide s'écoulant à travers le régénérateur à champ nul : à l'entrée la température de fluide est égale à T_H (celle de la source chaude), en échangeant de la chaleur avec le matériau elle diminue à $T_{f,C}$ à la sortie. En traversant l'échangeur de chaleur à la source froide, le fluide peut absorber la quantité de chaleur Q_C

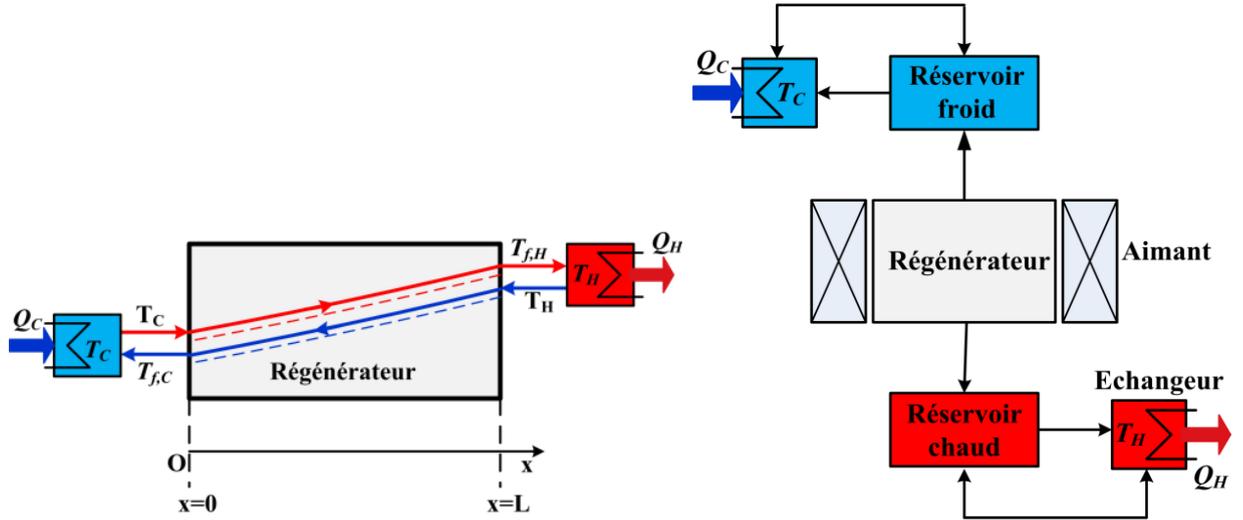


FIGURE 2.4 – Cycle de réfrigérateur AMR

L'efficacité du cycle de réfrigération magnétique active est donné par la relation :

$$COP = \frac{q_C}{\dot{W}_{mag} + \dot{W}_P + \dot{W}_F} \quad (2.19)$$

où, \dot{W}_{mag} , \dot{W}_P , \dot{W}_F et q_C représentent le travail magnétique, travail fourni par la pompe, les pertes dus aux courants de Foucault et la puissance frigorifique respectivement.

$$\dot{W}_{mag} = \int \vec{F} \cdot d\vec{l} \quad (2.20)$$

$$\dot{W}_P = V \frac{\Delta P}{\eta_P} \quad (2.21)$$

$$q_C = \dot{m}_f c_f (T_C - \bar{T}_{f,C}) \quad (2.22)$$

$$\bar{T}_{f,C} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} T(x=L, t) dt \quad (2.23)$$

2.3.2 Bref historique des modèles de cycle AMR

Récemment, plusieurs travaux ont été réalisés sur la simulation numérique des dispositifs de réfrigération magnétique près de la température ambiante, dans le cas monodimensionnel et bidimensionnel.

Le Tableau 2.1, récapitule les principaux travaux publiés pour les modèles numériques du cycle AMR [51].

TABLE 2.1 – État de l’art sur les modèles numériques du cycle AMR

Références	Rang	Fluide	Matériau	Géométrie	Perte de charge	B
Tura et al. 2012,[52]	2D	Eau	Gd/ unique	Plaques parallèle	Non	1.47 T
Vuarnoz et al. 2012,[53]	1D	Eau	Gd/ unique	Barres métalliques	Oui	1.00 T
Apraia et al. 2012,[54]	1D	Eau	Gd_xDy_{1-x}	Sphères	Oui	1.5 T
Dikkos et al. 2012,[55]	1D	hélium	Gd – $Gd_{0.85}Er_{0.15}$	Sphères	Non	2 T
Nikkola et al.2014,[56]	1D	Eau	Gd/unique	Plaques parallèle	Oui	1.5 T
Tusek et al.2011,[57]	1D	Eau	Gd/ unique	Spheres	Oui	1 T
Kim et al. 2011,[58]	1D	Hélium	Gd/ unique	Sphères	Oui	1.57
Liu et al. 2011,[59]	2D	Eau	Gd/ unique	Sphères	Non	2.18T
Smaïli et al.2011,[60]	1D	Hydrogène	Gd/ unique	Plaques parallèle	Oui	3à7 T
Kawanami et al.2011,[61]	1D	Eau	Gd/ unique	Sphères	Non	1 T
Roudaut et al.2011,[62]	1D	Eau	Gd/ unique	Plaques parallèle	Non	0.5 T
Apraia et al.2011,[63]	1D	Eau	Multicouches	Sphères	Oui	1.5 T
Tagliafico et al.2010,[64]	1D	Eau	Gd/ unique	Sphères	Oui	1.7 T
Risser et al.2010,[65]	1D	Zitrec	Gd/ unique	Channel	Oui	1.65 T

2.3.3 Description de démonstrateur de HES-SO

La figure (2.5), représente un schéma d’un dispositif de réfrigération magnétique, qui est constitué de (i)

1. deux blocs de régénérateur,

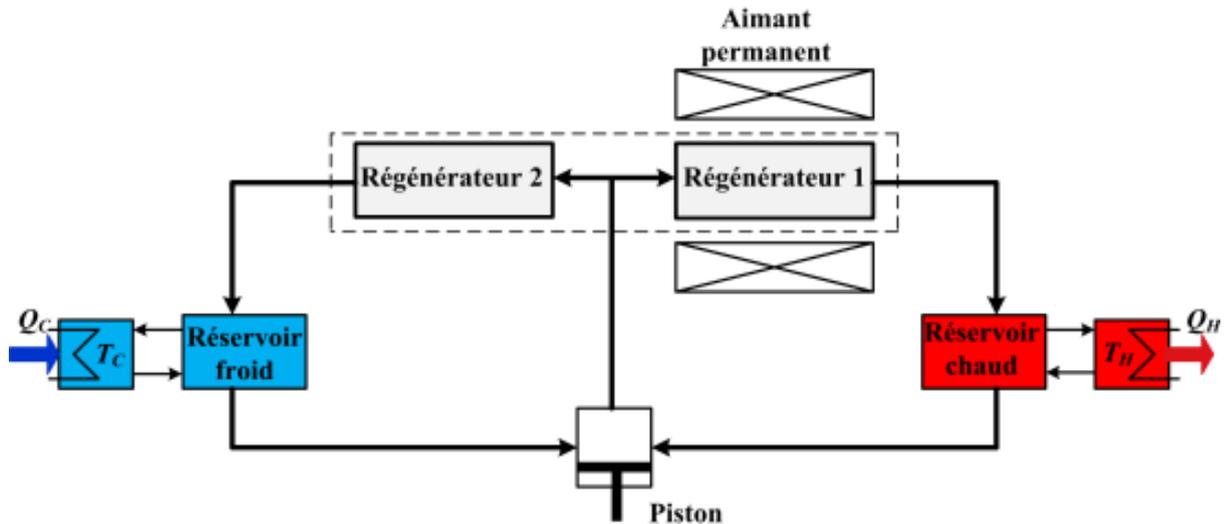


FIGURE 2.5 – Schéma du démonstrateur de réfrigération magnétique à régénération active de HES-SO

2. un piston pour faire circuler le fluide caloporteur à travers les régénérateurs,
3. un fluide caloporteur pour récupérer le flux de chaleur échangé au niveau des régénérateurs.

Le cycle de fonctionnement d'un réfrigérateur magnétique se compose de quatre processus :

1. Aimantation adiabatique : Le lit de régénérateur est magnétisé d'une façon adiabatique lors de l'application du champ magnétique, sans écoulement.
2. Réchauffement de fluide : Le fluide sert pour récupérer l'énergie thermique au niveau de la source chaude, tel que à l'entrée du lit, la température du fluide s'élève le long de la direction d'écoulement, et il quitte le lit à la température moyenne de la sortie d'eau chaude, T_{avh} , supérieure à la température de la source chaude, T_H . En traversant l'échangeur de chaleur chaud, la température du fluide baisse à T_H en rejetant une quantité de taux de chaleur.
3. Désaimantation adiabatique : En éliminant le champ magnétique d'une manière adiabatique sans pompage de fluide.
4. Refroidissement de fluide : Le fluide sert pour récupérer la chaleur au niveau de la source froide. Tel que, à l'entrée de lit de régénérateur, la température du fluide est égale à celle de la source chaude, T_H , et la température du fluide décroît le long de la direction d'écoulement et il quitte le lit à la température moyenne de la sortie d'eau froide T_{avc} , inférieure à la température de la source froide, T_C . En traversant l'échangeur de chaleur froid, la température du fluide s'élève jusqu' à T_C en absorbant une quantité de taux de chaleur.

2.3.4 Équations gouvernant le problème physique

La simulation numérique de cycle de réfrigération magnétique active est basée sur des équations de quantité de mouvement et de la continuité pour le fluide ainsi que les équations d'énergie pour le fluide et le solide, pour décrire le transfert de chaleur entre le solide et le fluide. Également, nous avons adopté les considérations pratiques et les hypothèses simplificatrices suivantes :

1. Fluide Newtonien, incompressible, et écoulement uniforme dans le lit régénérateur.
2. Les propriétés des fluides étant constantes
3. Le transfert thermique par rayonnement dans le régénérateur étant négligeable devant le transfert de chaleur par conduction et convection.
4. Les frottements dus aux courants de Foucault, hystérésis et le champ démagnétisant étant négligés.
5. Le transfert de chaleur étant monodimensionnel.
6. La masse volumique du solide étant supposée constante.
7. La conductivité thermique du solide étant supposée constante.
8. Écoulement du fluide monodimensionnel et uniforme.
9. Les effets de conductivité étant négligés.

Pour illustrer comment on obtient les équations du bilan correspondantes, les figures (2.6) et (2.7) ont été considérées.

- $-k_r A_r \frac{\partial \theta}{\partial x}$: Représente le taux de chaleur axial dû à la conduction dans le solide
- $(1 - \varepsilon) \rho_r c_r (B, \theta) A_r \frac{\partial \theta}{\partial t} dx$: Représente l'accumulation de l'énergie thermique dans le solide.
- $hp(\theta - T) dx$: Représente l'échange de chaleur par convection entre le fluide et le solide
- $\dot{m}_f c_f T$: Représente le transfert d'énergie thermique dû à l'écoulement du fluide.
- $-k_f A_f \frac{\partial T}{\partial x}$: Représente le taux de chaleur dû à la conduction dans le fluide.
- $\varepsilon \rho_f c_f A_f \frac{\partial T}{\partial t} dx$: représente l'accumulation de l'énergie thermique dans le fluide.
- $\left| \frac{f \dot{m}_f^3}{2 \rho_f^2 A_f^2 D_h} \right| dx$: Représente les pertes de charge dues au frottement dans le fluide.
- $hp(T - \theta) dx$: Représente le taux de chaleur par convection entre le fluide et le solide.

En considérant les bilans énergétiques des éléments du fluide et du solide, on peut obtenir les équations reliant les températures du fluide caloporteur et du réfrigérant solide en fonction de la coordonnées spatial x et temporelle t :

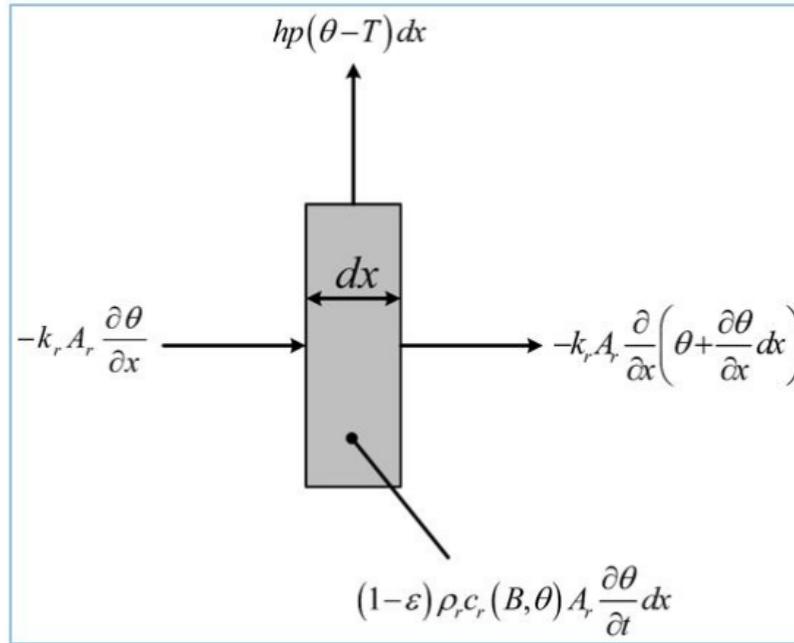


FIGURE 2.6 – Bilan énergétique dans un élément solide

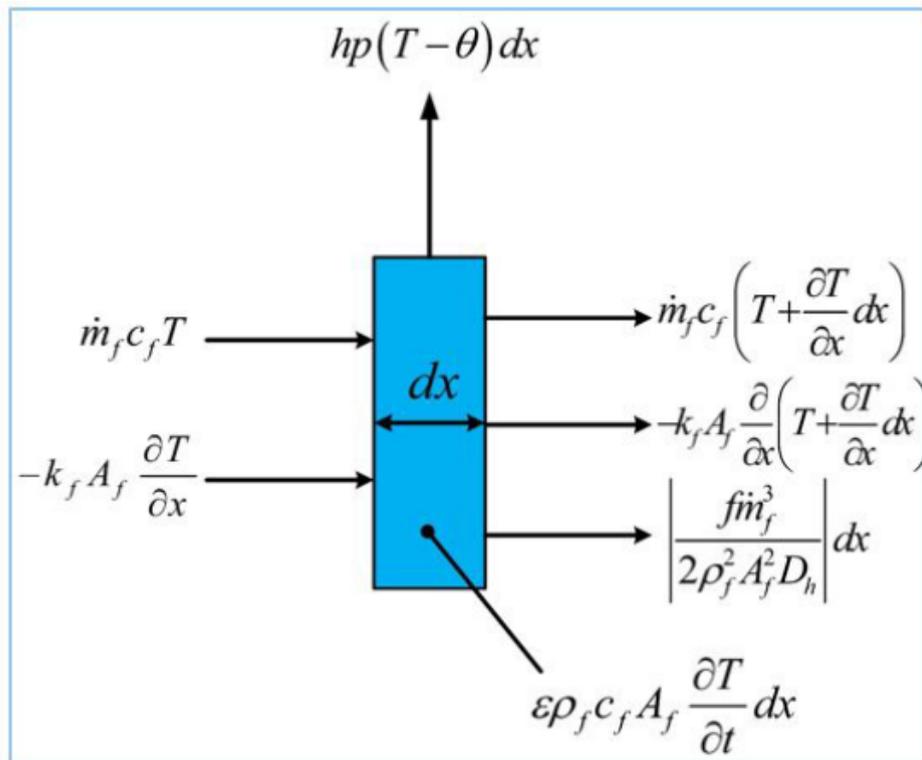


FIGURE 2.7 – Bilan énergétique dans un élément fluide

$$\begin{cases} \varepsilon \rho_f c_f A_f \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{m}_f c_f \frac{\partial T}{\partial x} = hp(\theta - T) + A_f k_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \left| \frac{f \dot{m}_f^3}{2 \rho_f^2 A_f^2 D_h} \right| \\ (1 - \varepsilon) \rho_r c_r A_r \frac{\partial \theta}{\partial t} = hp(T - \theta) + A_r k_r \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \right) \end{cases} \quad (2.24)$$

Avec la porosité du régénérateur qui est définie par la relation suivante :

$$\alpha = 1 - \frac{e_r}{e_r + e_f} \quad (2.25)$$

2.3.5 Paramètres thermofluides et performance du cycle AMR

Pour caractériser le cycle de réfrigération magnétique active, il est important de définir les deux nombres adimensionnels suivant : l'utilisation et le nombre d'unité de transfert.

2.3.5.1 L'utilisation

L'utilisation est le rapport entre la masse thermique du fluide et la masse thermique du solide

$$U = \frac{\dot{m}_f c_f \tau_p}{M_r c_r} \quad (2.26)$$

Avec,

$$c_r = c_r(\theta = T_{Curie}, B = 0) \quad (2.27)$$

$$\tau_P = \frac{d}{v} \quad (2.28)$$

où,

- τ_P : Représente le temps de pompage du fluide.
- d : Représente la course du vérin pneumatique.
- v : Représente la vitesse du fluide.

2.3.5.2 Le nombre d'unité de transfert

Le nombre d'unité de transfert est le rapport entre le taux d'échange de chaleur et la capacité thermique du fluide

$$NTU = \frac{h A_{rf}}{\dot{m}_f c_f} \quad (2.29)$$

Pour simplifier l'équation de bilan pour le fluide et le solide, il est important de redéfinir l'utilisation et le nombre d'unité de transfert par unité de longueur comme suit :

$$U_L = \frac{\dot{m}_f c_f \tau_p}{(1 - \varepsilon) A \rho_r c_r L} \quad (2.30)$$

$$NTU = \frac{h A_r f L}{\dot{m}_f c_f} \quad (2.31)$$

L'équation de bilan devient comme suit ;

$$\begin{cases} \Psi \frac{\partial T}{\partial t} + U_L \frac{\partial T}{\partial x} = NTU \cdot U_L (\theta - T) + \frac{1}{c_R} \frac{\partial}{\partial x} (K_f \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{1}{c_R} \left| \frac{\lambda \dot{m}_f^3}{2 \rho_f^2 A_f^2 D_h} \right| \\ \frac{\partial \theta}{\partial t} = NTU \cdot U_L (T - \theta) + \frac{1}{c_R} \frac{\partial}{\partial x} (K_r \frac{\partial \theta}{\partial x}) \end{cases} \quad (2.32)$$

Avec,

$$\Psi = \frac{\varepsilon \rho_f c_f}{(1 - \varepsilon) \rho_r c_r} \quad (2.33)$$

$$c_R = \frac{(1 - \varepsilon) A L \rho_r c_r}{\tau_p} \quad (2.34)$$

$$K_f = \frac{\varepsilon A k_f}{L} \quad (2.35)$$

$$K_r = \frac{(1 - \varepsilon) A k_r}{L} \quad (2.36)$$

2.3.5.3 Transfert de chaleur

La détermination de coefficient d'échange thermique par convection dépend de plusieurs paramètres : conductivité, viscosité, masse volumique, géométrie, vitesse, la géométrie, nombre de plaques, régime de l'écoulement, la position des plaques, nombre de Reynolds, Prandtl, Nusselt et le diamètre hydraulique de régénérateur etc. Généralement, ils existent plusieurs formules empiriques sont servis pour calculer d'une façon approximatif le coefficient d'échange par convection.

Dans le cas des plaques en parallèles, pour calculer le coefficient d'échange par convection on utilise la relation suivante proposée par Bejan [66, 67] pour des écoulements laminaires :

$$Nu_f = 7.54 \quad (2.37)$$

$$h = \frac{k_f Nu_f}{D_h} \quad (2.38)$$

où les nombres adimensionnels qui caractérisent l'écoulement sont définis comme suit ;

Le nombre de Reynolds :

$$Re_f = \frac{\rho_f v D_h}{\mu_f} \quad (2.39)$$

Le nombre de Prandtl :

$$Pr_f = \frac{c_f \mu_f}{k_f} \quad (2.40)$$

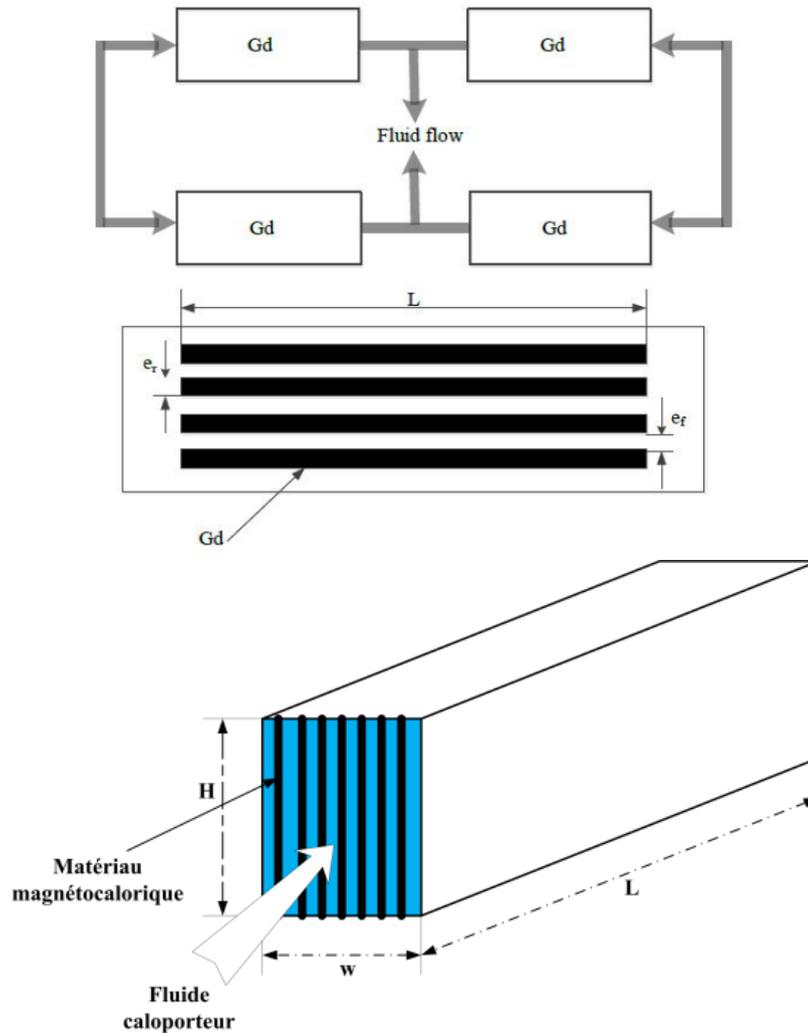


FIGURE 2.8 – Configuration des régénérateur de réfrigérateur

2.3.6 Méthode numérique

La discrétisation de systèmes d'équations se fait par la méthode des différences finies en utilisant le schéma implicite. Le développement limité de Taylor d'une fonction $F(y)$ est donné par l'expression :

$$F(y) = F(y_0) + \frac{\Delta y}{1!} \frac{\partial F(y_0)}{\partial y} + \frac{(\Delta y)^2}{2!} \frac{\partial^2 F(y_0)}{\partial y^2} + \dots + \frac{(\Delta y)^n}{n!} \frac{\partial^n F(y_0)}{\partial y^n} + (\Delta y)^n \varepsilon(\Delta y) \quad (2.41)$$

$$\lim_{y \rightarrow y_0} \varepsilon(\Delta y) = 0 \quad (2.42)$$

Soulignons les discrétisations spatiales de la fonction $F(y)$ de premier et deuxième ordre, qui sont données respectivement par

$$\left(\frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \right)_i^{j+1} = \frac{F_{i-1}^{j+1} - 2F_i^{j+1} + F_{i+1}^{j+1}}{(\Delta y)^2} + (\Delta y)^2 \varepsilon(\Delta y) \quad (2.43)$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial y} \right)_i^{j+1} = \frac{F_i^{j+1} - F_{i-1}^{j+1}}{\Delta y} + \Delta y \varepsilon(\Delta y) \quad (2.44)$$

La discrétisation temporelle peut s'écrire, selon le schéma implicite comme suit :

$$\left(\frac{\partial F}{\partial t} \right)_i^{j+1} = \frac{F_i^{j+1} - F_i^j}{\Delta t} + \Delta t \varepsilon(\Delta t) \quad (2.45)$$

Basé sur la méthode implicite des différences finies, le système d'équations d'énergie, Eq.(2.24) peut être discrétisé et exprimé comme suit :

– Pour le fluide l'équation d'énergie discrétisée s'écrit ainsi

$$a_i T_i^{m+1} - a_{i-1} T_{i-1}^{m+1} - a_{i+1} T_{i+1}^{m+1} - c_i \theta_i^{m+1} = T_i^m + e_i \quad (2.46)$$

où, m et i représentent l'indice de la discrétisation temporelle et spatiale respectivement ;

$m = 0, 1, 2, \dots, N_t$ et $i = 0, 1, 2, \dots, N_x - 1$

avec,

$$a_i = 1 + a_{i-1} + a_{i+1} + c_i = 1 + \left(\frac{k_f \Delta t}{\rho_f c_f \Delta x^2} \mp v \frac{\Delta t}{\Delta x} \right) + \frac{k_f \Delta t}{\rho_f c_f \Delta x^2} + \frac{h A \Delta t}{\varepsilon \rho_f c_f V} \quad (2.47)$$

$$e_i = \frac{\lambda \dot{m}_f^3 \Delta t}{2 \rho_f^3 A_f^3 D_h c_f} \quad (2.48)$$

– Pour le solide l'équation d'énergie discrétisée s'écrit ainsi

$$b_i \theta_i^{m+1} - b_{i-1} \theta_{i-1}^{m+1} - b_{i+1} \theta_{i+1}^{m+1} - d_i T_i^{m+1} = \theta_i^m \quad (2.49)$$

où, également m et i représentent l'indice de la discrétisation temporelle et spatiale respectivement ;

$m = 0, 1, 2, \dots, N_t$ et $i = N_x + 2, N_x + 3, \dots, 2N_x - 1$

avec,

$$b_i = 1 + b_{i-1} + b_{i+1} + d_i = 1 + \frac{k_r \Delta t}{\rho_r c_r \Delta x^2} + \frac{k_r \Delta t}{\rho_r c_r \Delta x^2} + \frac{h A \Delta t}{(1 - \varepsilon) \rho_r c_r V} \quad (2.50)$$

$$d_i = \frac{h A \Delta t}{(1 - \varepsilon) \rho_r c_r V} \quad (2.51)$$

2.3.7 Conditions initiales et aux limites

A l'instant initial, les températures de fluide et solide sont supposées être égales à celle de la température ambiante T_0 ; ainsi on a

$$\begin{cases} T(x, t = 0) = T_0 \\ \theta(x, t = 0) = T_0 \end{cases} \quad (2.52)$$

Les processus de désaimantation et d'aimantation adiabatiques sont supposés se produire instantanément, respectivement, aux instants 2τ et τ pour chaque cycle (où, τ est le temps d'une période de refroidissement ou de réchauffement du fluide). Les conditions suivantes ont été ainsi adoptées le long du lit régénérateur $0 \leq x \leq L$:

$$\begin{cases} \theta(x, \tau)_{cy} = \theta(x, \tau)_{cy-1} + EMC \\ \theta(x, 2\tau)_{cy} = \theta(x, 2\tau)_{cy-1} - EMC \end{cases} \quad (2.53)$$

où, les indices cy et $cy - 1$ représentent le cycle actuel et le cycle précédent respectivement.

Durant la période de refroidissement du fluide (i.e. $0 < t < \tau$), juste après la désaimantation, la température du fluide à l'entrée du régénérateur (i.e. $x = 0$) est égale à la température de la source chaude :

$$T(x = 0, t) = T_H \quad (2.54)$$

Alors que pendant la période de réchauffement du fluide (i.e. $\tau < t < 2\tau$), juste après l'aimantation, le fluide s'écoulant dans la direction opposée, sa température à l'entrée du régénérateur (i.e. $x = L$) est égale à celle de la source froide :

$$T(x = L, t) = T_C \quad (2.55)$$

Pour les températures du solide, les conditions adiabatiques ont été considérées :

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=0} = \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=L} = 0 \quad (2.56)$$

Les quatre processus, la désaimantation adiabatique, le refroidissement du fluide, l'aimantation adiabatique et le réchauffement de fluide sont répétées pendant plusieurs cycles et ce jusqu'à ce que le régime permanent est atteint ; à savoir,

$$\left| (\bar{T}_C)_{cy} - (\bar{T}_C)_{cy-1} \right| \leq \varepsilon \quad (2.57)$$

où, \bar{T}_C désigne la température moyenne du fluide caloporteur à la sortie de la source froide, qui peut être calculée par la relation :

$$\bar{T}_C = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} T(x = L, t) dt \quad (2.58)$$

Une fois le régime stationnaire atteint les performances thermodynamiques du cycle peuvent être calculées. Les paramètres de performance sont donnés par la puissance frigorifique et le coefficient de performance exprimés respectivement par les relations suivantes :

$$q_C = \dot{m}_f c_f (T_C - \bar{T}_C) \quad (2.59)$$

$$COP = \frac{q_C}{\dot{W}_m + \dot{W}_P} \quad (2.60)$$

Compte tenu de la conception et du régime de fonctionnement du démonstrateur présenté sur la figure (2.8), lorsque la première partie du régénérateur est magnétisée, la deuxième partie est démagnétisée ce qui permet de compenser et réduire les forces magnétiques dans le système de réfrigération magnétique, où chaque régénérateur est divisée en deux parties séparées.

Cette nouvelle conception diminue largement les forces magnétiques. Selon les calculs, plus de 90% de l'énergie absorbée au cours de magnétisation et démagnétisation peut être compensée. Les calculs ont été confirmés par la mesure des forces exercées directement sur le démonstrateur comme le montre la figure(2.9), [68]. Le travail magnétique est décrit par la relation suivante :

$$W_m = \int \vec{F} \cdot d\vec{l} \quad (2.61)$$

Le travail magnétique a été estimé sur la base des données présentées par Balli et al.2011,[69].

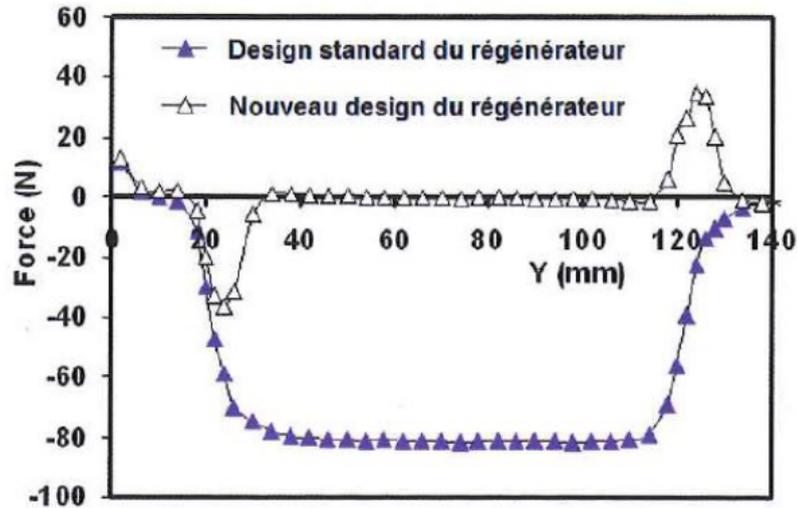


FIGURE 2.9 – Évolution des forces magnétiques suivant la conception des régénérateurs (Balli et al. 2012)

2.3.8 Méthode de résolution

La résolution des équation de bilan est basée suivant l'algorithme présenté dans la figure (??). Un programme informatique a été développé à base de Fortran pour résoudre les équations de discrétisation en utilisant l'algorithme de Thomas TDMA (The Tridiagonal Matrix Algorithm) [70, 71].

2.4 Analyse exergetique d'un cycle de réfrigération magnétique active

Une autre manière d'effectuer l'analyse thermodynamique d'un cycle de réfrigération est le concept de l'analyse exergetique. Il convient de rappeler les différents relations et paramètres. Dans cette section on va définir l'exergie et le rendement exergetique d'un cycle AMR, montrant ainsi la perte de qualité que peut subir l'énergie. Ceci se produit inévitablement lors de toute transformation réelle, c'est-à-dire irréversible. Par le calcul de rendements exergetiques, cette étape montre, entre autres, le gaspillage d'énergie de qualité qui se produit quand on utilise le cycle AMR.

2.4.1 L'exergie

L'exergie est le travail maximum qui peut être extrait d'un système lorsqu'il se met à l'équilibre thermodynamique avec son entourage. L'exergie est donnée par la relation suivante :

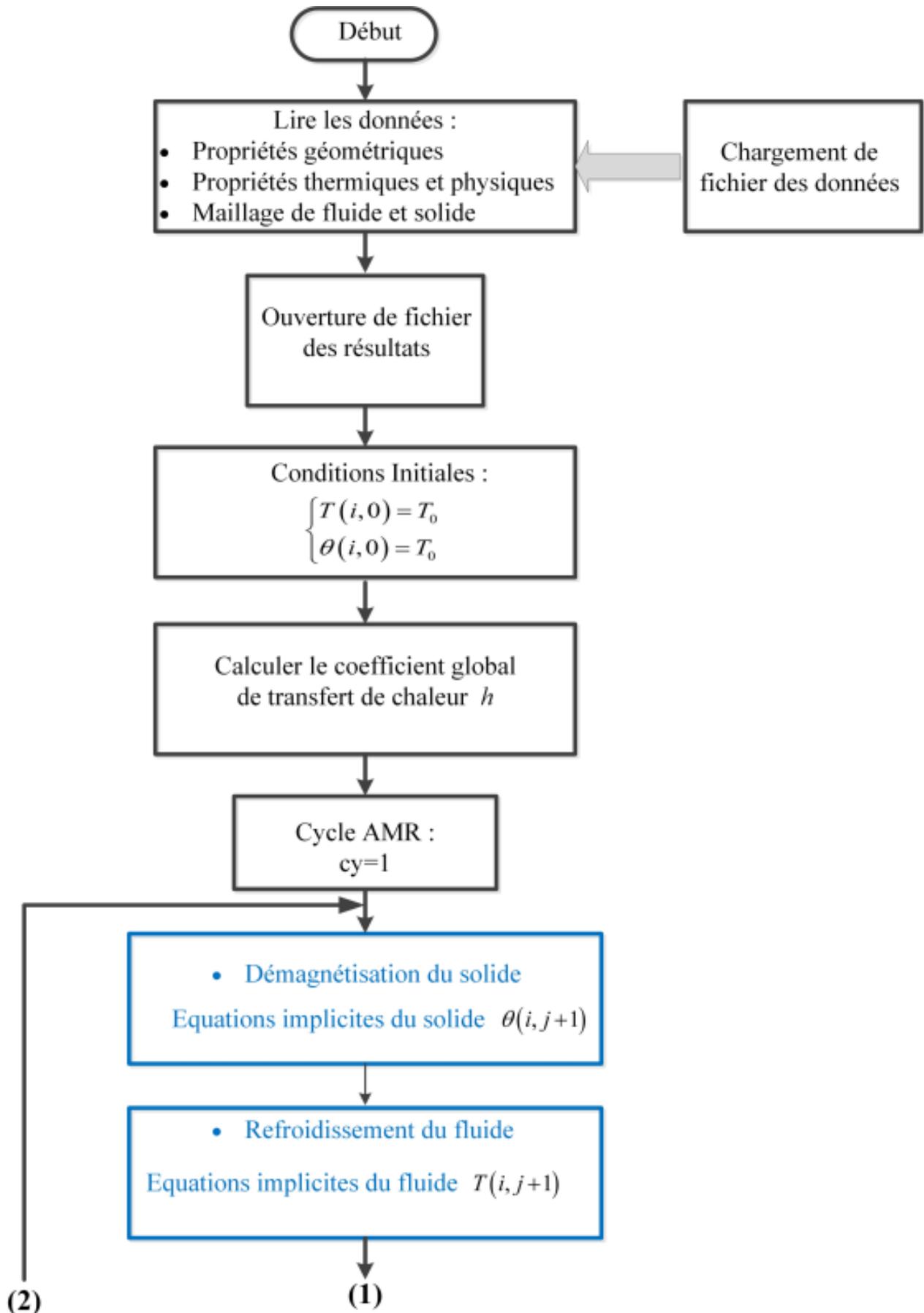
$$\dot{E}x = q_C \left(\frac{T_H}{T_C} - 1 \right) \quad (2.62)$$

où, q_C est la puissance frigorifique de cycle de réfrigération opérant entre les températures des sources chaudes T_H et froide T_C

2.4.2 Rendement exergetique

Le rendement exergetique représente le rapport entre l'énergie effectivement produite et à celle utilisable par le système. Le rendement exergetique d'un réfrigérateur peut s'écrire ainsi comme suit :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x}{\dot{W}} = COP \left(\frac{T_H}{T_C} - 1 \right) \quad (2.63)$$



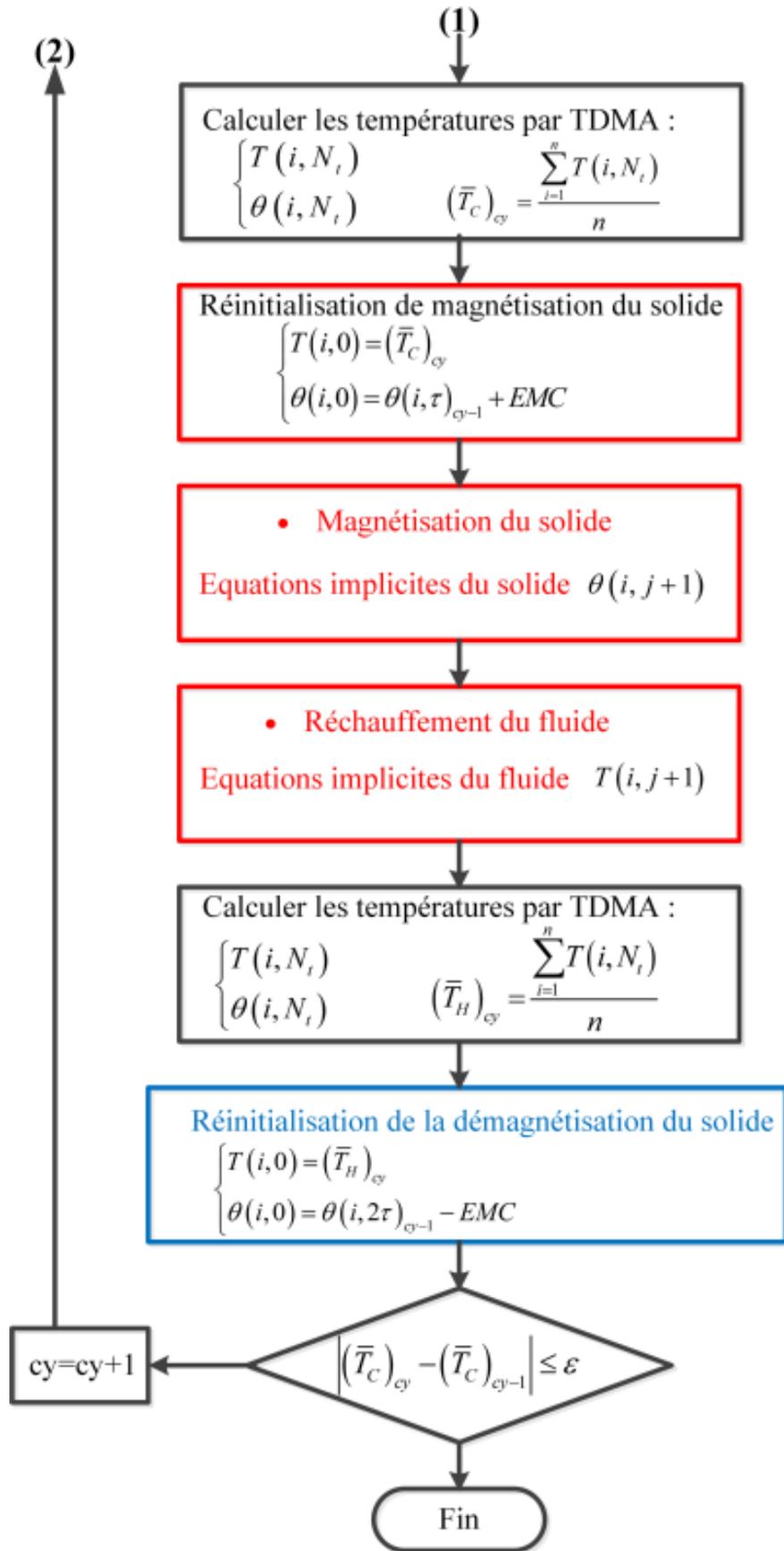


FIGURE 2.10 – Algorithme de résolution numérique

Chapitre 3

Techniques expérimentales

3.1 Systèmes de réfrigération magnétique

Les systèmes de RM peuvent être classés comme suit :

Selon la position de les aimants et les régénérateurs

1. Systèmes de RM Linéaire : dans ces systèmes les aimants ou les régénérateurs sont entraînés par un moteur linéaire afin d'assurer les deux phases de magnétisation et démagnétisation comme le montre la figure (3.1)
2. Systèmes de RM Rotatif : le principe de fonctionnement de ce type de systèmes est similaire à celles des systèmes linéaires c'est-à-dire que le moteur linéaire a été remplacé par un dispositif de rotation.

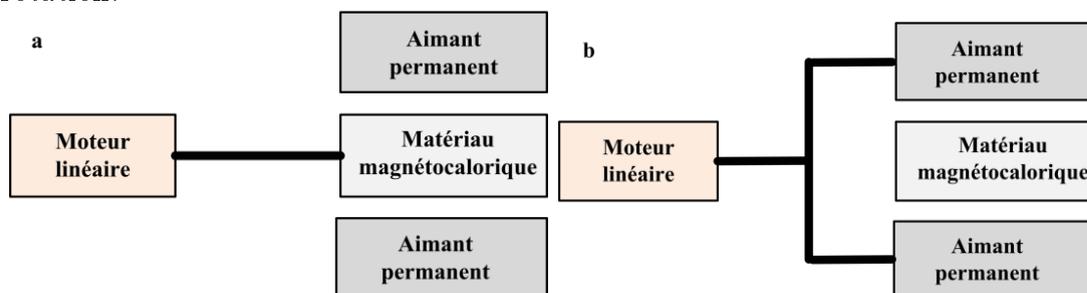


FIGURE 3.1 – Système linéaire et rotatif des réfrigérateurs magnétiques

Selon le raccordement des régénérateurs comme le montre la figure (3.2)

1. régénérateurs en série : ce raccordement permet d'augmenter l'écart de température entre les deux sources de réfrigérateur

2. régénérateurs en parallèle : ce raccordement permet d'augmenter la puissance frigorifique de réfrigérateur

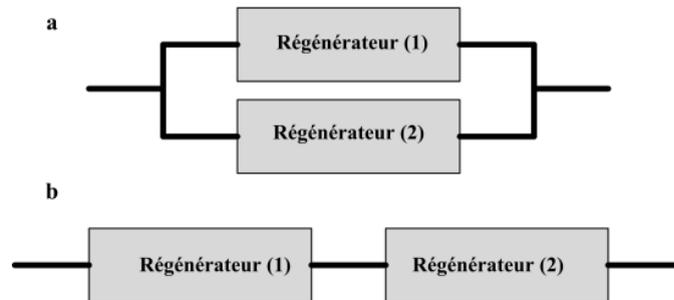


FIGURE 3.2 – Systèmes de branchement des régénérateurs

3.2 État de l'art sur les composés de LaFeSi

Les composés intermétalliques de $LaFe_{13-x}Si_x$ sont connus depuis la fin des années 1960 et leurs propriétés magnétiques ont été initialement caractérisées dans le milieu des années 1980 [10, 72, 73], ces composés présente une structure cubique type $NaZn_{13}$ avec un paramètre cristallin proche de 11.5 pour certains compositions [10]. En 1982, Palstra et al. [72] sont réusis à étudier le comportement magnétique des composés de $La(T_xSi_{1-x})_{13}$ avec T=Fe, Co et Ni.

L'effet magnétocalorique géant dans les composés de $(LaFe_{1-x}Si_x)_{13}$ a été découvert par Hu et son équipe [10] en 2001, ils ont observés une fort variation d'entropie magnétique environ de $-20J/kgK$ à température de Curie $208K$ sous un champ magnétique varie de 0 à $5T$ pour $LaFe_{11.4}Si_{1.6}$. Ils ont montrés aussi que l'augmentation de la température de Curie est accompagnée par une forte diminution de l'effet magnétocalorique et cela dû par augmentation de la concentration de silicium. Les composés de type $LaFe_{13-x}Si_x$ présentent un effet magnétocalorique géant en basse température [74], ce qui empêche leur application pour la réfrigération magnétique au voisinage de la température ambiante. Pour maximiser l'effet magnétocalorique et rapprocher autour de la température ambiante, divers procédés ont été utilisés, soient par la substitution partielle du lanthane par d'autres métaux de terres rares, puis par l'insertion du fer par le cobalt ou par l'insertion d'éléments interstitiels. L'hydruration des composés de $(LaFe_{1-x}Si_x)_{13}$ a été réalisé par Fujieda [Fujieda et al.2001] en 2001 sur $La(Fe_{0.88}Si_{0.12})_{13}H_{1.0}$ et par Chen et son équipe en 2003 Chen et al.2003, [74] sur $LaFe_{11.5}Si_{1.5}Hy$ ($y=0.3, 0.6, 0.9, 1.3, 1.5$ et 1.8), les résultats publiés par Chen montre que l'augmentation progressive de la concentration de l'hydrogène est accompagnée par l'augmentation de point de Curie sans infecter les propriétés magnétocaloriques. Puis en suite une série de travaux ont été rapportés par Fujita et al [Fujita et al.2002, Fujieda et al.2001 [75], Fujieda et al.2004 [76],

Chen et al.2002 [77]et Balli en 2007 [78] les résultats obtenus sont promoteurs. Ainsi, la nitruration a été réalisée pour la première fois par Liu en 1995 [79] sur $LaFe_{13-x}Al_xN_y$ tel que la température de transition et le volume de la maile augmente avec l'insertion de l'azote. Récemment, plusieurs travaux ont été publié sur la nitruration des composés de $(LaFe_{1-x}Si_x)_{13}$ et l'insertion de cobalt dans les composé de $(LaFe_{1-x}Si_x)_{13}$

3.3 Étude métallographique, préparation des matériaux magnétocaloriques



FIGURE 3.3 – Dispositif de l'enrobage



FIGURE 3.4 – Les échantillons magnétocaloriques après l'enrobage

Les essais expérimentaux de microstructures ont été effectués au sein des laboratoires de Matériaux de l'Institut de génie thermique de Haute École d'Ingénieur de suisse Occidentale sous la direction du professeur Jacque Forchelet.

Pour analyser la microstructure d'une mcm, il est très important de les préparer d'une manière



FIGURE 3.5 – Appareil de polissage



FIGURE 3.6 – Microscope utilisé pour visualiser les échantillons après l'attaque par des réactifs chimiques

rigoureuse afin d'obtenir une qualité optimale de l'état de surface, suivant les étapes (voir les figures ; 3.3, 3.4, 3.5 et 3.6) :

- Enrobage à chaud par une machine qui sert à compresser la résine en poudre.
- Pré-polissage des échantillons mcm doit être effectué par des papier abrasifs au SiC de 75,46,26,14,7 et $4\mu m$.
- Polissage des échantillons mcm sur une toile de diamètre ($3\mu m$) lubrifiée à l'alcool.
- Rincer les échantillons mcm à l'eau, puis passer 30 secondes aux ultra-sons.
- Ré-polissage des échantillons mcm avec l'addition du solution d'alumine à ($0.3\mu m$).

Les échantillons ont subis plusieurs attaques différentes afin de trouver la meilleurs image de l'échantillon comme mentionnée dans le tableau 3.1.

TABLE 3.1 – La liste des réactifs utilisés

Désignation	Mode d'emploi
Réactif N°1	25 ml peroxyde d'hydrogène (H_2O_2) + 75 ml acide acétique(CH_3COOH).
Réactif N°2	10 ml acide lactique($C_3H_5O_6$) + 10 ml acide phosphorique pur (H_3PO_4) + 20 ml acide acétique(CH_3COOH) + 30 ml acide nitrique (HNO_3).
Polisseur	20 ml acide lactique($C_3H_5O_6$) + 5 acide phosphorique pur (H_3PO_4) + 10 ml acide acétique(CH_3COOH) + 15 ml acide nitrique (HNO_3) + 1 ml acide sulfurique(H_2SO_4)

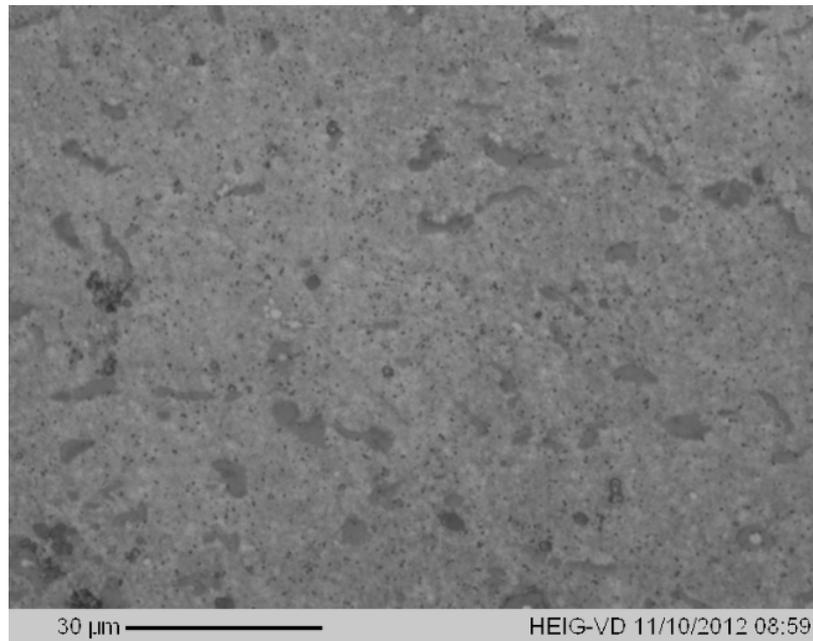


FIGURE 3.7 – Etat de la surface du Gd après l'attaque par des réactifs chimiques

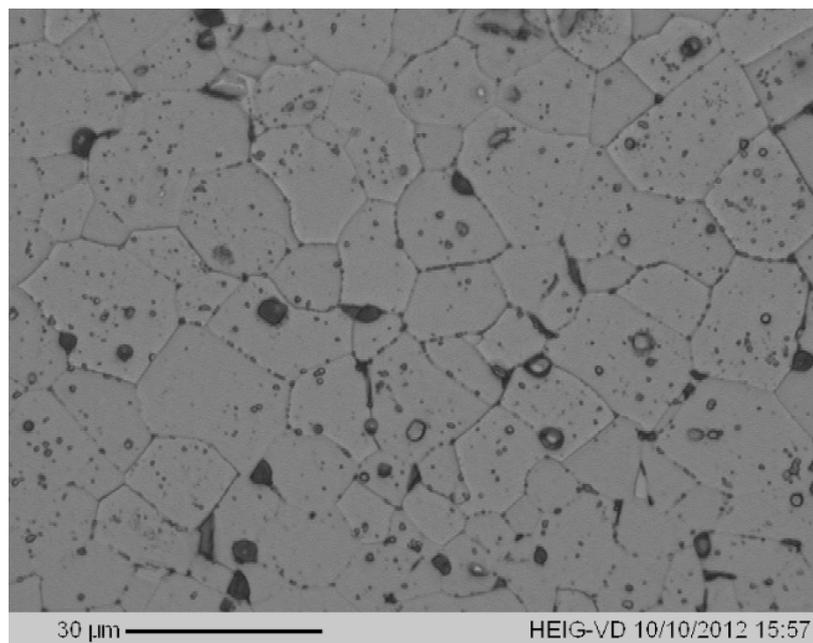


FIGURE 3.8 – Etat de la surface du LaFeCoSi après l'attaque par des réactifs chimiques

3.4 Mesure de la chaleur spécifique



FIGURE 3.9 – micro DSC : Dispositif de mesure de la chaleur spécifique

La chaleur spécifique est une grandeur caractéristique d'une substance. Elle définit la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de cette substance à pression constante. C'est par conséquent une grandeur importante pour le calcul des procédés thermiques dans l'industrie énergétique. L'appareil Micro DSC Calorimétrie différentielle à balayage (Differential Scanning Calorimetry) nous à permet de déterminer rapidement et simplement la chaleur spécifique en fonction de la température pour une substance donnée.

Description de Micro DSC (Differential Scanning Calorimetry)

Le micro DSC figure 3.9 est un dispositif qui permet de mesurer la chaleur spécifique du matériau magnétocalorique et le fluide caloporteur. La particularité de cet appareil réside en sa sensibilité très élevée et sa large gamme de température. Le bloc calorimétrique de micro DSC est constitué d'une double enceinte en aluminium au sein de laquelle deux cavités cylindriques sont usinées pour recevoir les cellules expérimentales, la cellule de mesure reçoit l'échantillon et la cellule de référence contient un témoin inerte pour compenser l'effet thermique lié à l'échauffement. La régulation thermique de ce bloc est assurée et contrôlée de façon précise par un double étage de thermo éléments

à effet Peltier. Cette nouvelle construction sans liquide thermostatique assure cependant une homogénéité et une stabilité parfaites de la température dans le bloc ; elle permet aussi d'accéder à des températures plus basses. Un capteur flux métrique présente une sensibilité très élevée. Ceci entourent les cellules expérimentales afin d'assurer des températures identiques dans les cellules du bloc. Le tableau 3.2 montre les caractéristique techniques de l'appareil.

TABLE 3.2 – Caractéristique de Micro DSC

Gamme de température ($^{\circ}\text{C}$)	-45/120
Volume des cellules (μl)	850
Bruit (B)	0.17

3.5 Étude de l'effet magnétocalorique

3.5.1 Mesure de l'effet magnétocalorique

La Figure(3.10) montre le banc d'essais utilisé pour effectuer les mesures de l'effet magnétocalorique d'un matériau magnétique donnée. Son principe de fonctionnement consiste à engendrer un mouvement linéaire périodique du matériau magnétocalorique sous un champ magnétique pour ainsi provoquer l'aimantation et la désaimantation du matériau. Un système d'acquisition de données permet d'enregistrer d'une façon automatique les valeurs de température mesurées par les thermocouples. Un programme informatique a été développé afin d'effectuer le traitement des données expérimentales permettant d'obtenir le profil de l'effet magnétocalorique. A titre d'exemple la figure(3.11) montre le graphique fourni par le banc d'essais, la variation de l'effet magnétocalorique en fonction de temps. Avec la méthode de dépouillement des points de l'effet magnétocalorique, où ΔT_1 et ΔT_2 représentent la phase de magnétisation et la phase de démagnétisation respectivement, on obtient le profil de l'effet magnétocalorique du matériau magnétique Gd illustré sur la figure (3.12).

Le tableau 3.3, montre les mesures directes de l'effet magnéto calorique pour certaine matériaux magnétocalorique

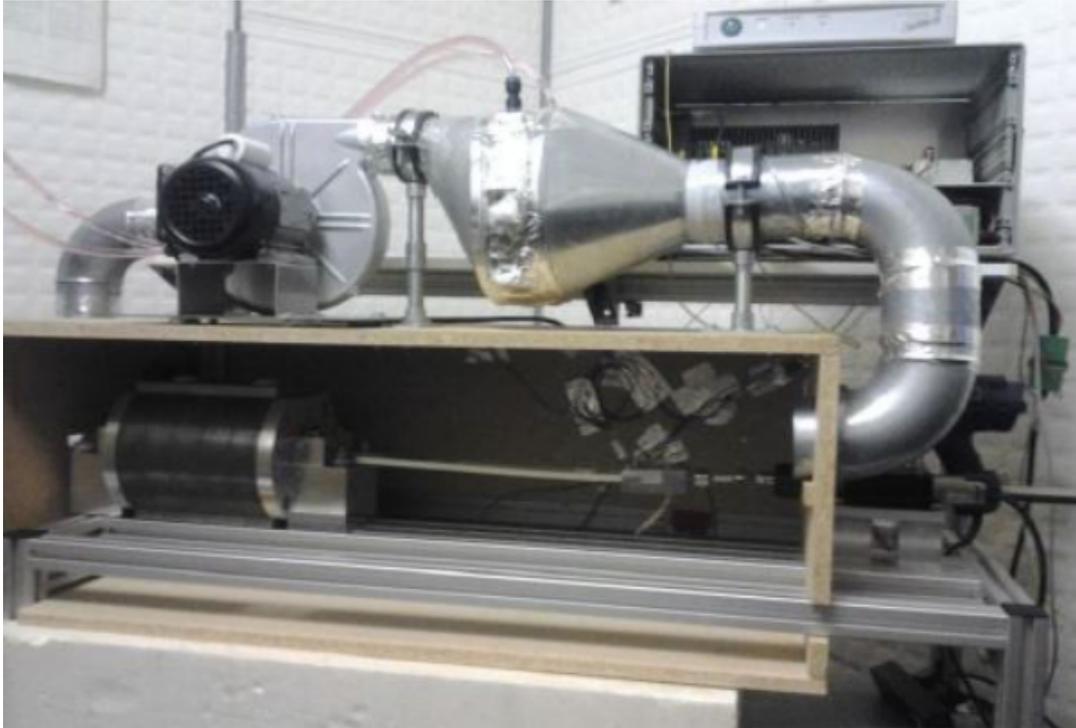


FIGURE 3.10 – Banc d’essais pour mesurer l’effet magnéto-calorique, développé au sein de HES.SO

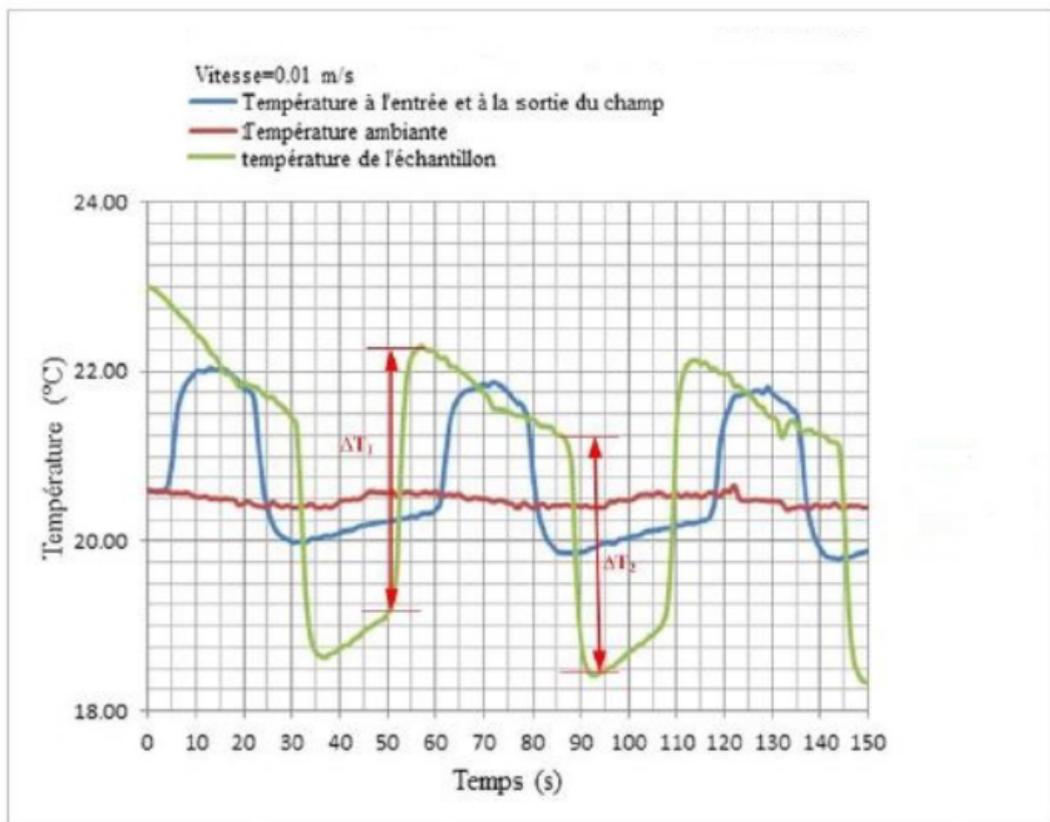


FIGURE 3.11 – Variation de l’effet magnéto-calorique en fonction de temps

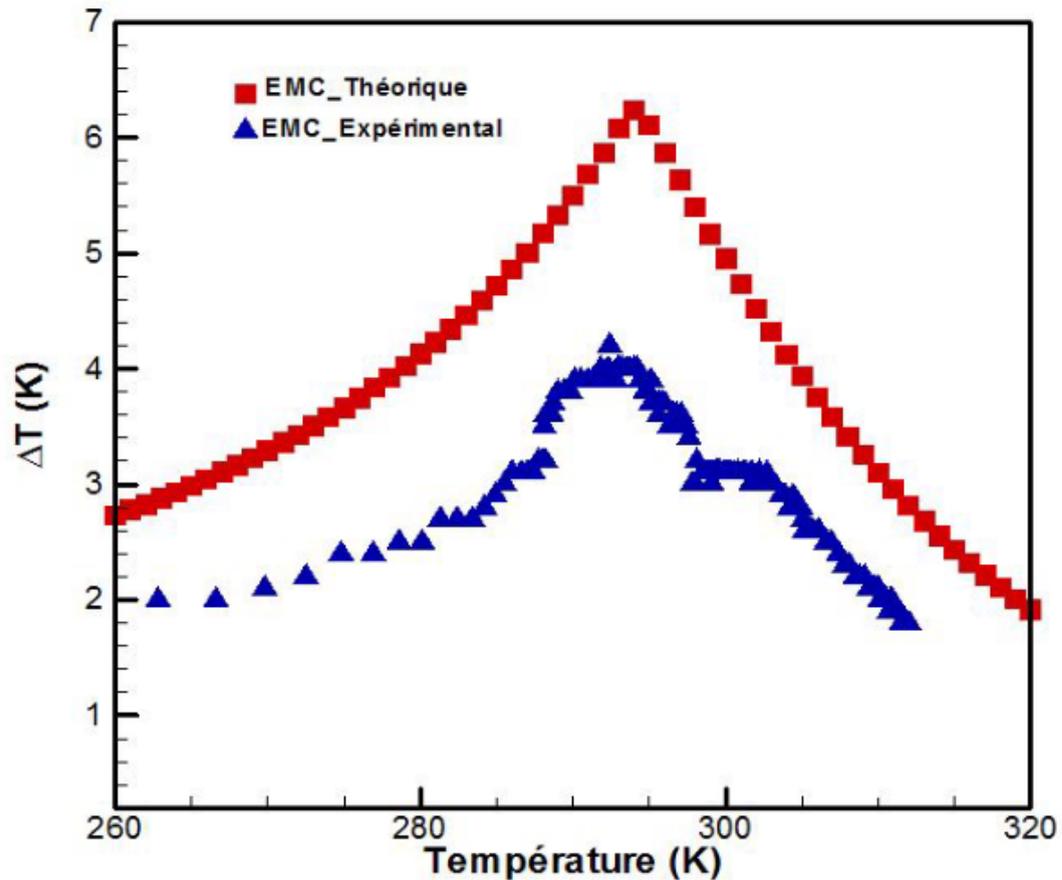


FIGURE 3.12 – Évolution de l'effet magnétocalorique en fonction de la température pour le Gd sous le champ magnétique de 2T : comparaison entre valeurs mesurées et calculées par MFT

3.6 Étude de réfrigérateur multicouche

Cette partie des essais est réservée pour analyser les grandeurs et les différents paramètres opérationnels du démonstrateur Cristal-1 dans le cas d'un régénérateur multicouches à base de LaFeCoSi pour différents point de Curie

3.6.1 Montage expérimental

La figure (3.13), montre le schéma dispositif AMR. Le dispositif expérimental est constitué de deux régénérateurs avec des plaques LaFeCoSi, deux échangeurs de chaleur et les deux sources magnétiques permanents produisant environ 1.45T. Le régénérateur est divisée en deux parties séparées, chaque partie contient 32 plaques planes LaFeCoSi ayant 1mm d'épaisseur, 8mm de large

TABLE 3.3 – État de l’art sur les méthodes direct de mesures de l’effet magnétocalorique

Référence	Matériau magnéto-calorique	Gamme des températures	Champ magnétique	T_C	ΔT_{ad}
	–	K	T	K	K
Paulo et al.2012 [80]	Gd	283 – 303	1.65	293	4.3
Balli et al.2010 [81]	LaFe ₁₁ Co _{0.9} Si _{1.1}	270 – 300	1.48	294	1.5
	LaFe _{11.2} Co _{0.7} Si _{1.1} C _{0.1}	270 – 310	1.48	290	1.5
	LaFe _{11.2} Co _{0.7} Si _{1.1} C _{0.3}	290 – 330	1.48	310	1.2
Rosca et al.2010 [82]	Gd	200 – 320	1 – 2	294	2 – 3.6
Balli et al. 2009 [83]	LaFe ₁₁ Co _{0.9} Si _{1.1}	280 – 310	1.96	294	2.0
	LaFe _{11.1} Co _{0.8} Si _{1.1}	275 – 295	1.96	282	1.8
Huang et al.2005 [84]	Gd	240 – 330	1.3	293	3.5
	Gd ₅ Si ₂ Ge ₂	235 – 295	1.3	262	2.2
	Gd ₅ Si _{3.2} Ge _{0.8}	260 – 335	1.3	320	2.6
	Gd ₅ Si ₄	280 – 335	1.3	332	2.9
Fujita et al.2005 [85]	La(Fe _{0.89} Si _{0.11}) ₁₃	180 – 330	2.00	195	7.5

et 80mm de longueur, ce qui correspond à environ 716.76g de composés de LaFeCoSi dans le démonstrateur. Les paramètres caractéristiques de la machine sont donnés dans le tableau 3.4.

TABLE 3.4 – Caractéristique de la machine

Masse du matériau (g)	716.76
Masse de fluide (g)	45.6
Fluide caloporteur	Eau+ Noxal
Matériau magnétique	La(Fe,Co)Si
Source de champs	Aimant permanent (NdFeB)
Champ magnétique (T)	1.45

Le cycle AMR est constitué de quatre processus, à savoir, la magnétisation / démagnétisation des mesures, par application et suppression d’un champ magnétique, ainsi que des coups à froid et à chaud (par exemple de refroidissement et de chauffage du fluide circulant) Compte tenu de la

conception et du régime de fonctionnement du démonstrateur présenté sur la figure (3.13), lorsque la première partie du régénérateur est magnétisée, la deuxième partie est démagnétisée qui permet de compenser et réduire les forces magnétiques dans le système de réfrigération magnétique, dans lequel chaque régénérateur est divisée en deux parties séparées. Cette nouvelle conception diminue largement les forces magnétiques. Selon les calculs, plus de 90% de l'énergie absorbée au cours de magnétisation et démagnétisation doit être récupéré. Les calculs ont été confirmés par la mesure des forces exercées directement sur la machine. Le principe de fonctionnement et la conception du démonstrateur est décrite en détail par Sari et al. (2014)[5] et Balli et al. (2012) [28]

La figure (3.14) montre clairement, la répartition des plaques de LaFeCoSi suivant l'accroissement



FIGURE 3.13 – Dispositif de réfrigération magnétique construit au sein de HE-SO

des points de transition



FIGURE 3.14 – Répartition des plaques de matériaux magnéto-caloriques dans le régénérateur

Des essais de vérification d'étanchéité des régénérateur ont été effectués, afin de minimiser les pertes en fluide pendant le fonctionnement du réfrigérateur, comme le montre la figure (3.15).

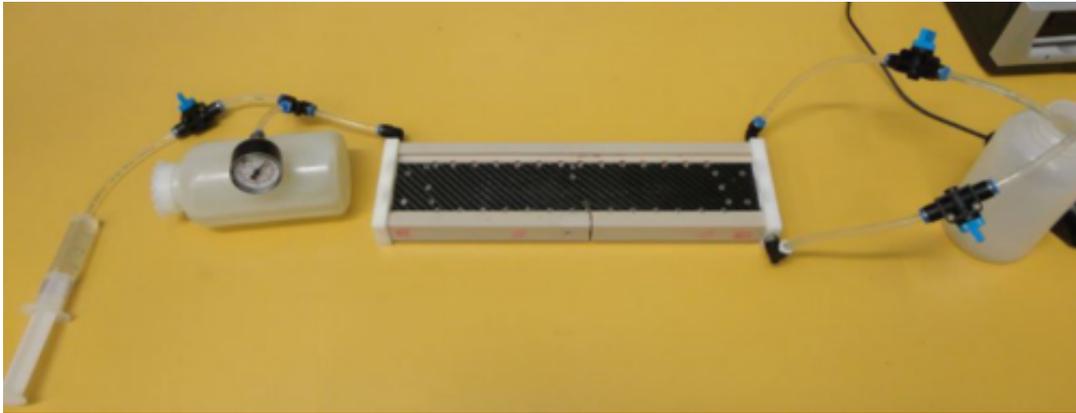


FIGURE 3.15 – Vérification d'étanchéité du régénérateur

Afin d'éviter la corrosion au niveau des plaques constituant le régénérateur, 5% Noxal sous forme de liquide a été ajouté au fluide caloporteur. La figure (3.16) montre les évolutions de la chaleur spécifique de Noxal pur et le Noxal mélangé avec l'eau.

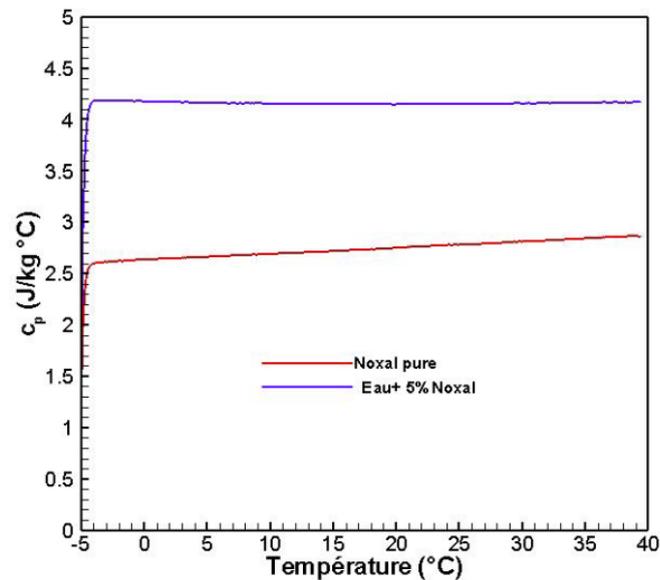


FIGURE 3.16 – Evolution de la chaleur spécifique du Noxal pur et le Noxal mélangé avec l'eau

Chapitre 4

Résultats et discussions

Dans ce chapitre, on présente les résultats des études numériques et expérimentales ayant porté d'une part sur l'analyse thermique du réfrigérateur magnétique active (AMR) opérant autour de la température ambiante, et la faisabilité des régénérateurs magnétiques multicouches d'autre part. D'abord, les grandeurs thermomagnétiques obtenues à l'aide de la théorie du champ moléculaire et comparées avec les mesures expérimentales sont présentées à savoir, les courbes d'évolutions de l'effet magnétocalorique, d'aimantation, et de la chaleur spécifique ont été étudiées en fonction de la température et du champ magnétique appliqué. Puis la validation du modèle numérique proposé a été présenté. Cette étude a fait l'objet de notre première publication [51]. Enfin, l'étude expérimentale de la faisabilité du réfrigérant multicouche a été présentée. Pour ce faire, les alliages LaFeCoSi ont été investigués. Des comparaisons entre le régénérateur multicouche et celui à base de Gd pur sont présentées. Cette dernière étude a fait l'objet de notre deuxième publication [86].

4.1 Propriétés magnétiques des matériaux magnétocaloriques

La théorie du champ moléculaire présente une grande importance pour connaître l'influence des différents paramètres intervenant dans un système de réfrigération magnétique.

La figure 4.1 montre les courbes de l'aimantation en fonction de températures obtenues à différents champs magnétiques pour le Gd où les prédictions numériques sont comparés avec les mesures expérimentales. (Ces mesures ont été fournies par le laboratoire de Grenoble C.N.R.S. [87]). Comme on peut le constater, pour des températures inférieures au point de Curie (294 K), toutes les

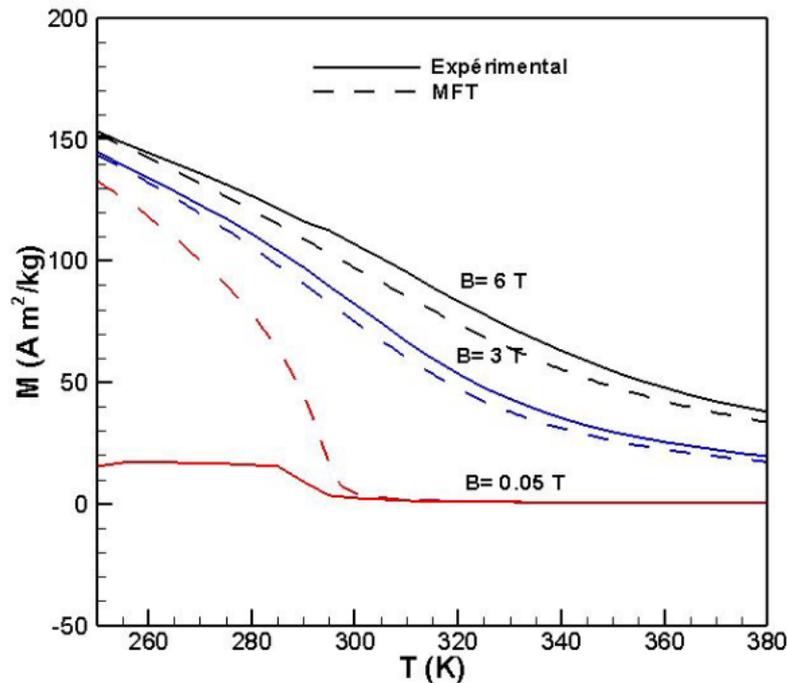


FIGURE 4.1 – Évolution de la magnétisation en fonction de température pour différentes valeurs de champ magnétique

courbes affichent une tendance décroissante qui est particulièrement plus prononcée à champ faible ($B = 0.05T$) et au voisinage de point de Curie. Pour des températures plus élevées (supérieures au point de Curie) les courbes obtenues au champ magnétique ont tendance à se stabiliser autour d'une valeur constante de la magnétisation, connue sous le nom la saturation. Pour le cas à champ faible, notons la discontinuité de la courbe au point de Curie et la valeur proche de zéro de la magnétisation ce que l'on appelle le paramagnétisme. De bonnes concordances ont été notées entre les résultats numériques et expérimentaux sauf au champ faible et pour des températures inférieures au point de Curie on remarque un grand écart entre les résultats. Ceci est dû au fait que la théorie du champ moléculaire est basée sur l'hypothèse de substance à magnétisation isotropique. Par ailleurs dans la pratique la structure des matériaux magnétiques est sous forme de domaines. Ceci peut justifier les écarts notés à faibles champ magnétique, voire même à champ nul.

La figure 4.2, montre l'évolution de magnétisation en fonction du champ magnétique obtenue à différente température. Des comparaisons entre les prédictions de la théorie du champ moléculaire et les mesures expérimentales sont présentés. Comme on peut le constater à faibles champs magnétiques, inférieurs à 1.5 T, de bonnes concordances entre l'expérimental et les prédictions théoriques. Toutefois, pour des champs supérieurs, des écarts proportionnels au champs magnétiques sont appréciables. Ceci est dû l'anisotropie magnétique de la saturation des matériaux. La figure 4.3 montre l'évolution de l'effet magnétocalorique prédites à l'aide de la théorie du champ moléculaire (MFT)

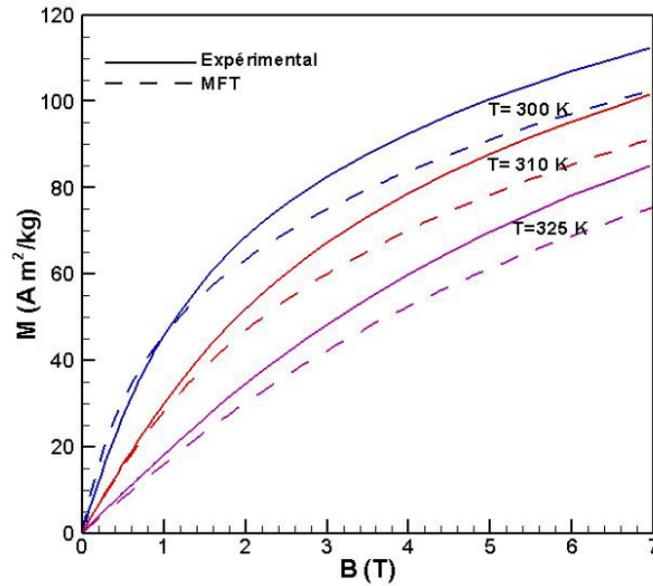


FIGURE 4.2 – Évolution de magnétisation en fonction de champ magnétique pour différentes valeurs de la température

pour le matériau magnétocalorique Gd, en fonction de la température, obtenue à différents champs magnétiques. Ces graphes présentent une transition de phase de l'état ferromagnétique vers l'état

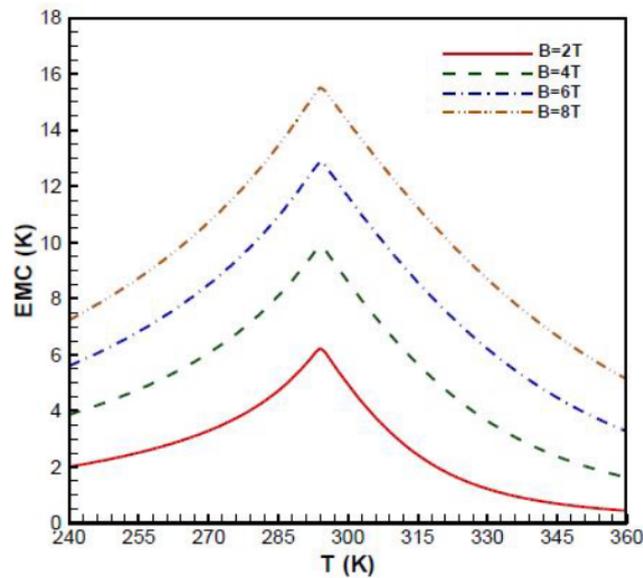


FIGURE 4.3 – Variation de l'effet magnétocalorique en fonction de la température et de champ magnétique

paramagnétique au voisinage du point de Curie $T_C = 294 \text{ K}$, avec une évolution proportionnelle suivant l'accroissement du champ magnétique appliqué. Ainsi, ces résultats théoriques sont en très

bon accord avec les valeurs rapportées dans la littérature, où la variation de la température adiabatique dans les mêmes conditions du champ magnétique prend les mêmes valeurs à $T_C = 294\text{K}$ [38].

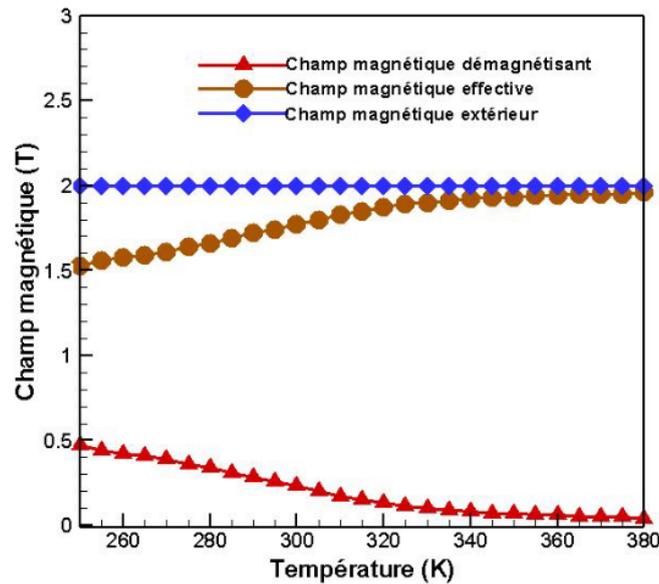


FIGURE 4.4 – Évolution de champ magnétique en fonction de la température de matériau magnéto-calorique

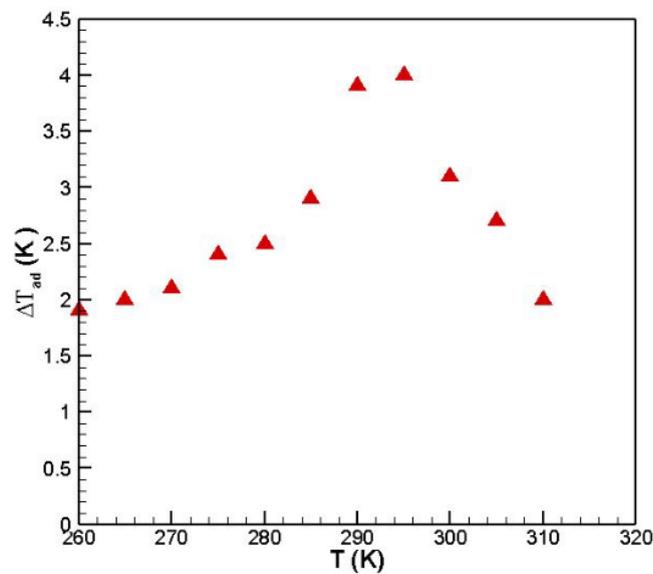


FIGURE 4.5 – Évolution de l'effet magnéto-calorique de Gd en fonction de température sous le champ magnétique 2T

Il convient aussi d'introduire et décrire l'effet de champ démagnétisant. Les matériaux magnéto-caloriques génèrent un champ magnétique démagnétisant lors de mesure de l'effet magnéto-calorique. Pour ce faire, une étude expérimentale a été effectuée afin de quantifier d'une manière précise

cet effet et d'offrir une corrélation pouvant servir dans la simulation numérique des réfrigérateurs magnétiques. Pour cela la relation suivante est considérée :

$$B_{eff} = B_{ext} - B_{demg} \quad (4.1)$$

où, B_{demg} le champ magnétique démagnétisant est donné par l'expression suivante :

$$B_{demg} = N_d \cdot M \quad (4.2)$$

où, B_{eff} représente le champ magnétique effective, M représente l'aimantation du matériau magnétocalorique et N_d représente le facteur démagnétisant [88].

La figure 4.4 montre l'évolution de champ magnétique extérieur, effective et démagnétisant en

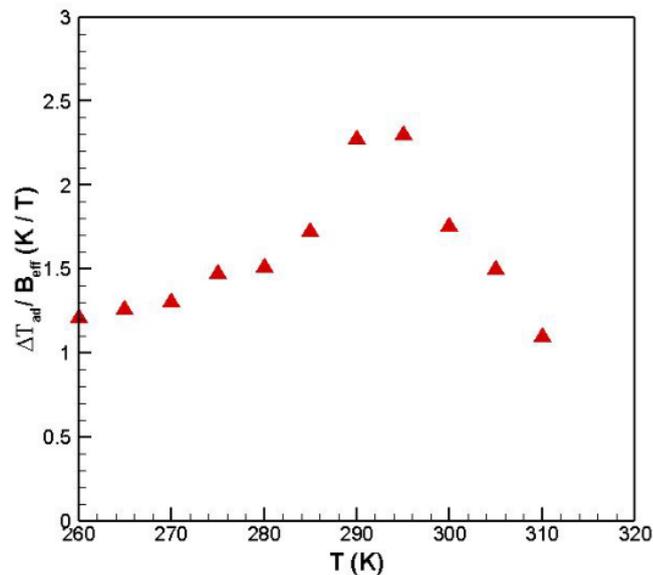


FIGURE 4.6 – Évolution de l'effet magnétocalorique normalisé de Gd en fonction de température

fonction de la température pour le Gd. Il est clair que, le champ magnétique extérieur doit rester constant quelque soit la variation de la température du Gd. Par ailleurs, le champ magnétique démagnétisant, son comportement dépend de l'aimantation. Le champ magnétique effective est une combinaison résultant de la différence entre le champ magnétique externe et le champ magnétique démagnétisant. Comme la magnétisation diminue avec l'augmentation de la température, ainsi le champ effective augmente avec la température.

En réalité, l'effet magnétocalorique mesuré par le banc d'essais sous le champ magnétique extérieur 2T comme le montre la figure 4.5 ne tient pas compte de l'effet du champ magnétique démagnétisant. Par conséquent, l'effet magnétocalorique ne peut être représenté pour un champ magnétique

effectif fixe comme le cas du champ magnétique externe. Pour cela, il convient de tracer l'effet magnétocalorique normalisé pour différentes valeurs de champ magnétique effectif en fonction de température. Ainsi la figure 4.6 montre les résultats pour le Gd.

La figure 4.7 montre l'évolution de la chaleur spécifique prédites à l'aide de la théorie du champ moléculaire (MFT) pour le matériau magnétocalorique Gd en fonction de la température, obtenue à différents champs magnétiques. Aussi, ces graphes illustrent clairement la transition de phase de l'état ferromagnétique vers l'état paramagnétique au voisinage du point de Curie $T_C = 294\text{K}$, avec une évolution proportionnelle suivant l'accroissement du champ magnétique appliqué.

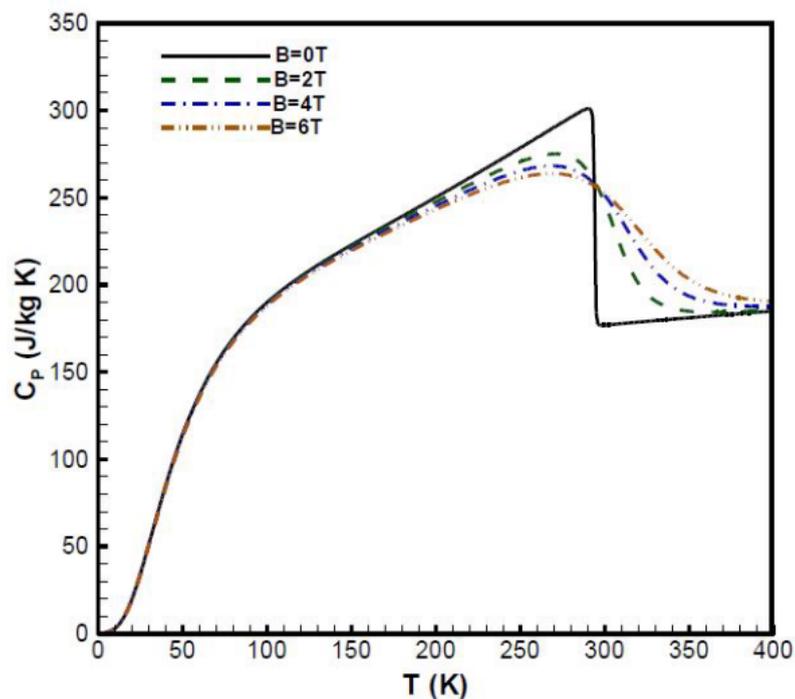


FIGURE 4.7 – Évolution de la chaleur spécifique en fonction de la température, obtenue à différents champs magnétiques

La figure 4.8 montre la courbe de chaleur spécifique du matériau Gd, qui a été mesurée à l'aide de l'appareillage DSC (calorimétrie différentielle à balayage) à champ magnétique nul. Comme on peut le constater, l'échantillon de Gd présente relativement des valeurs plus faibles par rapport à celles fournies par Dan'kov et al. 1998 [89] et des grandes valeurs par rapport à celles fournies par Kim et al. 2011 [58], et ceci peut être attribué à des impuretés pouvant se présenter dans les matériaux.

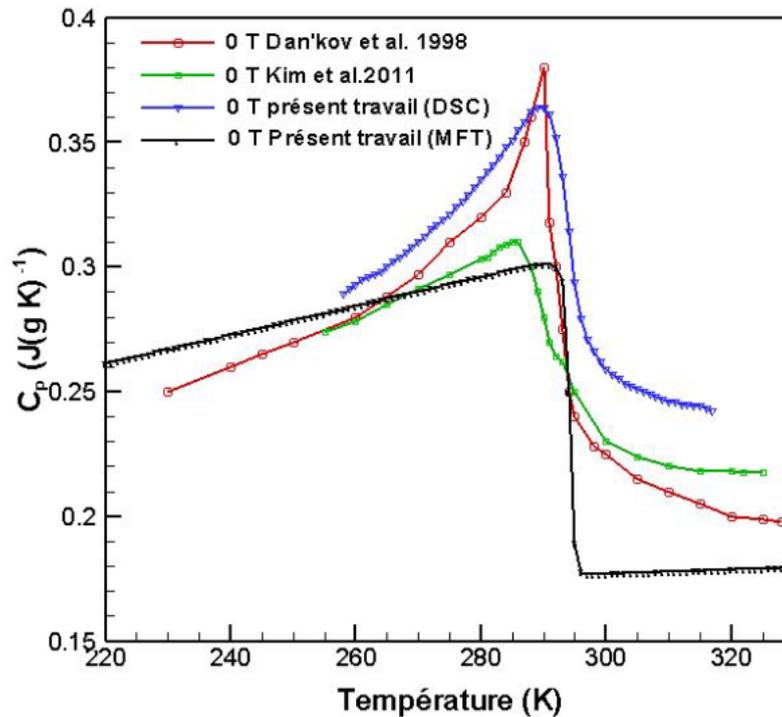


FIGURE 4.8 – Comparaison entre les différentes courbes de chaleur spécifique obtenus par Micro DSC et MFT à champ magnétique nul.

4.2 Étude de validation de code de calcul

La validation du code de calcul s'effectue en deux étapes, d'abord à travers l'étude sur la sensibilité du maillage, ensuite comparaisons avec les résultats fournis par le démonstrateur ainsi que les travaux de littérature.

4.2.1 Étude de dépendance du maillage

IL convient d'abord de souligner que cette étude a été effectuée en considérant le fonctionnement du réfrigérateur sans charge. L'étude de dépendance du maillage est primordiale dans toute investigation numérique. Un choix approprié du maillage ; à savoir, les discrétisations spatiales N_x et temporelles N_t .

Pour cela, un paramètre de performance du cycle a été introduit par l'écart de température moyenne entre le fluide chaud et le fluide froid obtenus respectivement aux réservoirs chaud et froid, connu sous le nom span de température, donné comme suit :

$$\Delta T = T_{avh} - T_{avc} \quad (4.3)$$

Les différentes valeurs du span de température ΔT , ont été obtenues sous les conditions d'opération suivantes : la fréquence du cycle $f = 0.6\text{Hz}$, le champ magnétique $B = 1.5\text{T}$, et la température initiale 20°C .

La figure 4.9 illustre clairement l'effet de l'augmentation de nombre de discrétisation temporelle N_t sur le comportement de l'écart de température entre la source chaude et la source froide en fonction de variation du nombre de discrétisation spatiale N_x . Comme on peut le constater, les courbes prédites présentent une légère variation au premier temps, et puis se stabilisent à partir de $N_x = 450$. Ainsi, le maillage optimal semble être celui ayant $N_t = 800$ et $N_x = 450$.

La figure 4.10 montre, qu'au fur et à mesure des cycles, un gradient de température s'établit

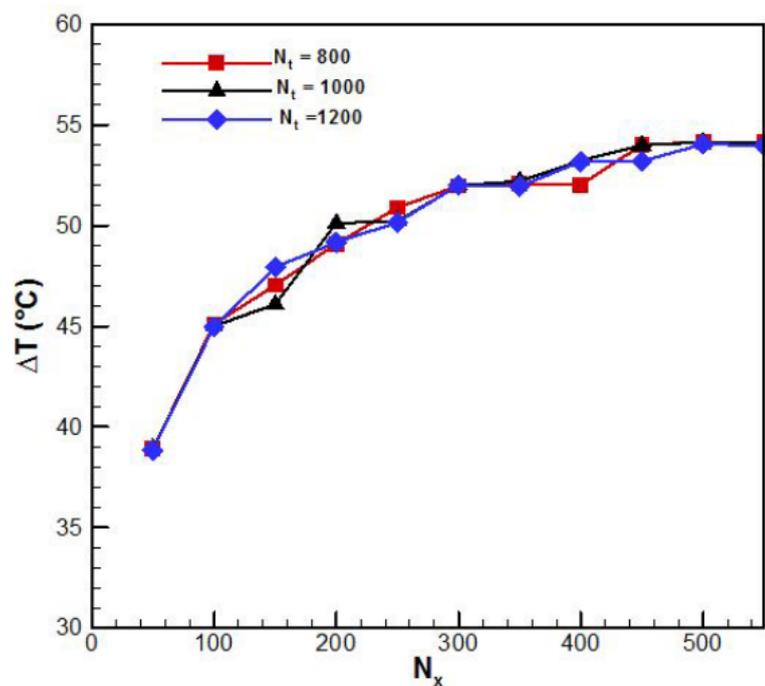


FIGURE 4.9 – Évolution du span de température en fonction du nombre de nœuds

dans le fluide et le solide à cause de transfert de chaleur après le processus de magnétisation et démagnétisation.

4.2.2 Confrontation avec les résultats expérimentaux obtenus par le démonstrateur

La validation du modèle numérique a été étudiée à travers le démonstrateur de réfrigération magnétique développé récemment par (CCS) à l'Université des Sciences Appliquées de Suisse occidentale (HES-SO). L'étude a été effectuée en considérant le fonctionnement du réfrigérateur sans charge.

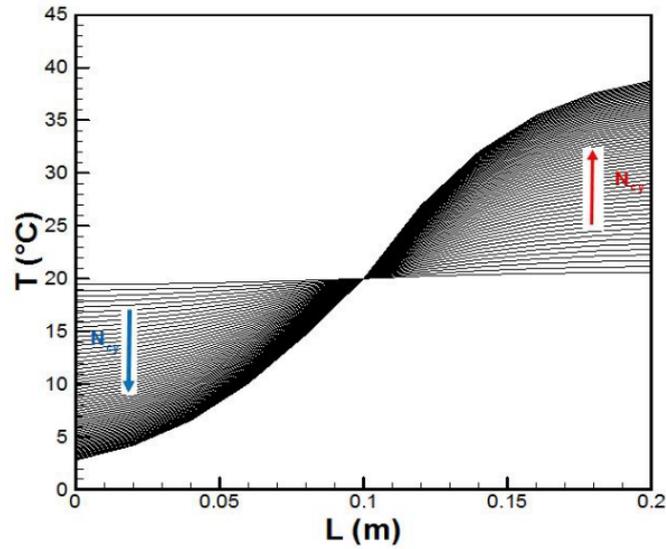


FIGURE 4.10 – Exemple typique de l'évolution de gradient de température dans le fluide à travers l'un des régénérateurs du démonstrateur

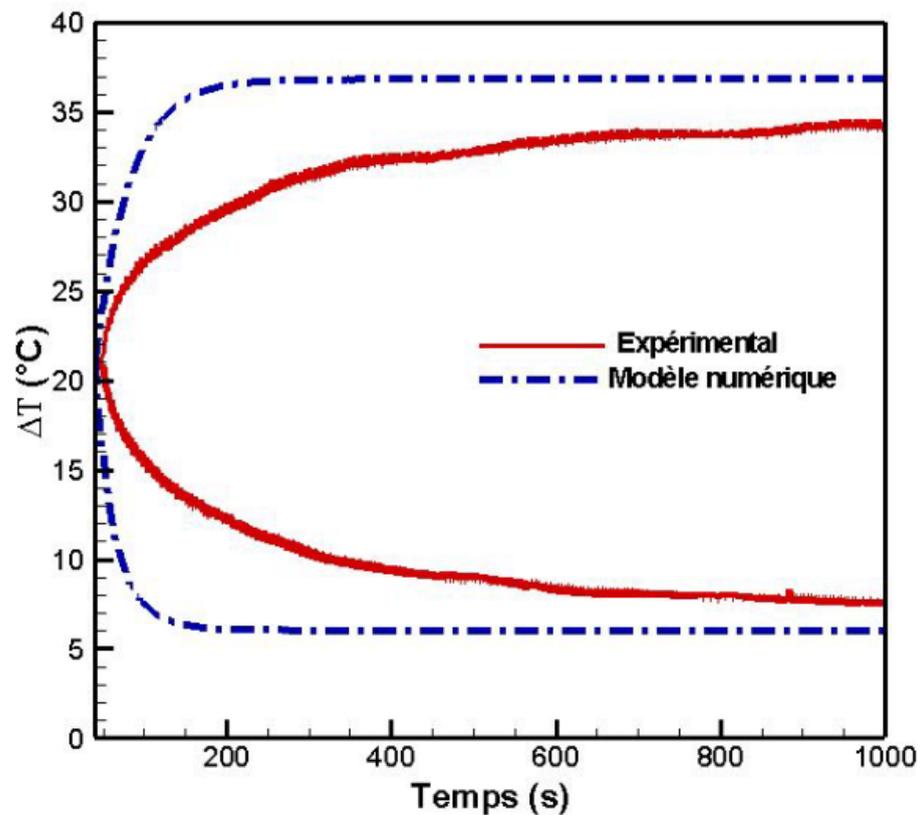


FIGURE 4.11 – Évolution du span de température : Comparaison entre les résultats expérimentaux et prédictions numériques, utilisant Gd comme réfrigérant magnétique.

La figure 4.11 montre les résultats du span de température ; les prédictions numériques et les résultats expérimentaux sont confrontés. En utilisant le gadolinium comme matériau magnéto-calorique pour les deux lits de régénérateur, les résultats ont été obtenus sous les conditions d'opérations

suivantes : la température du réservoir chaud, $T_H = 308\text{K}$, le champ magnétique $B = 1.5\text{T}$, le débit massique du fluide, $\dot{m}_f = 0.025\text{kg/s}$, et la fréquence du cycle, $f = 0.33\text{Hz}$. Il convient de noter que le débit massique varie en fonction de temps comme illustré sur la figure 4.12

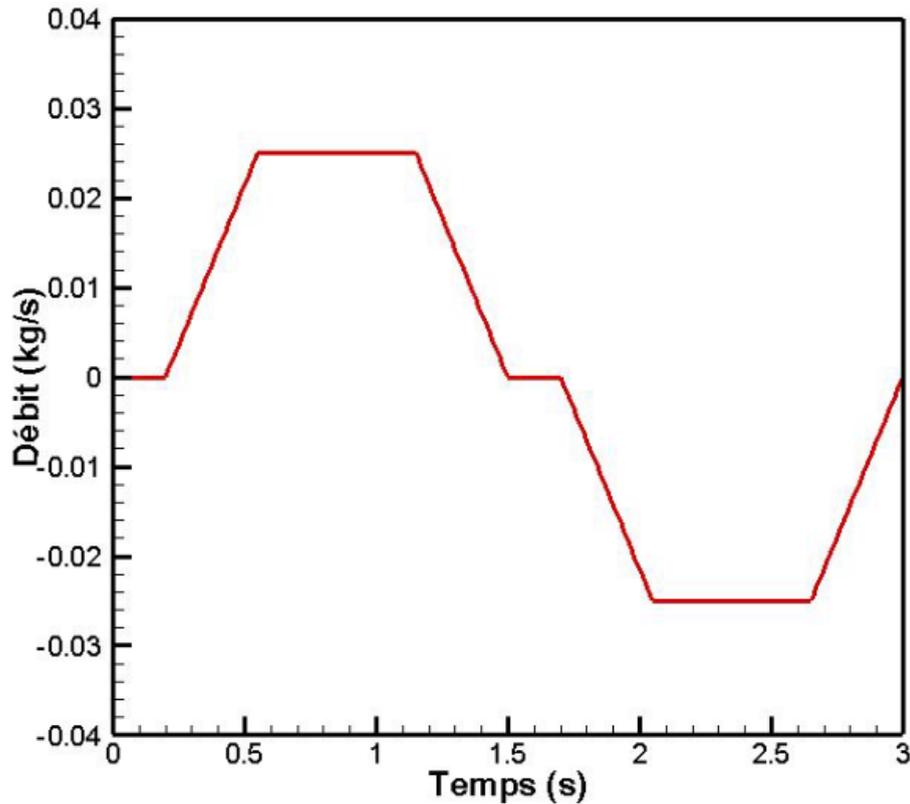


FIGURE 4.12 – Évolution de débit de fluide caloporteur en fonction de temps pour un cycle de démonstrateur

Comme on peut le constater dans la figure 4.11, les courbes de simulation présentent une forte variation au début puis se stabilisent à partir de 150s (i.e. régime permanent). Par contre, dans le cas expérimental, les courbes affichent une légère variation au début puis se stabilisent autour de 650 s. Comme on peut le constater les prédictions numériques sont systématiquement surestimées par rapport aux résultats expérimentaux, particulièrement au début des cycles de simulation. Une fois le régime permanent atteint, des écarts autour de 30% peuvent être notés. Ces écarts peuvent être imputés principalement aux déperditions de chaleur pouvant résulter entre le dispositif de réfrigération et l'environnement.

4.2.3 Confrontation avec les travaux antérieurs

La performance du réfrigérateur magnétique a été étudiée en introduisant la puissance frigorifique q_C donnée par l'Eq.(2.59) et le coefficient de performance COP donné par l'Eq.(2.60). Pour cela, la puissance frigorifique a été obtenue en fonction de l'écart de température ΔT , sous les conditions d'opération suivantes : $T_H = 308\text{K}$ et $T_C = 281\text{K}$, $B = 1.5\text{T}$, et $f = 0.33\text{Hz}$. La figure 4.13a montre les résultats. La puissance frigorifique a montré un comportement linéaire décroissant en fonction de l'écart de températures ΔT . Du point de vue thermodynamique, ce comportement est tout à fait raisonnable puisque le degré d'irréversibilité d'un cycle est proportionnel aux écarts de températures résultant.

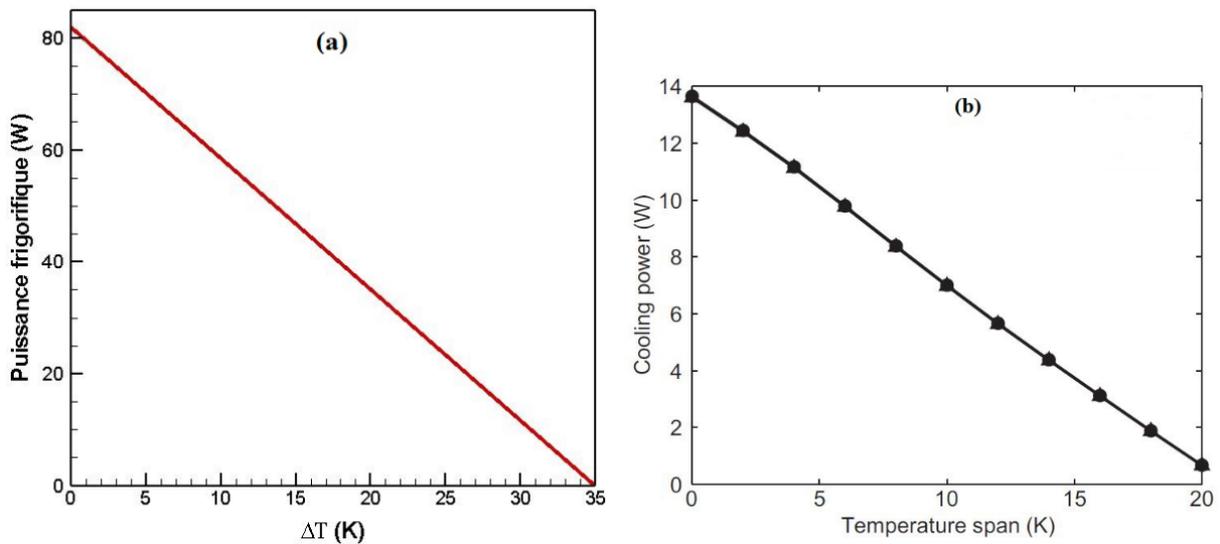


FIGURE 4.13 – Évolution de la puissance frigorifique en fonction du span de température
 a : Présent travail
 b : Roudaut et al.2011

D'autre part, la performance du démonstrateur de réfrigération magnétique a été également caractérisée par un autre paramètre dénoté COP , comme le montre la figure 4.14a : l'évolution de ce coefficient en fonction du débit massique. La courbe présente une légère augmentation jusqu'à atteindre sa valeur maximale pour un débit de 0.025kg/s , puis commence à diminuer avec l'augmentation du débit massique, et cela peut être imputé par l'augmentation des pertes de charge dans le circuit hydraulique et la dégradation du transfert de chaleur dans le régénérateur entre le fluide caloporteur et le matériau magnétocalorique.

Qualitativement, nos résultats de simulation, illustrés sur les figures 4.13a et 4.14a, montrent les mêmes allures que ceux rapportés par les travaux de littérature ([41],[90]), illustrés sur les figures 4.13b et 4.14b, obtenus sous différentes conditions d'opération du réfrigérateur magnétique.

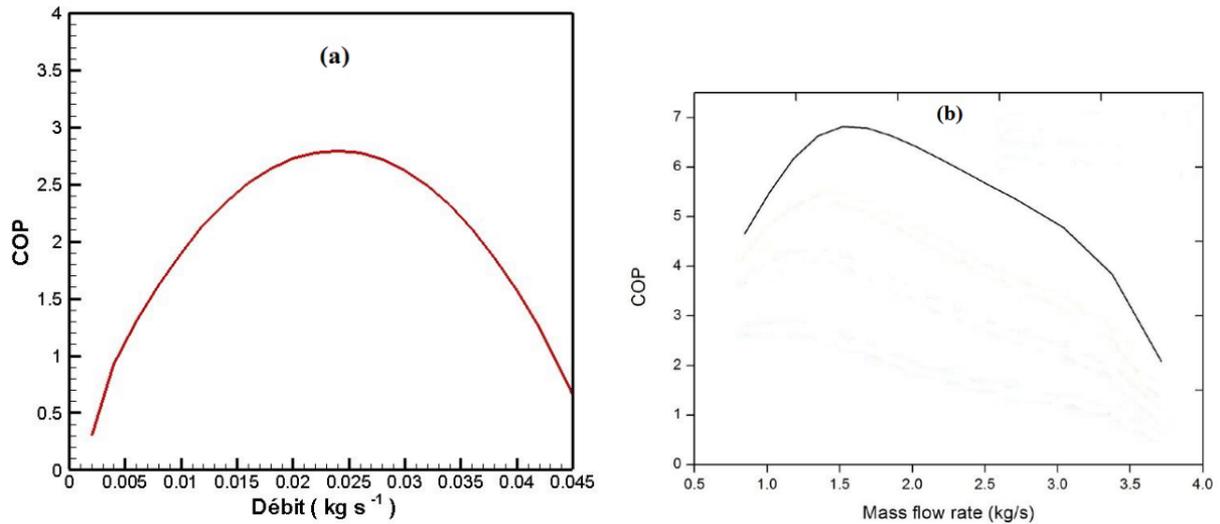


FIGURE 4.14 – Évolution de COP en fonction de débit de fluide caloporteur
 a : Présent travail
 b : Govindaraju et al.2014

4.3 Analyse exergetique

Afin d'effectuer l'analyse exergetique du cycle AMR, on considère les conditions d'opération typiques suivantes : $T_H = 308\text{K}$, $B = 1.5\text{T}$, $\dot{m}_f = 0.025\text{kg/s}$, et $f = 0.33\text{Hz}$ et en faisant varier le span de température, ΔT . La figure 4.15 montre les résultats . Comme on peut constater que les deux courbes présentent une légère augmentation jusqu'à atteindre sa valeur maximale pour un span de température de 17k, puis commence à diminuer avec l'augmentation du span de température. Ceci peut être imputé à l'augmentation des pertes de charge dans le circuit hydraulique et la dégradation du transfert de chaleur dans le régénérateur entre le fluide caloporteur et le matériau magnétocalorique. Par conséquent, on peut en déduire les conditions de fonctionnement optimal qui correspond un span de température $\Delta T = 17^\circ\text{C}$, coefficient de performance $COP = 2.7$ et puissance frigorifique $q_C = 40\text{W}$.

4.4 Étude expérimentale de la faisabilité du régénérateur magnétique multicouche

Dans cette section, afin d'étudier la faisabilité du régénérateur multicouche proposé LaFeCoSi, ses performances ont été confrontées avec celles d'un régénérateur constitué de Gd pur. Pour cela, les spans de température, ΔT , sans charge ont été obtenus sous les conditions d'opération suivantes :

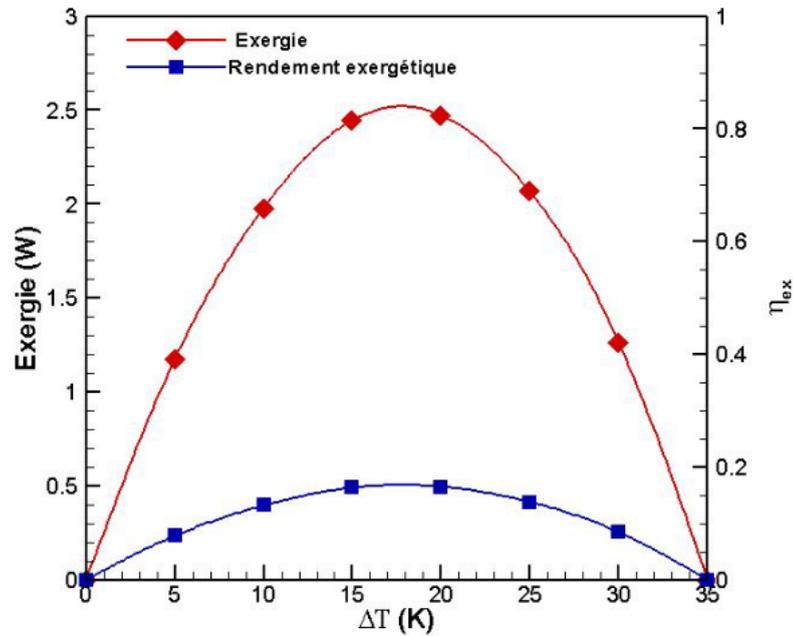


FIGURE 4.15 – Évolution de l'exergie et le rendement exergetique en fonction du span de température

la fréquence du cycle $f = 0.24\text{Hz}$, l'utilisation $U = 0.30$, le champ magnétique $B = 1.5\text{T}$, et la température initiale 20°C . La figure 4.16 montre l'évolution de ΔT résultant en fonction du temps, pour les deux régénérateurs, Gd et LaFeCoSi. Comme on peut le constater, en régime permanent, l'écart maximum fourni par le multicouche est sensiblement supérieur à celui du Gd pur ; une augmentation de température de 2.9°C a été notée. D'où, l'effet positif de la faisabilité de l'utilisation de multicouches comme réfrigérants solides dans les démonstrateurs de réfrigération magnétique. Maintenant, une série de mesures a été effectuée afin de déterminer les conditions d'opération optimales. Pour ce faire, l'écart de température ΔT en fonction de débit du fluide caloporteur pour les différentes valeurs de l'utilisation a été déterminé. La figure 4.17 montre les résultats. Comme on peut le constater, dans la plage de fonctionnement du démonstrateur, la diminution de l'utilisation présente un impact positif sur l'accroissement de span de température ΔT . Par conséquent, on remarque que pour une utilisation constante, le span de température ΔT augmente et atteint son maximum pour le débit de fluide caloporteur de l'ordre de 25g/s , quelque soit la valeur de l'utilisation et puis commence à diminuer, et cela peut être imputé à l'accroissement des pertes de charge comme le montre la figure 4.18, l'augmentation de chute de pression avec le débit massique de fluide.

Les résultats présentés dans la figure 4.19 montrent l'existence d'un débit de fluide caloporteur optimum, 24g/s , conduisant à des valeurs élevées de l'écart de température ΔT . Notons également que les différentes courbes ΔT passent par un maximum autour d'une utilisation variant de 0.23 à 0.28

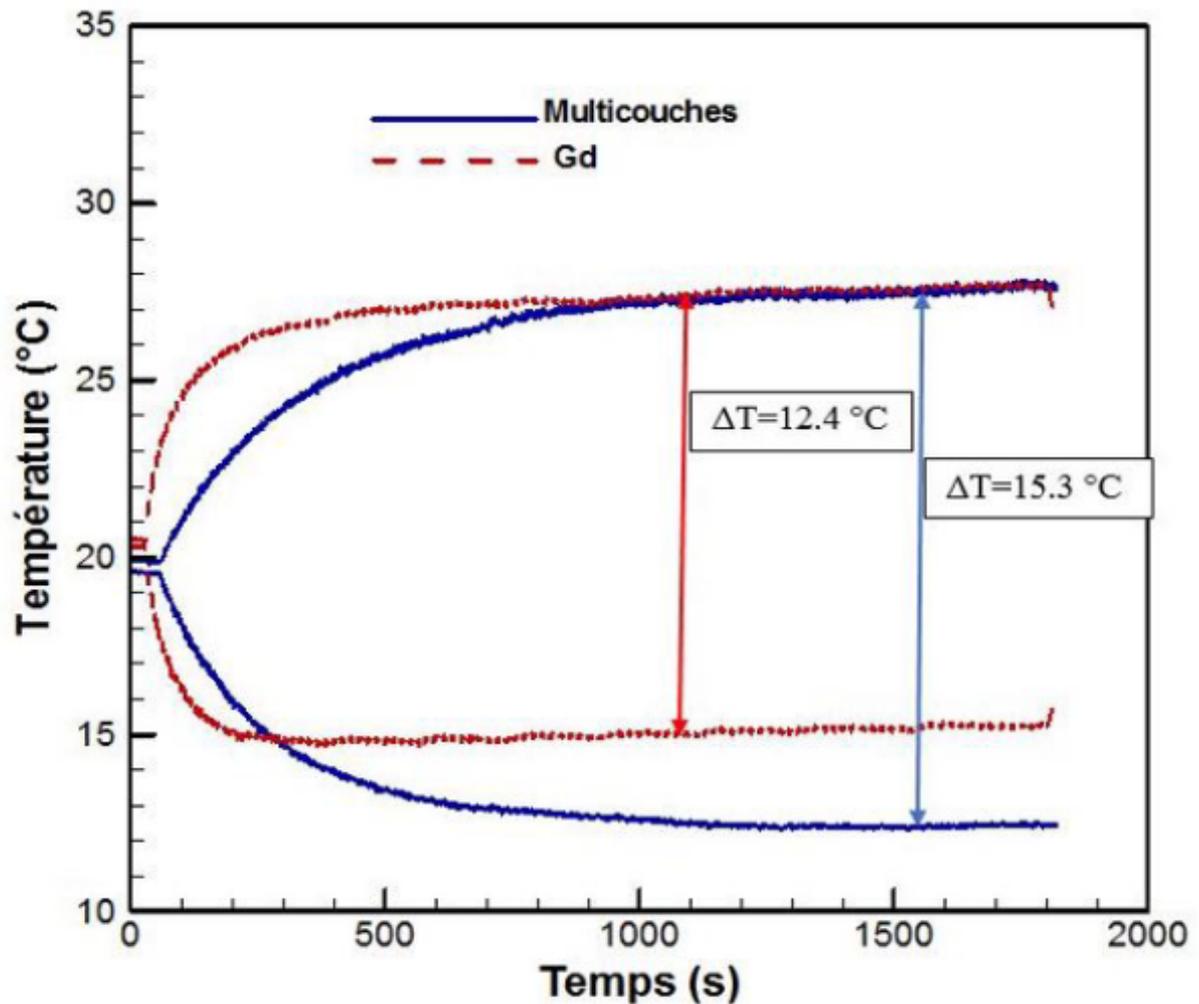


FIGURE 4.16 – Évolution des spans de température : Comparaison entre les écarts de température obtenus pour les deux régénérateurs actif : Gd et le multicouche LaFeCoSi

puis commence à diminuer avec l'augmentation de l'utilisation. De la même manière, la figure 4.20 montre l'impact positif de l'augmentation de la fréquence du cycle de réfrigération magnétique sur le comportement de l'écart de température ΔT qui atteint son maximum autour d'une utilisation de 0.32 puis tend à diminuer avec l'augmentation de l'utilisation.

La figure 4.21 montre un exemple typique fourni directement par le démonstrateur illustrant comment peut-on mesurer la puissance frigorifique dont les paramètres d'opération sont : $f = 0.25\text{Hz}$ et $U = 0.30$. Les mesures de la puissance frigorifique sont effectuées après l'établissement de régime permanent ; comme le montre la figure 4.21, un span de température de l'ordre $\Delta T = 12\text{°C}$ a été noté dans ce cas. Ensuite la température de la source chaude a été maintenue constante $T_H = 26.4\text{°C}$ à l'aide d'une source chaude. Ainsi, des résistances électriques auto-réglables sont immergées dans la source froide afin de mesurer la puissance frigorifique mise en jeu, dont la condition où la température de la source froide ne dépasse pas la température de mélange des deux sources. Les résultats

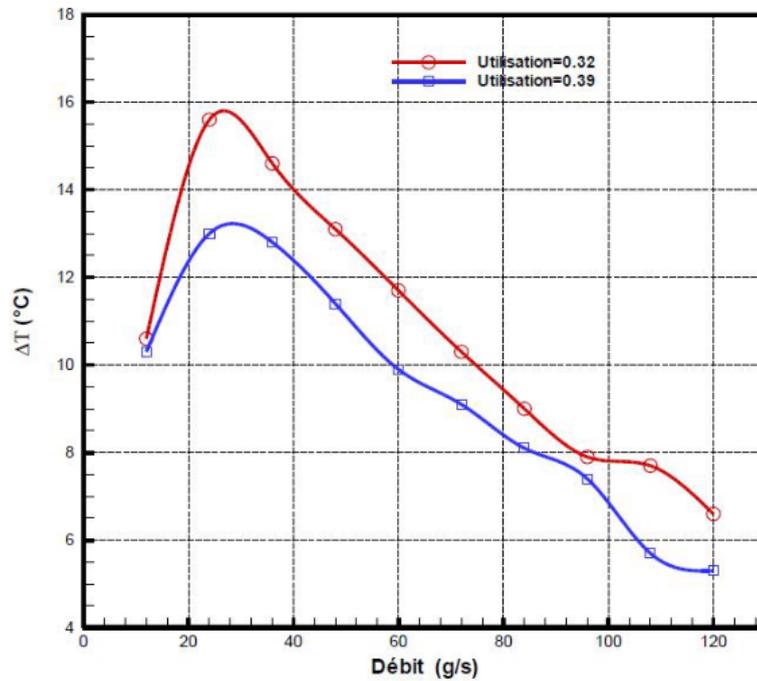


FIGURE 4.17 – Évolution de l'écart de température en fonction de débit de fluide caloporteur

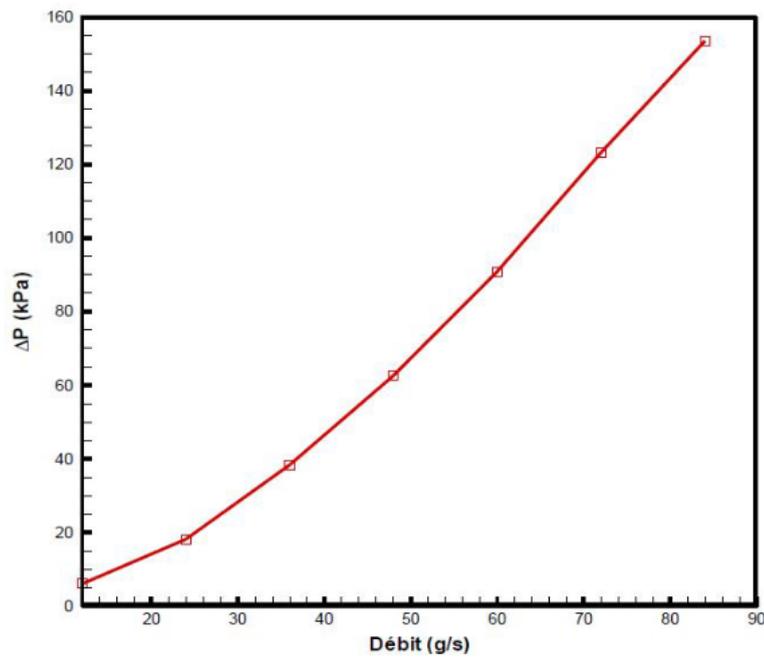


FIGURE 4.18 – Évolution de perte de charge en fonction de débit

de la puissance frigorifique sont présentés dans la figure 4.22. Cette dernière, montre l'effet positif de l'augmentation de la fréquence du cycle sur la puissance frigorifique du réfrigérateur pour une utilisation constante. Il convient de noter l'augmentation de puissance résultante pour une température de la source froide constante ; un gain maximum de plus 40% pouvant être obtenu.

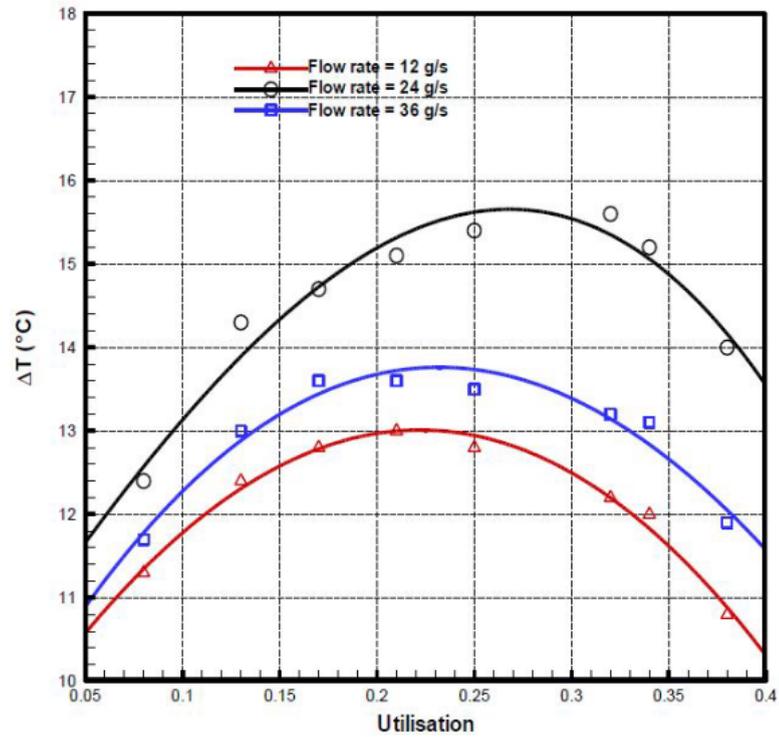


FIGURE 4.19 – Évolution du span de température en fonction de l'utilisation pour différents débits

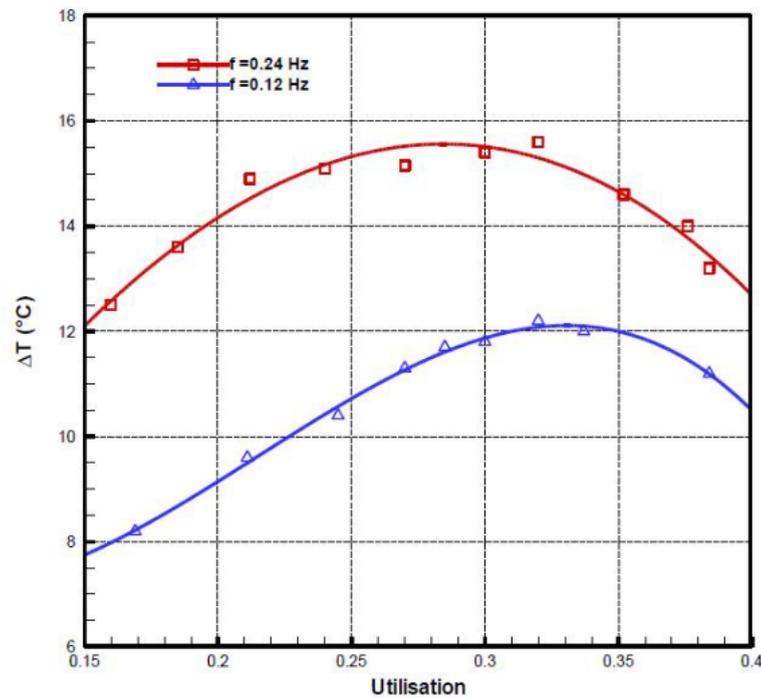


FIGURE 4.20 – Évolution du span de température en fonction de l'utilisation pour des fréquences différentes

Également, on note l'augmentation du span de température pour les mêmes puissances frigorifiques ; un gain maximum de 50% pouvant être obtenu.

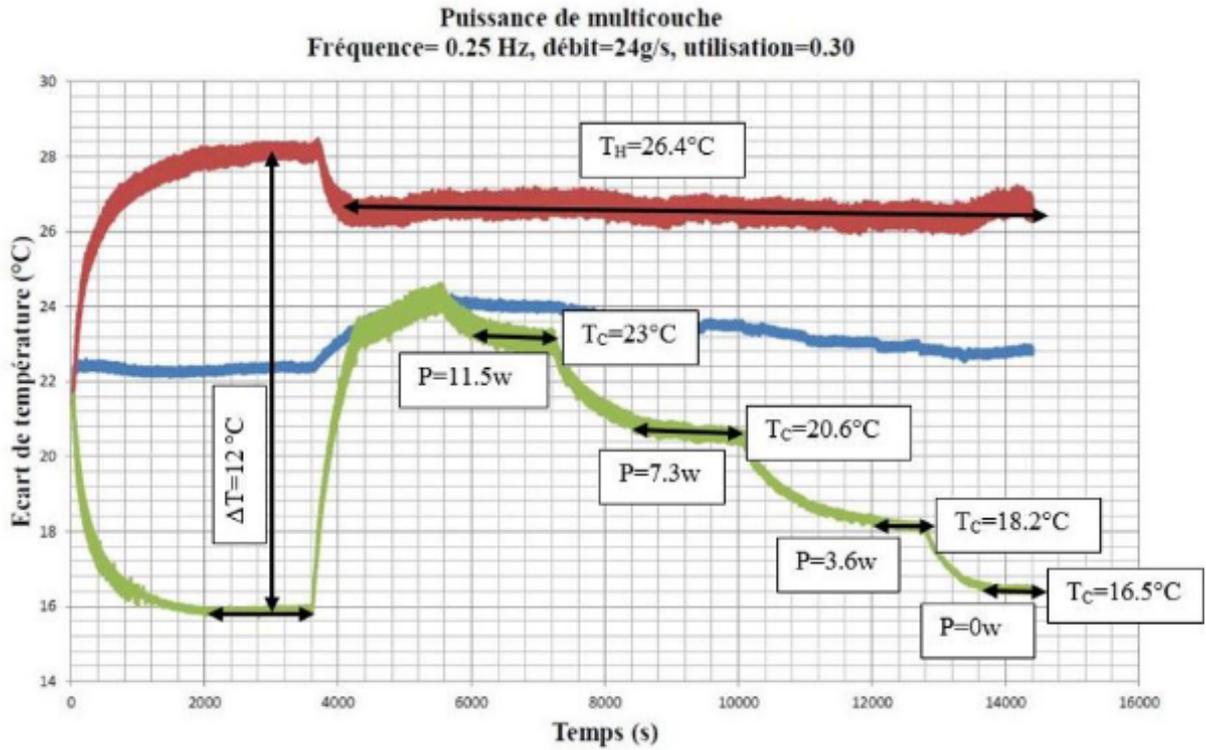


FIGURE 4.21 – Calcul de la puissance à partir de l'écart de température entre la source chaude et la source froide

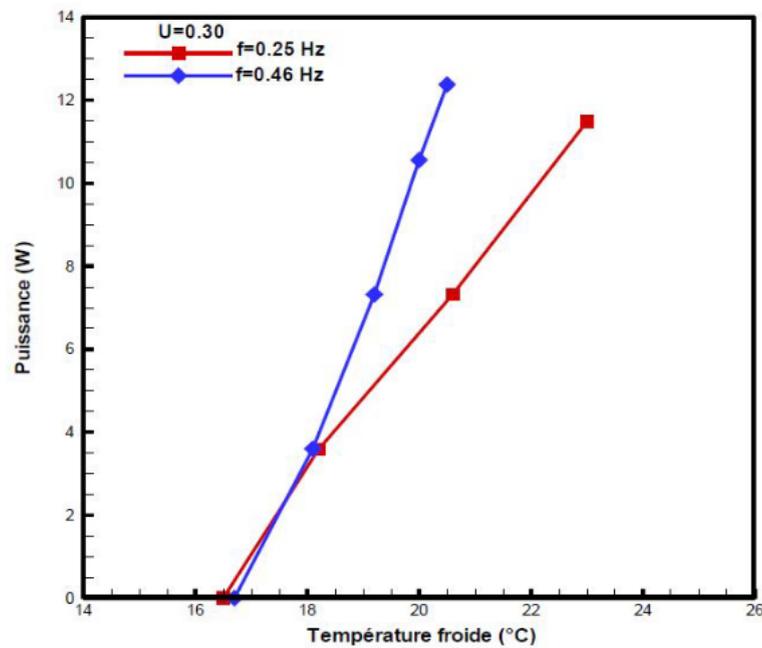


FIGURE 4.22 – Évolution de la puissance frigorifique en fonction de la température froide, obtenue à deux différentes fréquences du cycle et une utilisation $U = 0.30$

Toutefois, l'augmentation de la fréquence peut présenter des effets négatifs sur le fonctionnement du réfrigérateur ; à savoir, des problèmes de vibrations des composants mécaniques, accroissement

des irréversibilités (dégradation des performances thermodynamiques).

Il convient aussi de souligner l'analyse exergétique du réfrigérateur multicouche. Pour cela, on considère les conditions d'opération typiques suivantes : $T_H = 26.4^\circ\text{C}$, $B = 1.5\text{T}$, $\dot{m}_f = 24\text{g/s}$, $f = 0.25\text{Hz}$ et $f = 0.46\text{Hz}$ en faisant varier le span de température, ΔT .

Les figures 4.23 et 4.24 montrent respectivement les résultats de l'évolution de l'exergie et le rendement exergétique en fonction du span de température obtenus aux deux différentes fréquences. Comme on peut le constater, les courbes obtenues à $f = 0.25\text{Hz}$ affichent une tendance légèrement croissante, en passant par un maximum autour $\Delta T = 7\text{K}$, puis diminuant d'une façon prononcée avec l'augmentation du span de température. Ceci peut être imputé à l'augmentation des pertes de charge dans le circuit hydraulique et à la dégradation du transfert de chaleur dans le régénérateur entre le fluide caloporteur et le matériau magnétocalorique. Par conséquent, on peut en déduire les conditions de fonctionnement optimal correspondant à un span de température $\Delta T = 7\text{K}$, coefficient de performance $COP = 0.4$ et puissance frigorifique $q_C = 5.5\text{W}$. Par ailleurs, pour la fréquence $f = 0.46\text{Hz}$ la courbe présente un comportement fortement décroissant avec l'augmentation du span de température ΔT . Ainsi les condition de fonctionnement optimal correspondent à un span de température $\Delta T = 6\text{K}$, $COP = 0.8$ et $q_C = 12.5\text{W}$.

Afin de mettre en évidence l'effet de la fréquence, le tableau 4.1 récapitule les résultats. L'augmentation presque de 50% de la fréquence a provoqué des améliorations notables sur les paramètres de performance, qui peuvent dépasser 50% pour la puissance frigorifique q_C . Cependant, le span de température ΔT ne semble pas trop affecter avec la variation de fréquence ; une diminution autour de 14% peut être notée avec l'augmentation de la fréquence appliquée.

TABLE 4.1 – Paramètres de fonctionnement optimal du régénérateur multicouche LaFeCoSi obtenus sous les conditions : $T_H = 26.4^\circ\text{C}$, $B = 1.5\text{T}$, $\dot{m}_f = 24\text{g/s}$

$f(\text{Hz})$	$\Delta T(\text{K})$	$q_C(\text{W})$	$\dot{E}x(\text{W})$	COP	η_{ex}
0.24	7	5.5	2.1	0.4	0.14
0.46	6	12.5	3.6	0.8	0.24

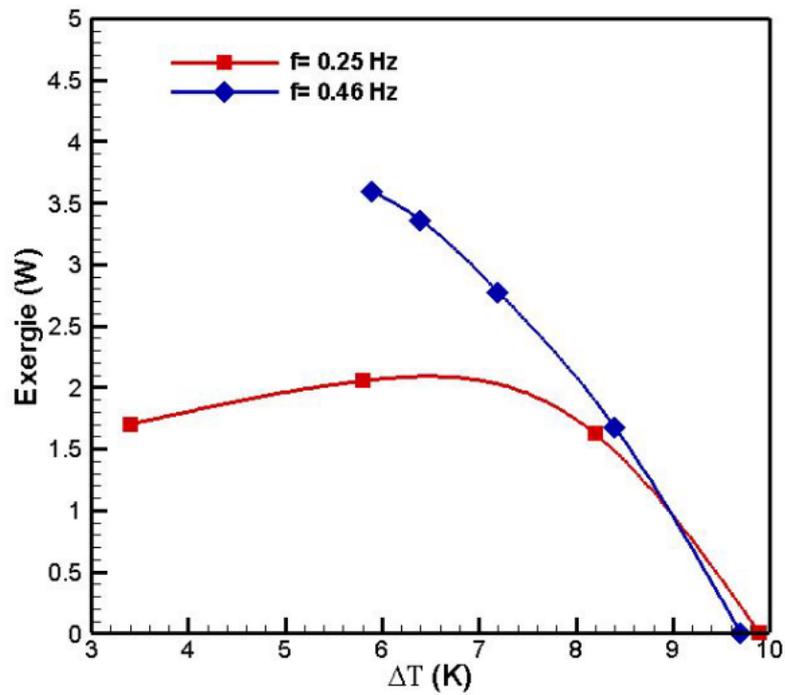


FIGURE 4.23 – Évolution de l'exergie en fonction du span de température, obtenue à deux différentes fréquences du cycle et une utilisation $U = 0.30$

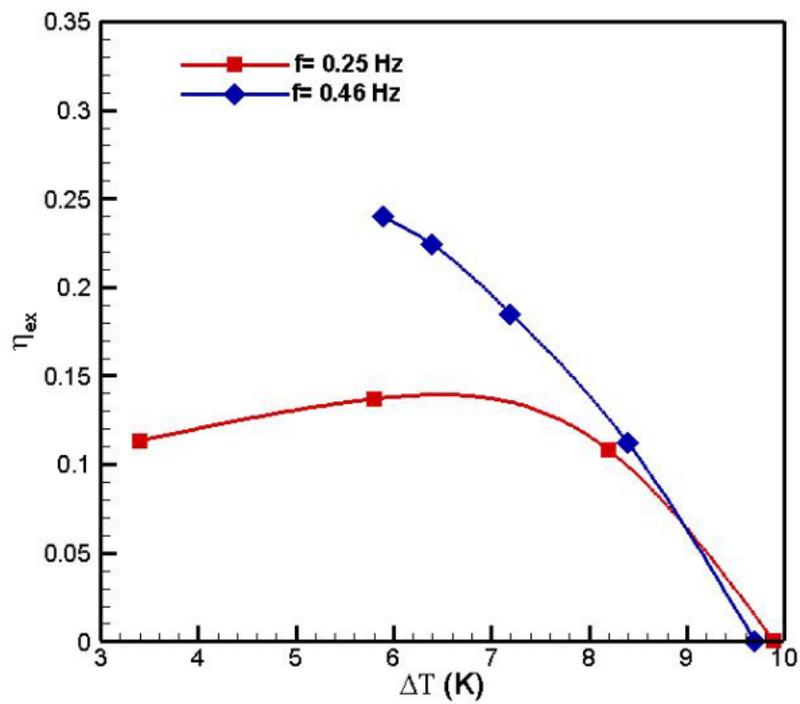


FIGURE 4.24 – Évolution de rendement exergétique en fonction du span de température, obtenue à deux différentes fréquences du cycle et une utilisation $U = 0.30$

Conclusion

Ce travail de thèse porte sur l'étude de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante. Il s'est déroulé au sein du Laboratoire de Génie Mécanique et de Développement de l'École Nationale Polytechnique en collaboration avec le Laboratoire de Thermique Industrielle et Systèmes de l'Institut de Génie Thermique de la Haute École d'Ingénieur de Suisse Occidentale, Yverdon-les-Bains.

Le présent travail consistait dans un premier temps en le développement d'un modèle numérique permettant de simuler le fonctionnement du cycle AMR. Pour ce faire, les équations d'énergie en régime transitoire ont été considérées pour décrire les échanges de chaleur entre le fluide et le matériau magnétique réfrigérant. Les propriétés thermomagnétiques ont été obtenues d'une part à l'aide de la théorie du champ moléculaire et des mesures expérimentales, d'autre part.

Il convient de signaler que les résultats obtenus à l'aide de la théorie du champ moléculaire ont montré de bonnes concordances avec ceux dus à l'expérimental, basés sur les mesures de l'aimantation du matériau Gd. Également l'impact du champ magnétique démagnétisant a été examiné et quantifié en considérant les mesures directes de l'effet magnétocalorique du matériau Gd.

Les équations du modèle mathématique résultant ont été résolues à l'aide de la méthode des différences finies. Le schéma implicite a été adopté pour discrétiser le temps.

Afin d'étudier la validation du modèle numérique proposé, un régénérateur magnétique à base de Gd compatible au démonstrateur du laboratoire de TiS de HES- SO a été adopté. Les résultats de simulation incluant les performances thermiques du cycle AMR ont été comparés avec ceux fournis par le démonstrateur et ont montré de bonnes concordances.

Par ailleurs, les résultats de span de température, ΔT , obtenus sous des conditions sans charges fournis par le démonstrateur ont été comparés avec les prédictions numériques et ont montré des écarts pouvant aller jusqu'à 30%.

Le modèle numérique proposé dans ce travail pourrait jouer un rôle primordial dans l'évaluation des performances des différents types de régénérateurs et les prototypes de réfrigération magnétique active ainsi que contribuer à la conception et au développement de nouveaux types de réfrigérateur.

L'un des points les plus importants abordés dans cette thèse est l'utilisation des matériaux magnéto-caloriques permettant d'aboutir à des puissances frigorifiques et des écarts de températures importants. Pour cette raison, on a proposé d'utiliser un régénérateur constitué de composés de LaFeCoSi sous forme de multicouche. Pour ce faire, des études expérimentales ont été effectuées. Les principales étapes ont consisté d'abord (i) à l'étude de la microstructure à l'aide des équipements métallographiques des alliages LaFeCoSi, ensuite (ii) à réaliser les tests de performance de réfrigérateur multicouche proposé sur le démonstrateur. Le fonctionnement sans charge a permis de mettre en évidence les points suivants :

- Le réfrigérateur multicouche, composé de LaFeCoSi, offre un span de température plus élevé que celui de Gd pur qui est de l'ordre de 2.9°C .
- Les conditions d'opération optimale du démonstrateur ont été identifiées : un débit de masse optimale de 24g/s a été ainsi obtenu pour une utilisation variant 0.23 à 0.28.

Également, l'augmentation de la fréquence s'avère améliorer d'une façon prononcée le span de température ; l'augmentation de 0.12 à 0.24 Hz peut résulter plus de 50% de gain dans le span de température.

Par ailleurs, le fonctionnement avec charge a permis de mettre en évidence les effets positifs suivants :

- Pour une puissance frigorifique constante, et température de source chaude T_H donnée, l'augmentation de la fréquence de cycle favorise d'une manière notable la réduction de la température de la source froide T_C ; pour une variation de 0.25 à 0.46 Hz des réductions pouvant aller jusqu'à 50% ont été obtenues.
- Pour des températures des sources chaude et froide T_H et T_C données, étant constantes, des gains de puissances frigorifiques pouvant dépasser 40% ont été obtenus.

Cette étude a montré clairement la faisabilité d'utiliser les matériaux magnétiques sous forme multicouche comme réfrigérants magnétiques. Il a été ainsi conclu que ce type de matériaux est prometteur et pourrait permettre de concurrencer les terres rares, en particulier le Gadolinium. Néanmoins, la fragilité des composés de LaFeCoSi reste un grand inconvénient.

Par la présente contribution, nous estimons donc apporter des compléments précieux au domaine de réfrigération magnétique autour de la température ambiante. Notre travail sur la faisabilité des régénérateurs multicouches actifs n'est cependant qu'un début et nécessite d'autres travaux numériques, et qui ainsi pourrait faire l'objet d'une autre étude.

Comme perspective à cette présente thèse, on peut citer les travaux de recherche suivants :

- Développement et caractérisation de nouveaux réfrigérants magnétiques composites et multicouche.
- Développement d'un modèle numérique plus détaillé qui tient compte, entre autres, des effets 2D et 3D, les effets intrinsèques aux réfrigérants magnétiques tels que les courants de Foucault.
- Conception et réalisation expérimental d'un prototype de réfrigération magnétique.

Bibliographie

- [1] ASHRAE. *Handbook Series HVAC Systems and Equipment*. SI Edition, 2008.
- [2] A. Pilatte. *Technique du froid; cours de base*. Institut International du Froid, 2006.
- [3] Données techniques de la société ENIEM. *Rapport de présentation de l'entreprise*. ENIEM, 2005.
- [4] M. Boidin, L. Blocquaux, H. Touaïbia, and Z. Zemirli. *Rapport principal; Etude de la filière électricité électronique électroménager, Algérie 2004*. Euro Développement Pme, Alger, Juin 2004.
- [5] O. Sari and M. Balli. From conventional to magnetic refrigerator technology. *International Journal of Refrigeration*, 37 :8–15, 2014.
- [6] A. Smaïli and R. Chahine. Thermodynamic investigations of optimum active magnetic regenerators. *Cryogenics*, 38 :247–252, 1998.
- [7] A. Smaïli and R. Chahine. Composite refrigerants for an ericsson cycle : New method of selection using a numerical approach. *Advances Cryogenic Engineerin*, 42 A g :445–450, 1997.
- [8] A. Smaïli and R. Chahine. Composite materials for ericsson like magnetic refrigeration cycle. *Journal of Applied Physics*, 81(2) :824–829, 1997.
- [9] A. Smaïli. *Développement de matériaux composites pour la réfrigération magnétique*. Ph. D. Thesis, Université du Québec, Canada, 1997.
- [10] K. A. GschneidnerJr, V. K. Pecharsky, and A. O. Tsokol. Recent developments in magnetocaloric materials. *Rep. Prog. Phys*, 68 :1479–1539, 2005.
- [11] A.M. Tishin and Y.I. Spichkin. *The magnetocaloric effect and its applications*. Series in Condensed Matter Physics. Institute of Physics, Bristol, 2003.

- [12] K. A. Gschneidner Jr and V. K. Pecharsky. Thirty years of near room temperature magnetic cooling : Where we are today and future prospects. *International Journal of Refrigeration*, 31 :945–961, 2008.
- [13] E. Warburg. Magnetische untersuchungen. *Ann. Phys.*, 13 :141–164, 1881.
- [14] P. W. Egolf and S. Gama. The 5th international conference on magnetic refrigeration, {THERMAG} v, in grenoble. *International Journal of Refrigeration*, 36(5) :1584 – 1586, 2013.
- [15] H. Auracher and D. Coulomb. A tribute to peter w. egolf. *International Journal of Refrigeration*, 37 :6–4, 2014.
- [16] O. Tegus, E. Brück, K.H.J. Buschow, and F.R. Deboer. Transition-metal-based magnetic refrigerants for room temperature applications. *Nature*, 415 :150–151, 2002.
- [17] G. V. Brown. Magnetic heat pumping near room temperature. *Journal of applied physics*, 47 (8) :3673–3680, 1976.
- [18] B. Yu, M. Liu, P. W. Egolf, and A. Kitanovski. A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010. *International Journal of Refrigeration*, 33(6) : 1029 – 1060, 2010.
- [19] S. Jacobs, J. Auringer, A. Boeder, J. Chell, L. Komorowski, J. Leonard, S. Russek, and C. Zimm. The performance of a large-scale rotary magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 37(0) :84 – 91, 2014.
- [20] T. Okamura, K. Yamada, N. Hirano, and S. Nagaya. Performance of a room-temperature rotary magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 29(8) :1327 – 1331, 2006.
- [21] A. Rowe and A. Tura. Experimental investigation of a three-material layered active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 29(8) :1286 – 1293, 2006.
- [22] A. Tura and A. Rowe. Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization. *International Journal of Refrigeration*, 34 :628–639, 2011.
- [23] D.S. Arnold, A. Tura, A. Ruebsaat-Trott, and A. Rowe. Design improvements of a permanent magnet active magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 37 :99–105, 2014.
- [24] F. Allab, A. Kedous-Lebouc, J.-M. Fournier, and J. P Yonnet. Numerical modeling for active magnetic regenerative refrigeration. *Magnetics, IEEE Transactions on*, 41(10) :3757–3759, 2005.

- [25] U. Legait, F. Guillou, A. Kedous-Lebouc, V. Hardy, and M. Almanza. An experimental comparison of four magnetocaloric regenerators using three different materials. *International Journal of Refrigeration*, 37 :147 – 155, 2014.
- [26] J.M. Gatti, C. Muller, C. Vasile, G. Brumpter, P. Haegel, and T. Lorkin. Magnetic heat pumps configurable hydraulic distribution for a magnetic cooling system. *International Journal of Refrigeration*, 37 :165 – 175, 2014.
- [27] O. Sari, P. W. Egolf, N. Alber, and N. Erbeau. Démonstrateur magnétique. *Rapport final : Bundesamt für Energie BFE*, pages 01–14, 2006.
- [28] M. Balli, O. Sari, C. Mahmed, Ch. Besson, Ph. Bonhote, D. Duc, and J. Forchelet. A pre-industrial magnetic cooling system for room temperature application. *Applied Energy*, 98(0) : 556 – 561, 2012.
- [29] K. Engelbrecht, D. Eriksen, C.R.H. Bahl, R. Bjørk, J. Geyti, J.A. Lozano, K.K. Nielsen, F. Saxild, A. Smith, and N. Pryds. Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 35(6) :1498 – 1505, 2012.
- [30] C.R.H. Bahl, K. Engelbrecht, D. Eriksen, J.A. Lozano, R. Bjørk, J. Geyti, K.K. Nielsen, A. Smith, and N. Pryds. Development and experimental results from a 1 kw prototype {AMR}. *International Journal of Refrigeration*, 37 :78 – 83, 2014.
- [31] J. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Carbia Carril, and M. Romero Gómez. A review of room temperature linear reciprocating magnetic refrigerators. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 21 :1 – 12, 2013.
- [32] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino. The use of the first and of the second order phase magnetic transition alloys for an {AMR} refrigerator at room temperature : A numerical analysis of the energy performances. *Energy Conversion and Management*, 70 :40 – 55, 2013.
- [33] A. Czernuszewicz, J. Kaleta, M. Królewicz, D. Lewandowski, R. Mech, and P. Wiewiórski. A test stand to study the possibility of using magnetocaloric materials for refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 37 :72 – 77, 2014.
- [34] A. Lebouc, F. Allab, J.Fournier, and J. P. Yonnet. Réfrigération magnétique. *Techniques d’Ingénieur*, RE28, 2005.

- [35] J. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, A. De Miguel Catoira, and M. Romero Gómez. Magneto-caloric effect : A review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 17 :74 –82, 2013.
- [36] J.A. Barclay. Wheel-type magnetic refrigerator, 1983. US Patent 4,408,463.
- [37] M. Rosca. *Matériaux de type LaFe_{13-x}Si_x à fort pouvoir magnéto-calorique Synthèse et optimisation de composés massifs et hypertrempés Caractérisations fondamentales*. Thèse de doctorat, l'Institut Néel, Grenoble, France, 2010.
- [38] M. Balli. *Etude structurale et magnétique en vue de la mise en oeuvre de nouveaux matériaux à effet magnéto-calorique géant*. Thèse de doctorat, l'Institut Néel, Grenoble, France, 2007.
- [39] F. Allab. *Étude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique basé sur l'effet magnéto-calorique géant*. Thèse de doctorat, Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble G2Elab, France, 2008.
- [40] H. R. E. Bouchekara. *Recherche sur les systèmes de réfrigération magnétique. Modélisation numérique, conception et optimisation*. Thèse de doctorat, Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble G2Elab, France, 2008.
- [41] J. Roudaut. *Modélisation et conception de systèmes de réfrigération magnétique autour de la température ambiante*. Thèse de doctorat, Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble G2Elab, France, 2011.
- [42] C. Dupuis. *Matériaux à effet magnéto-calorique géant et systèmes de réfrigération magnétique*. Thèse de doctorat, Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble G2Elab, France, 2009.
- [43] A. Sarlah. *Thermo-hydraulic properties of heat regenerators in magnetic refrigerator*. Ph.D. Thesis University of Ljubljana, Slovénie, 2008.
- [44] K. Engelbrecht. *A numerical model of an active magnetic refrigerator with experimental validation*. Ph. D. Thesis University of Wisconsin-Madison, Madison, USA, 2008.
- [45] B.F Yu, Q Gao, B Zhang, X.Z Meng, and Z Chen. Review on research of room temperature magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 26(6) :622 – 636, 2003.
- [46] A. Kitanovski, U. Plaznik, J. Tuek, and A. Poredo. New thermodynamic cycles for magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 37(0) :28 – 35, 2014.

- [47] G. Diguët, G. Lin, and J. Chen. Effect of geometrical shape of the working substance gadolinium on the performance of a regenerative magnetic brayton refrigeration cycle. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 326 :103 – 107, 2013.
- [48] G. Diguët, G. Lin, and J. Chen. Performance characteristics of a regeneration ericsson refrigeration cycle using a magnetic composite as the working substance. *International Journal of Refrigeration*, 36(3) :958 – 964, 2013.
- [49] G. Diguët, G. Lin, and J. Chen. Performance characteristics of an irreversible regenerative magnetic brayton refrigeration cycle using gd0.74tb0.26 as the working substance. *Cryogenics*, 52(10) :500 – 504, 2012.
- [50] G. Diguët, G. Lin, and J. Chen. Performance characteristics of magnetic brayton refrigeration cycles using gd, gd0.74tb0.26 and (gd3.5tb1.5)si4 as the working substance. *International Journal of Refrigeration*, 35(4) :1035 – 1042, 2012.
- [51] Y. Chiba, A. Smaïli, C. Mahmed, M. Balli, and O. Sari. Thermal investigations of an experimental active magnetic regenerative refrigerator operating near room temperature. *International Journal of Refrigeration*, 37 :36–42, 2014.
- [52] A. Tura, K.K. Nielsen, and A. Rowe. Experimental and modeling results of a parallel plate-based active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 35(6) :1518 – 1527, 2012.
- [53] D. Vuarnoz and T. Kawanami. Numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator made of gadolinium wires. *Applied Thermal Engineering*, 37 :388 – 395, 2012.
- [54] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino. Modelling an active magnetic refrigeration system : A comparison with different models of incompressible flow through a packed bed. *Applied Thermal Engineering*, 36 :296 – 306, 2012.
- [55] J. Dikeos and A. Rowe. Validation of an active magnetic regenerator test apparatus model. *International Journal of Refrigeration*, 36 :921 – 931, 2012.
- [56] P. Nikkola, C. Mahmed, M. Balli, and O. Sari. 1d model of an active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 37 :43 – 50, 2014.
- [57] Jaka Tuek, Andrej Kitanovski, Ivan Prebil, and Alojz Poredo. Dynamic operation of an active magnetic regenerator (amr) : Numerical optimization of a packed-bed {AMR}. *International Journal of Refrigeration*, 34(6) :1507 – 1517, 2011.

- [58] Y. Kim and S. Jeong. Numerical simulation and its verification for an active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 34(1) :204 – 215, 2011.
- [59] M. Liu. and B. Yu. Numerical investigations on internal temperature distribution and refrigeration performance of reciprocating active magnetic regenerator of room temperature magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 34(3) :617 – 627, 2011.
- [60] A. Smaïli, S. Aït-Ali, and R. Chahine. Performance predictions of a first stage magnetic hydrogen liquefier. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(6) :4169 – 4177, 2011.
- [61] T. Kawanami, S. Hirano, K. Fumoto, and S. Hirasawa. Evaluation of fundamental performance on magnetocaloric cooling with active magnetic regenerator. *Applied Thermal Engineering*, 31(67) :1176 – 1183, 2011.
- [62] J. Roudaut, A. Kedous-Lebouc, J.-P. Yonnet, and C. Muller. Numerical analysis of an active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 34(8) :1797 – 1804, 2011.
- [63] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino. A numerical analysis of an active magnetic regenerative refrigerant system with a multi-layer regenerator. *Energy Conversion and Management*, 52(1) :97 – 107, 2011.
- [64] G. Tagliafico, F. Scarpa, and F. Canepa. A dynamic 1-d model for a reciprocating active magnetic regenerator; influence of the main working parameters. *International Journal of Refrigeration*, 33(2) :286 – 293, 2010.
- [65] M. Risser, C. Vasile, T. Engel, B. Keith, and C. Muller. Numerical simulation of magnetocaloric system behaviour for an industrial application. *International Journal of Refrigeration*, 33(5) : 973 – 981, 2010.
- [66] A. Bejan and A.D. Kraus. *Heat transfer handbook*. John Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003.
- [67] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th Edition)*. John Wiley, New York, 2007.
- [68] M. Balli, C. Mahmed, D. Duc, P. Nikkola, O. Sari, J. C. Hadorn, and F. Rahali. Le renouveau de la réfrigération magnétique. *Revue générale du froid et du conditionnement d'air*, pages 45–54, 2012.

- [69] M. Balli, C. Mahmed, P. Bonhote, and O. Sari. On the magnetic forces in magnetic cooling machines : Numerical calculations and experimental investigations. *IEEE Transactions on Magnetics*, 47(10) :3383–3386, 2011.
- [70] S. V Patankar. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences*. Hemisphere Publishing Corp, New York, 1980.
- [71] M. Boumahrat and A. Gourdin. *Méthodes numériques appliquées*. Office des Publications Universitaires, Alger, 1993.
- [72] T.T.M. Palstra, J.A. Mydosh, G.J. Nieuwenhuys, A.M. van der Kraan, and K.H.J. Buschow. Study of the critical behaviour of the magnetization and electrical resistivity in cubic $\text{La}(\text{Fe}, \text{Si})_{13}$ compounds. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 36(0) :290–296, 1983.
- [73] T. T. M. Palstra, H. G. C. Werij, G. J. Nieuwenhuys, J. A. Mydosh, F. R. de Boer, and K. H. J. Buschows. Metamagnetic transitions in cubic $\text{La}(\text{Fe}, \text{Al}(1-x))_{13}$ intermetallic compounds. *J. Phys. F : Met. Phys.*, 14(0) :1961–1966, 1984.
- [74] Y.F. Chen, F. Wang, B.G. Shen, F. X. Hu, J. R. Sun, G.J. Wang, and Z. H. Cheng. Magnetic properties and magnetic entropy change of $\text{LaFe}_{11.5}\text{Si}_{1.5}\text{H}_y$ interstitial compounds. *J. Phys. : Condens. Matter*, 15(0) :161167, 2003.
- [75] S. Fujieda, A. Fujita, Fukamichi K., Y. Yamazaki, and Y. Iijima. Giant isotropic magnetostriction of itinerant-electron metamagnetic $\text{La}(\text{Fe}_{0.88}\text{Si}_{0.12})_{13}\text{H}_y$ compounds. *Appl. Phys. Lett.*, 79 (5) :653–655, 2001.
- [76] S. Fujieda, A. Fujita, and K. Fukamichi. Enhancements of magnetocaloric effects in $\text{La}(\text{Fe}_{0.90}\text{Si}_{0.10})_{13}$ and its hydride by partial substitution of Ce for La. *Materials Transactions*, 45(11) :3228 – 3231, 2004.
- [77] Y.F. Chen, F. Wang, B.G. Shen, F. X. Hu, Z. H. Cheng, G.J. Wang, and J. R. Sun. Large magnetic entropy change near room temperature in the $\text{LaFe}_{11.5}\text{Si}_{1.5}\text{H}_{1.3}$ interstitial compounds. *Chin. Phys. Soc.*, 11(7) :741744, 2002.
- [78] M. Balli, D. Fruchart, D. Gignoux, S. Miraglia, E. K. Hlil, and P. Wolfers. Modelling of the magnetocaloric effect in $\text{Gd}_{1-x}\text{Tb}_x$ and MnAs compounds. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 316 :558–561, 2007.

- [79] J.P. Liu, N. Tang, F.R. de Boer, P.F. de Chatel, and K.H.J. Buschow. Magnetic properties of lafe₁₃-xalxny and its hydride by partial substitution of ce for la. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 144(140) :1035–1036, 1995.
- [80] P. V. Trevizoli, J. R. B. Jr., P. A. Oliveira, F. C. Canesin, and R. T.S. Ferreira. Assessment of demagnetization phenomena in the performance of an active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 35(4) :1043 – 1054, 2012.
- [81] M. Balli, D. Fruchart, O. Sari, J. H. Huang, and M. Rosca. Refrigerant capacity and direct measurement of the magnetocaloric effect on lafe_{11.2}co_{0.7}si_{1.1}cx materials. *J. Appl. Phys.*, 09A933(0) :107, 2010.
- [82] M. Rosca, B. Zawilski, P. Plaindoux, L. Lyard, J. Marcus, D. Fruchart, and S. Miraglia. Direct measurement of magnetocaloric parameters. In *Fourth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Baotou, China, 23-28 August 2010.
- [83] M. Balli, D. Fruchart, O. Sari, D. Gignoux, J. H. Huang, J. Hu, and P. W. Egolf. Direct measurement of the magnetocaloric effect on la(fe₁₃xycoy)₆ compounds near room temperature. *J. Appl. Phys.*, 023902(0) :106, 2009.
- [84] J. H. Huang, J.F. Qiu, J.R. Liu, P.Y. Jin, L.Z. Xu, and J.X. Zhang. A direct measurement set-up for the magnetocaloric effect. In *First IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Montreux, Switzerland, 27-30 September 2005.
- [85] A. Fujita and K. Fukamichi. Control of large magnetocaloric effects in metamagnetic la(fe_xsil_x)₁₃ compounds by hydrogenation. *Journal of Alloys and Compounds*, 558(554) : 404406, 2005.
- [86] Y. Chiba, O. Sari, A. Smaïli, C. Mahmed, and P. Nikkola. *Experimental study of a multilayer active magnetic regenerator refrigerator-demonstrator*. accepté en 2014, Springer.
- [87] L. Zamni. Communication privée. *Laboratoire de Matériaux- HEIG-VD(HES-SO)*, 2012.
- [88] A. Aharoni. Demagnetizing factors for rectangular ferromagnetic prisms. *Journal of Applied Physics*, 83(6) :3432–3434, 1998.
- [89] S. Dan'kov, A. Tishin, V. Pecharsky, and K.A. Gschneidner Jr. Magnetic phase transitions and the magnetothermal properties of gadolinium. *Phys. Rev. B.(Condensed Matter)*, 57(6) : 34783490, 1998.

-
- [90] V.R. Govindaraju, D.M. Vilathgamuwa, and R.V. Ramanujan. Modelling of a magnetocaloric system for cooling in the kilowatt range. *International Journal of Refrigeration*, 43 :143 – 153, 2014.



ELSEVIER

Available online at www.sciencedirect.com

SciVerse ScienceDirect

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ijrefrig

CrossMark

Thermal investigations of an experimental active magnetic regenerative refrigerator operating near room temperature

Y. Chiba^{a,b}, A. Smaili^b, C. Mahmed^a, M. Balli^a, O. Sari^{a,*}

^a University of Applied Sciences of Western Switzerland, Avenue des sports 20, 1400 Yverdon-Les-Bains, Switzerland

^b Ecole Nationale Polytechnique, Laboratoire de Génie Mécanique et Développement, P.B. 182, El-Harrach, Algiers 16200, Algeria

ARTICLE INFO

Article history:

Received 30 May 2013

Received in revised form

19 September 2013

Accepted 23 September 2013

Available online 1 October 2013

Keywords:

Active magnetic regenerator

Numerical simulation

Magnetocaloric effect

Thermal analysis

ABSTRACT

In this paper, numerical and experimental investigations on a magnetic refrigeration device based upon the active magnetic regeneration (AMR) cycle operating near room temperature are presented. A numerical 1D model based on the transient energy equations is proposed for modelling the heat exchange between the magnetocaloric material and the carrier fluid in the regenerator bed. The validity of 1D AMR-numerical model is investigated through the recently developed magnetic cooling demonstrator by Clean Cooling Systems SA (CCS) at the University of Applied Sciences of western Switzerland (HES–SO). The obtained results including the temperature span, the coefficient of performance and the cooling power are presented and discussed. In general, good agreements have been noted between the experimental and numerical results.

© 2013 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

Etudes thermiques d'un réfrigérateur magnétique actif expérimental fonctionnant à température ambiante

Mots clés : Réfrigérateur magnétique actif ; Simulation numérique ; Effet magnétocalorique ; Analyse thermique

1. Introduction

The concept of magnetic refrigeration is based on the magnetocaloric effect (MCE), which consists in the entropy change

of a magnetic material when adiabatically magnetized or demagnetized, resulting respectively in heat rejection or absorption of magnetic material. The phenomenon was discovered by Warburg in 1881 on iron. Later, in 1976, Brown

* Corresponding author. Tel.: +41 (0) 24 557 61 56; fax: +41 (0) 24 557 75 79.

E-mail addresses: arezki.smaili@enp.edu.dz (A. Smaili), osmann.sari@heig-vd.ch (O. Sari).
0140-7007/\$ – see front matter © 2013 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.038>

Nomenclature

Standard

A	Heat transfer area, m ²
B	Magnetic field, T
C	Specific heat, J (kg K) ⁻¹
COP	Coefficient of performance, –
D _h	Hydraulic diameter, m
F	Force, N
h	Coefficient of convection heat transfer, W K ⁻¹ m ⁻²
K	Thermal conductivity, W (K m) ⁻¹
L	Length, m
MCE	Magnetocaloric effect, K
\dot{m}_f	Mass-flow rate, kg s ⁻¹
Nu	Nusselt number, –
P	Pressure, Pa
\dot{Q}	Power, W
T	Fluid temperature, °C
t	Time, s
V	Volume, m ³
W	Work, J
x	Spatial coordinate, m

Greek

α	Porosity, –
λ	Friction coefficient, –
ρ	Density, kg m ⁻³
η	Pump efficiency, –
θ	Solid temperature, °C
τ	Time period, s

subscripts

C	Cold
e	Thickness
f	Fluid
H	Hot
M	Magnetic
mcm	Magnetocaloric material
P	Pump
r	Regenerator
TDMA	The tridiagonal matrix algorithm

successfully demonstrated the feasibility of a magnetic refrigerator operating near room temperature. His demonstrator was indeed able to decrease the temperature from 310 K to 240 K using a 7 T superconducting magnet and Gadolinium as a refrigerant. The magnitude values of MCE are about 1–8 K per 1–2 T of magnetic field change for typical ferromagnets near their Curie temperature (Gschneidner et al., 2005). Hence practical magnetic devices are based on regenerative thermodynamic cycles. Among the cycles that have been extensively studied and built in experimental magnetic refrigerators, is the active magnetic regeneration (AMR) cycle (Barclay, 1982). Several numerical methods to predict the performance of the AMR has been investigated previously (Smaili and Chahine, 1998; Allab et al., 2005; Smaili et al., 2011; Nielsen et al., 2011; Aprea et al., 2011; Kawanami

et al., 2011; Roudaut et al., 2011). These researches, however, were performed with different conditions and assumptions. For more applications of the magnetic refrigeration near room temperature Yu et al., 2010 and Romero Gómez et al., 2013 explain in detail recent developments on prototypes. In this paper, the validity of 1D AMR-numerical model is investigated through the recently developed magnetic cooling demonstrator by Clean Cooling Systems SA (CCS) at the University of Applied Sciences of western Switzerland (HES–SO). The obtained results including the temperature span, the coefficient of performance and the cooling power are presented and discussed. The capability of the numerical model of predicting consistent results has been shown.

2. Description of AMR device

Fig. 1 shows a schematic of an AMR device, which is constituted of (i) a two block AMR bed (i.e. solid magnetic material which can act as refrigerant and regenerator media), (ii) a blower to force the flow throughout the regenerator at convenient velocity, (iii) a circulating heat transfer fluid (i.e. in this study water). The AMR cycle consists of four processes, namely, magnetization/demagnetization steps, by application and removal of a magnetic field (through adiabatic or isothermal steps; in this study, only adiabatic steps, are considered), as well as cold and hot blows (i.e. cooling and heating the circulating fluid).

The AMR thermodynamic cycle can be described as follows:

- *Adiabatic magnetization process*: The bed is magnetized adiabatically when the magnetic field increases from zero to B, without flow.
- *Hot blow at applied field*: The fluid is then forced by the pump to move from the cold to the hot ends, entering the bed, the fluid temperature rises along the flow direction, and it leaves the bed at the average hot outlet temperature, $T_{av,H}$, higher than the hot reservoir temperature, T_H . Passing through the hot heat exchanger, the fluid temperature drops to T_H by rejecting an amount of heat rate \dot{Q}_H
- *Adiabatic demagnetization process*: By reducing magnetic field from given strength B to zero with no flow.

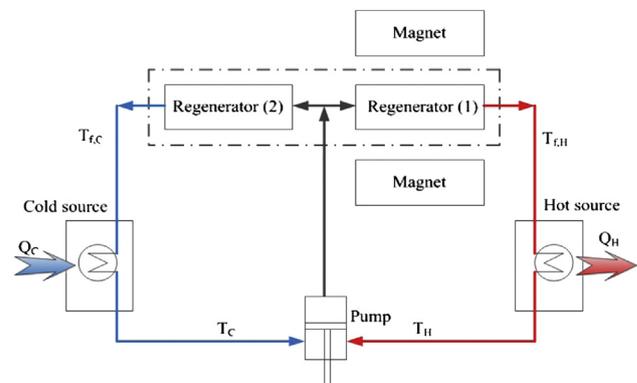


Fig. 1 – Schematic diagram of the active magnetic regeneration refrigerator setup built at HES-SO.

Table 1 – State of the art on numerical models of AMR devices.

References	Rank	Fluid	MCM	Geometry	Pressure drop	B
Vuarnoz and Kawanami, 2012	1D	Water	Gd/single	Stack of wires	Yes	1 T
Tura et al., 2012	2D	Water	Gd/single	Parallel plate	No	1.47 T
Apra et al., 2012	1D	Water	Gd _x Dy _{1-x}	Spheres	Yes	1.5 T
Dikeos and Rowe, 2012	1D	Helium	Gd–Gd _{0.85} Er _{0.15}	Spheres	No	2 T
Nikkola et al., 2014	1D	Water	Gd/single	Parallel plate	Yes	1.5 T
Tusek et al., 2011	1D	Water	Gd/single	Spheres	Yes	1 T
Kim and Jeong, 2011	1D	Helium	Gd/single	Spheres	Yes	1.57
Liu and Yu, 2011	2D	Water	Gd/single	Spheres	No	2.18 T
Smaïli et al., 2011	1D	Hydrogen	Gd/single	Parallel plate	Yes	3–7 T
Kawanami et al., 2011	1D	Water	Gd/single	Spheres	No	1 T
Roudaut et al., 2011	1D	Water	Gd/single	Parallel plate	No	0.5 T
Apra et al., 2011	1D	Water	Multilayer	Spheres	Yes	1.5 T
Tagliafico et al., 2010	1D	Water	Gd/single	Spheres	Yes	1.7 T
Risser et al., 2010	1D	Zitrec	Gd/single	Channels	Yes	1.65 T

■ **Cold blow at zero field:** The fluid is then forced by the pump to move from the hot to the cold reservoirs. Upon entering the bed, the fluid temperature is equal to the hot reservoir temperature, T_H , exchanging heat with the bed it drops to the average cold outlet temperature, $T_{av, C}$, lower than the cold reservoir temperature, T_C , at the cold end. Going through the cold heat exchanger, the fluid absorbs an amount of cold rate \dot{Q}_C .

3. Modelling of the AMR cycle

3.1. State of the art on numerical models of AMR devices

Recently several works have been carried out on numerical modelling of one-dimensional AMR cycle (Nielsen et al., 2011) with different geometries and certain simplifying assumptions to facilitate the study of the behaviour of magnetic refrigerator.

Table 1 presents some numerical models published on the basis of gadolinium and other magnetocaloric materials. However the proposed model is different from what was reported in the literature due to the fact that:

1. The HES-SO demonstrator is constituted by two regenerators in series and two regenerators in parallel (Fig. 2).
2. Magnetic forces in magnetization and demagnetization are balanced.

3.2. Governing equations

The mathematical model of AMR includes the following assumptions:

- Losses such as those due to eddy current, magnetic hysteresis, and demagnetization field are neglected
- Heat transfer caused by radiation within the regenerator is negligible compared to the convective and the conductive heat exchanger
- The fluid is incompressible.

Under these considerations, the 1D energy conservation equations of regenerator material and fluid can be defined according to the following equations:

$$\begin{cases} \alpha \rho_f c_f V \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{m}_f c_f \frac{\partial T}{\partial x} = hA(\theta - T) + A_f \frac{\partial}{\partial x} \left(k_f \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \left| \frac{\lambda \dot{m}_f^3}{2\rho_f^2 A_f^2 D_h} \right| \\ (1 - \alpha) \rho_r c_r V \frac{\partial \theta}{\partial t} = hA(T - \theta) + A_r \frac{\partial}{\partial x} \left(k_r \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \end{cases} \quad (1)$$

where,

$$\alpha = 1 - \frac{e_r}{e_r + e_f} \quad (2)$$

Specific heat and magnetocaloric effect of the solid material can be determined by using the mean field theory (Smaïli and Chahine, 1998; Balli et al., 2007).

The convection heat transfer coefficient, h , and the friction coefficient, λ , have been estimated according to empirical correlations proposed for fully developed laminar flow (Bejan and Kraus, 2003).

Since the regenerator bed passages consist in parallel plates, the coefficients h and λ can be calculated by the following relationships respectively:

$$Nu = 7.54 \quad (3)$$

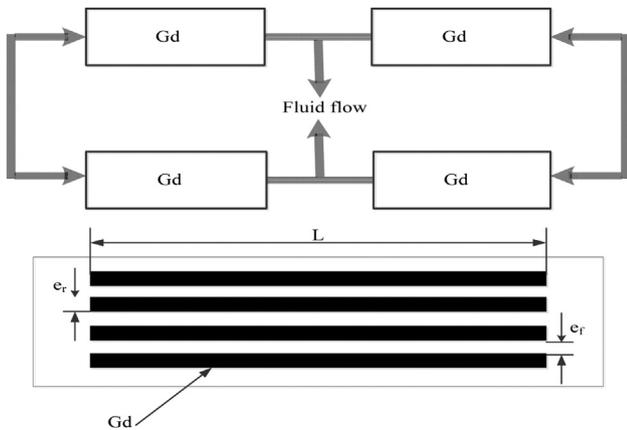


Fig. 2 – Geometrical configuration and dimensions of the AMR regenerators.

$$\lambda = \frac{24}{Re} \quad (4)$$

where, Re is the Reynolds number for the fluid

3.3. Initial and boundary conditions

The following boundary and initial conditions have been adopted. The initial conditions for fluid and solid temperatures respectively are given as follows:

$$T(x, t = 0) = T_0 \text{ and } \theta(x, t = 0) = T_0 \quad (5)$$

where, T_0 denotes the ambient temperature at early stage of simulation and the average temperature difference between the two sources for the rest of calculation.

The adiabatic demagnetisation and adiabatic magnetisation processes are assumed to occur instantaneously respectively at times 2τ and τ for each cycle (where, τ is the time period of fluid flow for either blow). There by, the following conditions have been considered, along the whole regenerator bed, $0 \leq x \leq L$

$$\begin{cases} \theta(x, \tau)_{cy} = \theta(x, \tau)_{cy-1} + \text{MCE} \\ \theta(x, 2\tau)_{cy} = \theta(x, 2\tau)_{cy-1} - \text{MCE} \end{cases} \quad (6)$$

where, the subscripts cy and $cy-1$ refer to two subsequent cycles, and MCE refers to the resulting magnetocaloric effect throughout the regenerator.

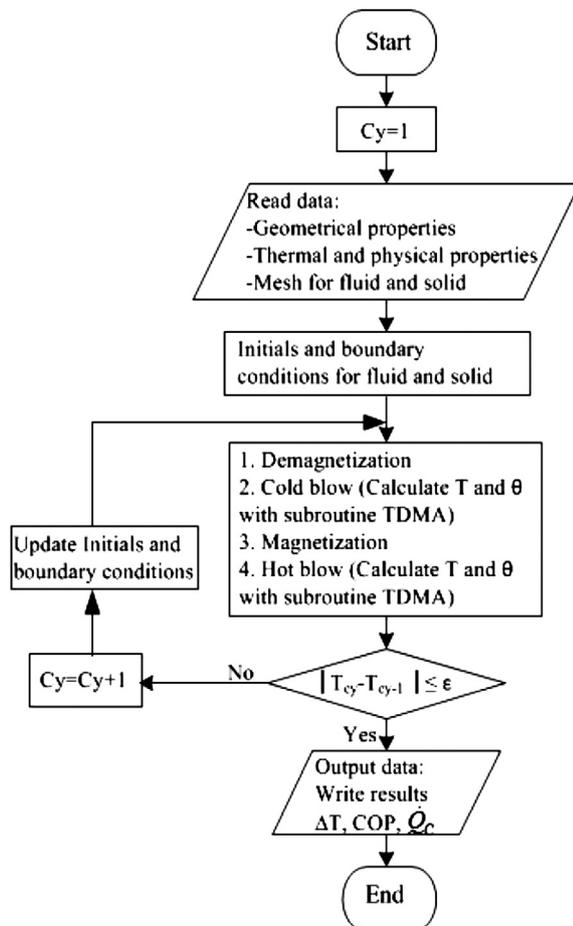


Fig. 3 – Algorithm of AMR cycle.

During the cold blow, (i.e. $0 < t < \tau$), a temperature T_H is prescribed at the inlet boundary (i.e. $x = 0$) for the fluid, namely

$$T(x = 0, t) = T_H \quad (7)$$

While during the hot blow, (i.e. $\tau < t < 2\tau$), fluid being flowing in the opposite direction, temperature of low-temperature reservoir, T_L , is prescribed at the inlet boundary (i.e. $x = L$) for the fluid, namely

$$T(x = L, t) = T_C \quad (8)$$

For solid temperatures, the adiabatic conditions are assumed at the inlet boundaries:

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial x}\right)_{x=0} = \left(\frac{\partial \theta}{\partial x}\right)_{x=L} = 0 \quad (9)$$

As summarized in Fig. 3, the four processes: adiabatic demagnetization, cold blow, adiabatic magnetization and hot blow are repeated for several cycles until a steady cyclic state is reached, namely

$$\left|(\bar{T}_C)_{cy} - (\bar{T}_C)_{cy-1}\right| \leq \epsilon \quad (10)$$

where, \bar{T}_C refers to the average cold outlet fluid temperature given by the relation:

$$\bar{T}_C = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} T(x = L, t) dt \quad (11)$$

3.4. Cycle thermal performances

Once steady cyclic state is obtained, the resulting cooling capacity and coefficient of performance can be calculated as follows:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f C_f (T_C - \bar{T}_C) \quad (12)$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_c}{W_m + W_p} \quad (13)$$

The work provided by pump is given by the following expression

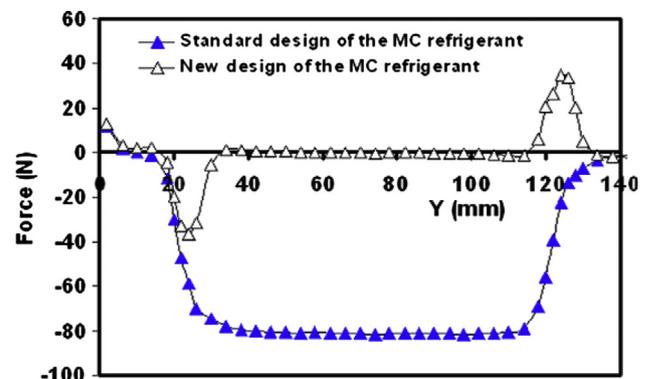


Fig. 4 – The calculated magnetic forces for standard and new design of Gd in the regenerator (Balli et al., 2012).

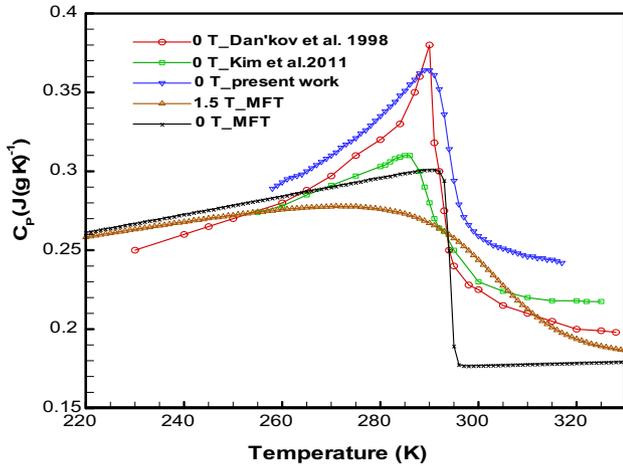


Fig. 5 – Evolution of the specific heat as a function of temperature in Gd.

$$W_p = V \frac{\Delta P}{\eta_p} \tag{14}$$

Taking into account the design and the scheme of operation of demonstrator presented in Fig. 1, when the first part of the regenerator is magnetized, the second part is demagnetized which allows to compensate and reduce the magnetic forces in the magnetic refrigeration system, where each regenerator is divided into two separated parts. This new design decreases largely the magnetic forces. According to calculations, more than 90% of the absorbed energy during magnetization and demagnetization can be saved (Fig. 4). The calculations were confirmed by the measurement of the forces performed directly on the machine (Balli et al., 2011 and Balli et al., 2012).

The magnetic work is described by the following relationship:

$$W_m = \int \vec{F} \cdot d\vec{l} \tag{15}$$

The magnetic work was estimated based on the data reported in Balli et al. (2011) and Balli et al. (2012).

3.5. Numerical method

Based on the implicit finite difference method, the energy equations (Eq. (1)) can be discretized and expressed as follows.

The fluid energy equation is given by

$$a_i T_i^{m+1} - a_{i-1} T_{i-1}^{m+1} - a_{i+1} T_{i+1}^{m+1} - c_i \theta_i^{m+1} = T_i^m + e_i \tag{16}$$

where, i denotes space discretization, with $i = 2, \dots, N_x$; and m denotes time discretization, with $m = 0, \dots, N_t$; and where N_x and N_t are respectively the number of space and time steps. where,

$$a_i = 1 + a_{i-1} + a_{i+1} + c_i = 1 + \left(\frac{k_f \Delta t}{\rho_f c_f \Delta x^2} + v \frac{\Delta t}{\Delta x} \right) + \frac{k_f \Delta t}{\rho_f c_f \Delta x^2} + \frac{h A \Delta t}{\alpha \rho_f c_f V} \tag{17}$$

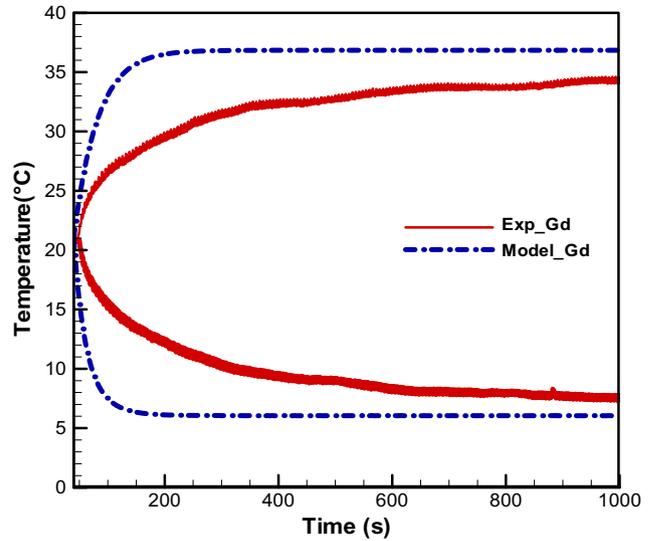


Fig. 6 – Time evolution of the hot and cold end temperatures obtained experimentally and by the model without thermal load.

$$e_i = \frac{\lambda m_f^3 \Delta t}{2 \rho_f^3 A_f^3 D_h c_f} \tag{18}$$

The regenerator energy equation is given by

$$b_i \theta_i^{m+1} - b_{i-1} \theta_{i-1}^{m+1} - b_{i+1} \theta_{i+1}^{m+1} - d_i T_i^{m+1} = \theta_i^m \tag{19}$$

with, $i = N_x + 2, \dots, 2N_x - 1$; and $m = 0, \dots, N_t$

$$b_i = 1 + b_{i-1} + b_{i+1} + d_i = 1 + \frac{k_r \Delta t}{\rho_r c_r \Delta x^2} + \frac{k_r \Delta t}{\rho_r c_r \Delta x^2} + \frac{h A \Delta t}{(1 - \alpha) \rho_r c_r V} \tag{20}$$

$$d_i = \frac{h A \Delta t}{(1 - \alpha) \rho_r c_r V} \tag{21}$$

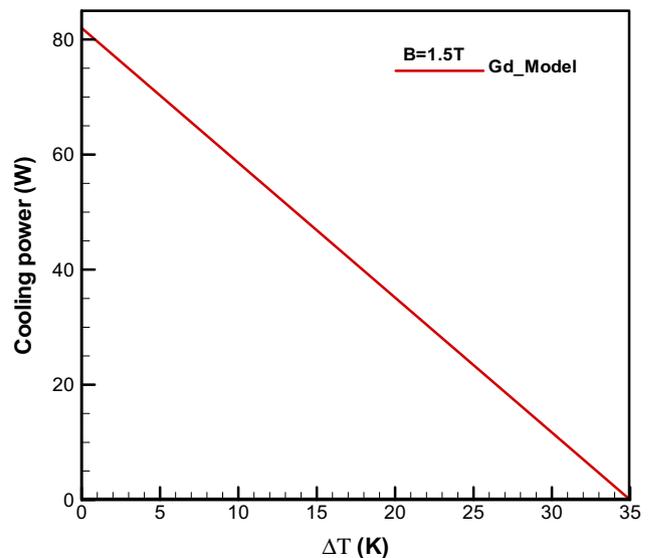


Fig. 7 – Heat load as function of operation temperature span.

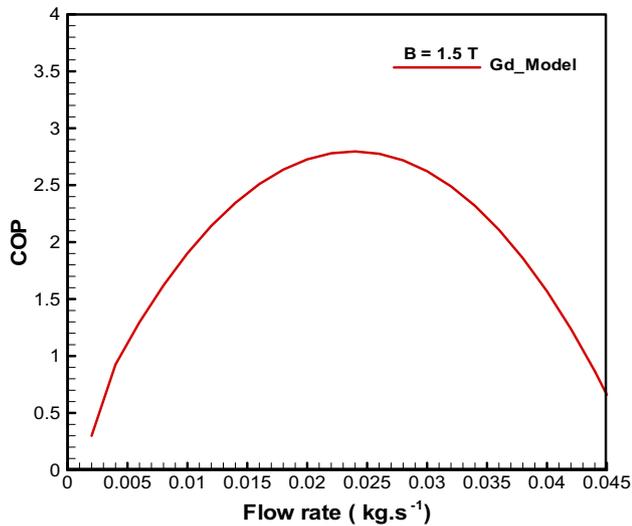


Fig. 8 – Evolution of COP as function of mass flow rate.

A computer program has been developed to solve the resulting discretization equations by using the tridiagonal matrix algorithm.

4. Results and discussion

The validity of the numerical model is investigated through the recently developed magnetic cooling demonstrator by Clean Cooling Systems SA (CCS) at the University of Applied Sciences of western Switzerland (HES–SO). The capability of the numerical model to predict the time dependence of cold and hot outlet fluid temperatures are compared with those obtained experimentally and investigated. The results have been determined under the following conditions: for fixed values of the temperature of high-temperature reservoir, $T_H = 308$ K, applied magnetic field $B = 1.5$ T, and mass flow rate of water $\dot{m}_f = 0.025$ kg.s⁻¹ as well as for a given cycle frequency, $f = 0.33$ Hz. The simulations have been carried out using Gd material for both regenerator beds. Fig. 5 shows the heat capacity curve of Gd material adopted in this study; which has been measured with DSC (Differential Scanning Calorimetry). As it can be noted, the Gd sample has relatively lower value compared with Dan'kov et al. (1998) and high value compared with Kim and Jeong (2011), and this can be attributed to material impurities. Fig. 6 shows the resulting cold and hot outlet fluid temperatures. As it can be seen, all the predicted temperature curves as function of time exhibit first sharp variation and then constant trends (i.e. steady state conditions) from about 150 s. In the case of experimental temperature curves, the steady state conditions are reached at about 650 s. Also, it can be noted that the predicted curves are consistently overestimated than the experimental ones, especially for cold blow process. Differences up to 30% have been noted during steady state conditions. These shifts might be attributed to thermal losses resulting between the AMR device and the surrounding.

Next, the cycle thermal performances of the AMR refrigerator are investigated numerically as functions of operating

temperature span, ΔT , and of the fluid mass flow rate, \dot{m}_f . The calculations were performed through the Gd regenerator, under the following conditions: $T_H = 308$ K and $T_C = 281$ K, $B = 1.5$ T, as well as $f = 0.33$ Hz. For this purpose, the cooling capacity \dot{Q}_C , and the cycle thermal efficiency, COP, as defined by Eqs. (12) and (13), are considered. In order to estimate the cooling power of the demonstration unit, a thermal charge at the cold source of $T_C = 281$ K is applied. Fig. 7 shows the resulting evolutions of the cooling capacity \dot{Q}_C , as a function of the temperature span, ΔT , for a given cycle frequency $f = 0.33$ Hz. As expected, the cooling capacity curve \dot{Q}_C , has shown decreasing behaviour; almost linear variation trend. On the other hand, Fig. 8 shows the COP curve as function of mass flow rate. The curve exhibits first increasing variation trends, next reaching their maximum values (around 0.025 kg.s⁻¹) and then decreasing with increasing mass flow rate.

5. Conclusion

A numerical 1D model is proposed to simulate the AMR cycle operation of magnetic cooling demonstrator developed by Clean Cooling Systems SA. Comparisons between numerical and experimental results are presented. Good qualitative agreements have been seen. The proposed numerical model and the obtained experimental results using the demonstration unit enable to clarify the behaviour of the AMR cycle and the definition of the parameters that are used to describe the performance of a magnetic refrigeration system. The results obtained using the model constitute a starting point for the rigorous definition of the optimal operation of the AMR cycle and improvement of the refrigeration power and performance.

Acknowledgements

We further are grateful to the Office fédéral de l'Énergie (OFEN) – Switzerland, INTERREG IVa France-Suisse Program, the Haute Ecole de Suisse Occidentale (HES-SO), and the Ministère de l'enseignement supérieur et la recherche scientifique of Algerian government. We acknowledge their financial support.

REFERENCES

- Allab, F., Kedous-Lebouc, A., Fournier, J.M., Yonnet, J.P., 2005. Numerical modeling for active magnetic regenerative refrigeration. *IEEE Trans. Magn.* 41 (10), 3757–3759.
- Apra, C., Greco, A., Maiorino, A., 2011. A numerical analysis of an active magnetic regenerative refrigerant system with a multi-layer regenerator. *Energy Convers. Manage.* 52, 97–107.
- Apra, C., Greco, A., Maiorino, A., 2012. Modelling an active magnetic refrigeration system: a comparison with different models of incompressible flow through a packed bed. *Appl. Therm. Eng.* 36, 296–306.
- Balli, M., Fruchart, D., Gignoux, D., Miraglia, S., Hlil, E.K., Wolfers, P., 2007. Modelling of the magnetocaloric effect in Gd_{1-x}Tb_x and MnAs compounds. *J. Magnetism Magn. Mater.* 316, 558–561.

- Balli, M., Mahmed, C., Bonhote, P., Sari, O., 2011. On the magnetic forces in magnetic cooling machines: numerical calculations and experimental investigations. *IEEE Trans. Magn.* 10 (47), 3383–3386.
- Balli, M., Sari, O., Mahmed, C., Bonhote, P., Duc, D., Besson, C., Forchelet, J., 2012. A pre-industrial magnetic cooling system for room temperature application. *Appl. Energy* 98, 556–561.
- Barclay, J.A., 1982. *The Theory of an Active Magnetic Regenerative Refrigerator*. Tech. Rep. LA-UR-82-1792. Los Alamos National Laboratory.
- Bejan, A., Kraus, A.D., 2003. *Heat Transfer Handbook*. John Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, p. 403.
- Dan'kov, S., Tishin, A., Pecharsky, V., Gschneidner Jr., K.A., 1998. Magnetic phase transitions and the magnetothermal properties of gadolinium. *Phys. Rev. B. Condens. Matter* 57 (6), 3478–3490.
- Dikeos, J., Rowe, A., 2012. Validation of an active magnetic regenerator test apparatus model. *Int. J. Refrigeration* 36, 921–931.
- Gschneidner Jr., K.A., Pecharsky, V.K., Tsokol, A.O., 2005. Recent developments in magnetocaloric materials. *Rep. Prog. Phys.* 68, 1479–1539.
- Kawanami, T., Hirano, S., Fumoto, K., Hirasawa, S., 2011. Evaluation of fundamental performance on magnetocaloric cooling with active magnetic regenerator. *Appl. Therm. Eng.* 31, 1176–1183.
- Kim, Y., Jeong, S., 2011. Numerical simulation and its verification for an active magnetic regenerator. *Int. J. Refrigeration* 34, 204–215.
- Liu, M., Yu, B., 2011. Numerical investigations on internal temperature distribution and refrigeration performance of reciprocating active magnetic regenerator of room temperature magnetic refrigeration. *Int. J. Refrigeration* 34, 617–627.
- Nielsen, K.K., Tusek, J., Engelbrecht, K., Schopfer, S., Kitanovski, A., Bahl, C.R.H., Smith, A., Pryds, N., Poredos, A., 2011. Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature applications. *Int. J. Refrigeration* 34, 603–616.
- Nikkola, P., Mahmed, C., Balli, M., Sari, O., 2014. 1D model of an active magnetic regenerator. *Int. J. Refrigeration* 37, 43–50.
- Risser, M., Vasile, C., Engel, T., Keith, B., Muller, C., 2010. Numerical simulation of magnetocaloric system behaviour for an industrial application. *Int. J. Refrigeration* 33, 973–981.
- Romero Gómez, J., Ferreiro Garcia, R., Carbia Carril, J., Romero Gómez, M., 2013. A review of room temperature linear reciprocating magnetic refrigerators. *Renew. Sust. Energy Rev.* 21, 1–12.
- Roudaut, J., Kedous-Lebouc, A., Yonnet, J.P., Muller, C., 2011. Numerical analysis of an active magnetic regenerator. *Int. J. Refrigeration* 34, 1797–1804.
- Smaili, A., Chahine, R., 1998. Thermodynamic investigations of optimum active magnetic regenerators. *Cryogenics* 38, 247–252.
- Smaili, A., Ait Ali, S., Chahine, R., 2011. Performance predictions of a first stage magnetic hydrogen liquefier. *Int. J. Hydrogen Energy* 36, 4169–4177.
- Tagliafico, G., Scarpa, F., Canepa, F., 2010. A dynamic 1-D model for a reciprocating active magnetic regenerator; influence of the main working parameters. *Int. J. Refrigeration* 33, 286–293.
- Tura, A., Nielsen, K.K., Rowe, A., 2012. Experimental and modeling results of a parallel plate-based active magnetic regenerator. *Int. J. Refrigeration* 35, 1518–1527.
- Tusek, J., Kitanovski, A., Prebil, I., Poredos, A., 2011. Dynamic operation of an active magnetic regenerator (AMR): numerical optimization of a packed-bed AMR. *Int. J. Refrigeration* 34, 1507–1517.
- Vuarnoz, D., Kawanami, T., 2012. Numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator made of gadolinium wires. *Appl. Therm. Eng.* 37, 388–395.
- Yu, B., Liu, M., Egolf, P., Kitanovski, A., 2010. A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010. *Int. J. Refrigeration* 33, 1029–1060.
- Warburg, E., 1881. *Magnetische Untersuchungen*. *Ann. Phys.* (13), 141–164.