

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du

DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

Thème :

Conception et dimensionnement d'un dispositif de réfrigération magnétique opérant près de la température ambiante. Application à un système de réfrigération résidentielle.

Proposé et dirigé par :

Dr. A. Smaïli

M. M. boubakeur

Présenté par :

GUENDOUZ Azzeddine

Promotion : juin 2009

Ecole Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassen Badi, El-Harrach
Alger

ملخص :

إن التبريد و التكيف المغناطيسي يعدنا بأجهزة صغيرة الحجم لها أداء عالي. هذا العمل يندرج في هذا السياق و الهدف منه هو تصميم و تحديد أبعاد جهاز التبريد المغناطيسي. باستخدام مادة لها تأثير حراري مغناطيسي (Gd) كمبرد. حيث حاولنا دراسة و فهم عدة أشكال للمجدد المغناطيسي من خلال محاكاة هذه الأخيرة بواسطة برنامج معلوماتي.

في الأخير. قمنا بإعطاء أبعاد الجهاز كاملا (جميع أجزاءه) . و إظهار حجم جهازنا المرجو استخدامه للتبريد.

الكلمات المفتاحية : تبريد مغناطيسي. تأثير حراري مغناطيسي. مولد مغناطيسي حراري (AMR). محاكاة عددية.

Résumé :

La réfrigération magnétique nous permet d'avoir des équipements compacts donnant des performances remarquables. Le présent travail est mené dans ce contexte, et a pour objectif de concevoir et de dimensionner un dispositif de réfrigération magnétique, en utilisant le matériau gadolinium (Gd) comme réfrigérant. Nous avons opté pour une approche globale du choix des caractéristiques du matériau, en tenant compte des différentes formes du régénérateur, l'approche est établie à travers des simulations en utilisant un code de calcul développé et validé au Département de Génie Mécanique (ENP). En dernier lieu, nous avons procédé à un dimensionnement du système de réfrigération magnétique (avec ses différentes composantes), tout en déterminant la taille de notre système.

Mots clés : réfrigération magnétique, Effet magnéto-calorique, Régénérateur magnétique actif (AMR), simulation numérique.

Abstract :

Compact systems, with high performances, are what promise us the room temperature refrigeration or magnetic air-conditioning. This work was undertaken in this context and aimed to design a magnetic device of refrigeration, by using gadolinium (Gd) as refrigerant. We have chose a global approach of material to the device in which, we tried to study and control the various shapes of regenerator more adapted, by using a valid computer code developed at the Department of Mechanical Engineering (ENP). In the Last, we carried out to design a complete system (its various components) of magnetic refrigeration in order to determine the size of our system.

Keywords: magnetic refrigeration, magnetocaloric Effect, active magnetic Regenerator (AMR), numerical simulation.

Remerciements

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Je tiens à remercier très vivement mes encadrateurs M. Arezki SMAILI et M. Mohamed BOUBAKEUR pour leurs suivis, leurs orientations pratiques, conseils précieux et leurs encouragements durant la réalisation de ce travail.

Un très grand merci à messieurs les membres de jury : S.RECHAK, H.BENNOUR qui m'ont fait l'honneur de bien vouloir accepter de juger ce travail.

Je remercie toutes les personnes qui m'ont aidé de près ou de loin, pour réaliser ce travail.

Mes remerciements vont aussi à tous les enseignants des départements de Génie Mécanique et de Sciences Fondamentales de l'ENP.

Pour finir, je tiens à remercier du fond du cœur mes parents pour les encouragements et le soutien qu'ils m'ont apportés durant la préparation de mon projet et même avant. Merci d'avoir respecté mes choix de carrière et d'avoir cru en moi. Mes pensées iront également à mes sœurs, à mes frères et à toute la famille GUENDOZ.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

A la mémoire de mon grand père.

A mes très chers parents à qui je dois toutes mes études, que

Dieu me les garde.

A mes grands-parents.

A mes frères fateh et Samir, A mes sœurs Souhila et Nassima à

qui je souhaite tout le bonheur.

A tous mes proches, oncles et tentes, et leurs familles.

A tous mes amis et mes enseignants.

A tous ce qui me sont chers.

Sommaire

Liste des figures	i
Liste des tableaux	iii
Nomenclatures.....	iv
Introduction	1

Chapitre 1 : La réfrigération magnétique

1.1 Historique	3
1.2 Effet magnétocalorique (EMC)	5
1.2.1 Définition.....	5
1.2.2 Analyse thermodynamique de L'EMC.....	6
1.2.3 Calcul des propriétés thermomagnétiques (approche théorique)	8
1.3 Les matériaux à effet magnétocalorique	10
1.4 Application de l'EMC a la production du froid autour de l'ambiante	11
1.5 Cycles de réfrigération magnétique.....	15
1.5.1 Cycle à régénération externe	15
1.5.1.1 Cycle magnétique de Brayton	16
1.5.1.2 Cycle magnétique d'Ericsson	17
1.6 La réfrigération magnétique active a régénération AMRR	18
1.6.1 Critères d'efficacité de l'AMRR	20
1.6.2 Considérations thermodynamiques	20
1.7 Dispositifs et systèmes de réfrigération magnétique.....	21
1.7.1 Dispositif magétique réalisé en Espagne.....	22
1.7.2 Réfrigérateur magétique réalisé aux Etats-unis(système magétique de Zimm) ..	22

Chapitre 2 : Etude et modélisation de l'AMRR

2.1 Problème physique	24
2.1.1 Principe de fonctionnement.....	25
2.1.2 Equation gouvernant l'échange de chaleur dans le cycle de AMRR.....	26
2.2 Condition aux limites	27
2.2.1 Conditions à l'entrée du régénérateur.....	27
2.2.2 Conditions à la sortie du régénérateur.....	28

2.2.3 Conditions de symétrie	28
2.3 Modélisation de la source de chaleur	28

Chapitre 3 : Simulation et conception du régénérateur

3.1 Choix du matériau magnétique	30
3.1.1 Matériaux à EMC géant autour de l'ambiante	31
3.1.2 Relation entre transition de phase et EMC	31
3.2 Conception du régénérateur	32
3.2.1 Définition.....	32
3.2.2 Présentation de quelques régénérateurs.....	32
3.2.3 Approche de conception de système AMRR.....	33
3.2.4 Simulation du processus transitoire de refroidissement	34
3.2.4.1 Effet de L'EMC	35
3.2.4.2 Effet de la période de cycle	36
3.2.4.3 Effet de débit volumique	38
3.3 Sélection et choix de la configuration optimale	40
3.4 Application de l'AMRR	41
3.4.1 Résultats et interprétations	41
3.5 Dimensionnement du régénérateur.....	44

Chapitre 4 : Dimensionnement du dispositif de RM

4.1 Dimensionnement d'un dispositif de réfrigération magnétique.....	47
4.2 La source de champ magnétique	47
3.2.1 Les différents systèmes de création de champ magétique.....	47
3.2.1.1 Les électroaimants	48
3.2.1.2 Les aimants supraconducteurs	48
3.2.1.3 Les aimants permanents	48
4.2.2 Choix de la source du champ	48
4.3 Le fluide de transfert (fluide caloporteur)	49
4.4 Sélection des éléments mécanique	50
4.4.1 la Tuyauterie	50
4.4.1.1 Conception du tube.....	50

4.4.1.2 Calcul des pertes de charge dans la tuyauterie	50
a. Les pertes de charge linéaires	50
b. Les pertes de charges singulières.....	52
4.4.2 les électrovannes	52
4.4.3 Echangeur de chaleur.....	53
4.4.3.1 Sélection d'un type d'échangeur (Choix géométrique).....	53
a. Echangeur de chaleur froide	56
a.1 Données du problème	56
a.2 Calcul de la Différence de température moyenne logarithmique (DTLM)	56
a.3 Calcul des dimensions principales de l'échangeur	57
4.4.3 La pompe	58
4.4.3.1 Types de pompes	58
4.4.3.2 Puissance de la pompe.....	61
Conclusion.....	62
Références bibliographiques	64
Annexes	66

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Principe de l'effet magnétocalorique.

Figure 1.2 : Evolution en fonction de la température de l'aimantation et de l'entropie du Gadolinium autour de sa température du curie.

Figure 1.3 : Evolution de l'effet magnétocalorique ΔT_{ad} (a) et de la variation d'entropie magnétique ΔS_m (b) de Gd pour différents champs.

Figure 1.4: Analogie entre un cycle thermomagnétique et un cycle thermodynamique classique.

Figure 1.5 : Comparaison des coefficients de performance des différentes techniques de production de froid.

Figure 1.6 : Cycle magnétique de Brayton.

Figure 1.7 : Cycle magnétique d'Ericsson.

Figure 1.8 : Représentation du cycle AMRR et profil associé de température le long du Régénérateur.

Figure 1.9 : Dispositif de réfrigération magnétique développé en Espagne.

Figure 1.10 : Démonstrateur de réfrigération magnétique développé aux États-Unis (a) schéma de système (b) puissance froide en fonction de l'écart de température.

Figure 2.1 : Schéma du réfrigérateur à régénération magnétique.

Figure 2.1 : Types de conditions aux limites.

Figure 3.1 : Représentation de trois configurations de régénérateur.

Figure 3.2 : Approche de conception de système AMRR.

Figure 3.3 : Configuration à plaque - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de nombre de cycles (N_c) pour différentes EMC.

Figure 3.4 : Configuration à tube - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de N_c pour différentes EMC.

Figure 3.5 : Configuration à tige - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de N_c pour différentes EMC.

Figure 3.6 : Configuration à plaque - Evolution la température moyenne du fluide sortant du régénérateur en fonction de N_c pour différentes périodes 2τ .

Figure 3.7 : Configuration à tube - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes périodes 2τ .

Figure 3.8 : Configuration à tige - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes périodes 2τ .

Figure 3.9: Configuration à plaque - Evolution de de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes périodes 2τ .

Figure 3.10 : Configuration à tube - Evolution de de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes périodes 2τ .

Figure 3.11 : Configuration à tige - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes périodes 2τ .

Figure 3.12 : Variation de coefficient de performance en fonction de la période de cycle 2τ .

Figure 3.13 : Variation de la puissance froide en fonction de la période de cycles 2τ .

Figure 3.14 : Variation de COP en fonction du débit.

Figure 4.1 : Le coefficient de perte de charge linéaire f en fonction du nombre de Reynolds et le la rugosité relative de la conduite (Le diagramme de Moody).

Figure 4.2 : Schéma typique de l'échangeur à plaques / contre-courant.

Figure 4.3 : Description du circuit hydraulique avec le profil de température dans les régénérateur et les échanges thermiques.

LISTE DES TABLEAUX

tableau 1.1: caractéristiques de quelques matériaux a emc géant autour de t_c .

tableau 3.1 : comparaison de potentiels magnéto-calorique des différents matériaux.

tableau 4.1: caractéristiques de canalisation d'un seul circuit (froid).

tableau 4.2: données relatives au dimensionnement de l'échangeur.

tableau 4.3 : résultats hydrauliques pour les tronçons de conduite pour un seul circuit.

NOMENCLATURES

RM : Réfrigérateur Magnétique

EMC : Effet Magnétocalorique

Gd : Gadolinium

AMRR : Active Magnetic Regenerative Refrigeration,
Réfrigération magnétique active à récupération

CFC : Chlorofluorocarbure

HCFC : hydro chlorofluorocarbure

A Surface latérale du régénérateur (m^2)

$B = \mu_0 H$ Induction magnétique (Tesla)

ΔT_{ad} Changement de température adiabatique dû à l'effet magnétocalorique (K)

COP Coefficient de Performance

C_B Chaleur spécifique (J/kg. K)

K Conductivité thermique du fluide (W/m. K)

$M(B, T)$ Magnétisation (J/T kg)

m masse du solide (kg)

N_c Nombre de cycles (magnétisation/démagnétisation)

P Puissance de la pompe (W)

p Pression (Pa)

Q_v Débit volumique (m^3/s)

Re Nombre de Reynolds

$SE(T)$ Entropie électronique (J/kg. K)

$SL(T)$ Entropie du réseau (J/kg. K)

$SM(B, T)$ Entropie magnétique (J/kg. K)

T_C Température à la source froide (K)

T_e Température du fluide à l'entrée du régénérateur (K)

T_H Température à la source chaude (K)

T_C Température à la source froide (K)

T_i Température initiale du fluide (K)

T_m Température moyenne du fluide (K)

T_0 Température du fluide à la sortie du régénérateur (K)

T_s Température du solide (K)

U_0	Vitesse d'entrée (m/s)
u	Vitesse dans la direction de x (m/s)
V	Vitesse moyenne (m/s)
V_0	Vitesse à l'axe (m/s)
v	Vitesses dans la direction de y (m/s)
θ_D	Température de Debye (k)
ΔS	Variation d'entropie magnétique (J/kg.K)
μ	Viscosité dynamique (kg/m.s)
ρ	Masse volumique de fluide (kg/m ³)
τ	Durée de magnétisation ou démagnétisation du réfrigérant magnétique (s)
f	Fluide
s	Solide

Introduction

Dans notre société actuelle, Le froid occupe une place très importante. Il pèse au total 15% de la consommation de l'énergie électrique dans le monde. Il est utilisé dans de nombreuses applications telles que la climatisation automobile ou de bâtiment, la réfrigération industrielle ou domestique, etc. Le fonctionnement de la quasi totalité des systèmes actuels est basé sur le principe thermodynamique qui consiste à utiliser l'énergie thermique produite par le changement de phase (liquide/gaz), par compression et de détente de gaz frigorigène comme les chlorofluorocarbones (CFC), les hydrofluorocarbones (HFC) et les hydrochlorofluorocarbones (HCFC). Ces derniers, sont malheureusement, des substances ayant des effets néfastes sur l'environnement, et la destruction de couche d'ozone. Des travaux sont menés aujourd'hui pour palier à ce problème, ils consistent à réaliser une rupture technologique et à trouver de nouveaux moyens permettant de réaliser des systèmes à haute efficacité énergétique tout en ayant un impact environnemental faible. C'est le cas de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante qui fait l'objet de cette étude.

La réfrigération magnétique est une méthode de réfrigération basée sur l'effet magnétocalorique. Cet effet découvert en 1881, montre que la réponse d'un matériau où l'on applique un champ magnétique se fait par un changement de température. Le matériau utilisé est un ferromagnétique. Quand le ferromagnétique est soumis à un champ magnétique, celui-ci s'échauffe, quand le champ magnétique est enlevé, le ferromagnétique se refroidit.

Les systèmes de réfrigération magnétique ont l'avantage de ne pas utiliser de substances non-propres pouvant avoir des effets néfastes sur l'environnement, ainsi ils ne nécessitent pas l'emploi d'organes mécaniques (compresseur et détendeur), qui seraient les sources de pertes majeures d'efficacité dans les cycles de compression classique. Par conséquent, des systèmes et des composants de conception nouvelle ont été développés

récemment pour le froid magnétique, permettant d'utiliser des systèmes compacts employant des fluides de transfert à base d'eau.

L'objectif principal de ce projet est l'étude et l'analyse de la technologie de réfrigération magnétique, en proposant une procédure pour la conception et le dimensionnement d'un dispositif de réfrigération magnétique appliqué à l'application de production de froid. Pour cela, l'étude est focalisée sur des simulations de processus de magnétisation et démagnétisation du régénérateur magnétique, par un code de calcul développé et validé au sein de département Génie Mécanique (ENP). On s'est intéressé par la suite aux effets des propriétés du fluide et du matériau magnétique, ainsi que les paramètres de dimensionnement sur les performances des régénérateurs ont été étudiés et investigués. Enfin, des conditions optimales obtenues le dimensionnement des différentes composantes du réfrigérateur magnétique ont été déterminées.

Ce mémoire comprend quatre chapitres. Le premier chapitre consiste à décrire le principe de la réfrigération magnétique et de donner les définitions nécessaires qui permettent de mieux la cerner, ainsi que les principaux cycles utilisés dans les dispositifs de RM. Le deuxième chapitre porte sur la description du problème physique, avec des équations gouvernant l'écoulement et l'échange de chaleur du régénérateur. Ensuite, le 3ième chapitre présente la conception et le dimensionnement du régénérateur AMR. Enfin, dans le quatrième chapitre, nous nous sommes intéressés plus particulièrement au dimensionnement des éléments mécaniques constituant notre dispositif.

Chapitre 1:

La réfrigération magnétique

La réfrigération magnétique autour de la température ambiante est une technologie émergente qui a suscité l'intérêt des chercheurs de part le monde. Ce premier chapitre va servir comme initiation à cette nouvelle technologie ; Commencant par l'historique, puis Nous allons définir l'effet magnétocalorique, principe essentiel de la réfrigération magnétique, et on va donner par la suite quelques définitions thermodynamiques importantes, on faisant une analogie entre les systèmes de réfrigération conventionnelle à gaz et les systèmes basés sur la réfrigération magnétique. Citerons en dernier quelques dispositifs qui sont déjà réalisés.

1.1 Historique

En 1881, le physicien allemand Emil Warburg [1] a découvert l'effet magnétocalorique. Il observa une élévation de température d'un échantillon de fer lorsque celui-ci été introduit dans un champ magnétique et une chute de température lorsqu'il en été retiré. En 1926, Debye proposa une première application de ce phénomène à la physique des basses températures (il a prédit la possibilité d'obtenir des températures inférieures à 1 K, en utilisant du sel paramagnétique), où cette technique devint la norme de quelques Kelvin à quelques centaines ou pour les applications extrêmes jusqu'à quelques centièmes ou millièmes de Kelvin. Le procédé est nommé procédé de magnétisation/démagnétisation. Cet effet se produit au voisinage de la température de Curie, où un matériau magnétocalorique subit une transition continue entre deux états magnétiques différents.

Depuis les années trente, la réfrigération magnétique est appliquée avec succès dans la physique des basses températures. Plus tard, En 1954, Heer et al [1]. Ont mis au point le premier dispositif magnétique semi continu utilisant l'EMC pour atteindre approximativement 0.2 K, et produisant des puissances frigorifiques très faibles.

En 1966, Geuns fut le premier qui a proposé un réfrigérateur magnétique opérant au-dessus de 1 K fonctionnant selon un cycle à régénération en utilisant le gaz d'hélium comme régénérateur et un matériau paramagnétique comme réfrigérant.

Bien plus tard, en 1976, Brown construisit le premier réfrigérateur magnétique [1]. Il a proposé une pompe à chaleur magnétique pouvant opérer près de la température de la pièce. Ce dispositif lui a permis de réaliser des écarts de température de l'ordre de 50 K et ce, grâce à un réfrigérant ferromagnétique (Gd) fonctionnant suivant un cycle à régénération externe (Ericsson). Ce pas franchit, un important nombre de réfrigérateurs de ce type ont été brevetés et construits.

En 1998, Smaili et Chahine [2] ont proposé un modèle numérique permettant d'effectuer l'analyse thermodynamique du cycle de réfrigération magnétique à régénération active (AMR) et de prédire la composition optimale du régénérateur actif.

Le premier réfrigérateur magnétique fonctionnant à température ambiante et pourvu d'aimants permanents a été construit en 2001 par Astronautics Cooperation of America. Parmi d'autres groupes Kitanovski, Egolf et Sari [3] ont proposé de nouveaux systèmes cycliques de réfrigérateur thermodynamique. Pour ces réfrigérateurs, l'utilisation de simulations numériques, a permis de prédire des coefficients de performance très élevés, mais non encore publiés. Ces machines, qui en sont encore au stade du développement, devraient fonctionner dans des conditions analogues aux réfrigérateurs conventionnels à compression/expansion ou aux pompes à chaleur.

Dans les années quatre-vingt dix, la recherche sur les matériaux magnétocaloriques, qui sont nécessaires à la réfrigération magnétique à température ambiante, s'est énormément accrue. Ainsi après la découverte d'alliages basés sur le Gadolinium, qui étaient produits par AMES Laboratory, une croissance exponentielle s'est produite. Cet état de fait a été mis en évidence par un comptage annuel du nombre d'articles scientifiques corrigés dans le domaine. Dès lors, une grande variété de composants magnétocaloriques différents ont été proposés. Aujourd'hui, de nouveaux alliages sont produits avec des températures de Curie proches de la température ambiante et de grands effets magnétocaloriques. Parmi les scientifiques qui travaillent dans ce domaine, on remarquera spécialement Pecharsky et Gschneidner aux USA, Wada et al. au Japon et Brück et al. en Europe [4].

1.2 Effet magnétocalorique (EMC)

1.2.1 Définition

L'effet magnétocalorique est une propriété intrinsèque des matériaux magnétiques (para ou ferromagnétique) qui se traduit par une variation de température réversible de la substance sous l'action d'un champ magnétique (figure 1.1). Ce changement de température est dû à la structure moléculaire des matériaux appartenant à la famille des lanthanides. Les spins internes de ces matériaux s'alignent lorsqu'un champ magnétique leur est appliqué et reprennent une orientation casuelle à la soustraction de ce champ.

Cet effet est maximal autour de la température de transition (température de Curie ou température de Néel). En effet, au voisinage de cette température critique, les variations de l'aimantation sont importantes (figure 1.2) et se traduisent par de fortes évolutions de l'entropie magnétique du matériau, entraînant une modification de sa température, d'où l'intérêt de travailler autour de la température de transition [5][4].

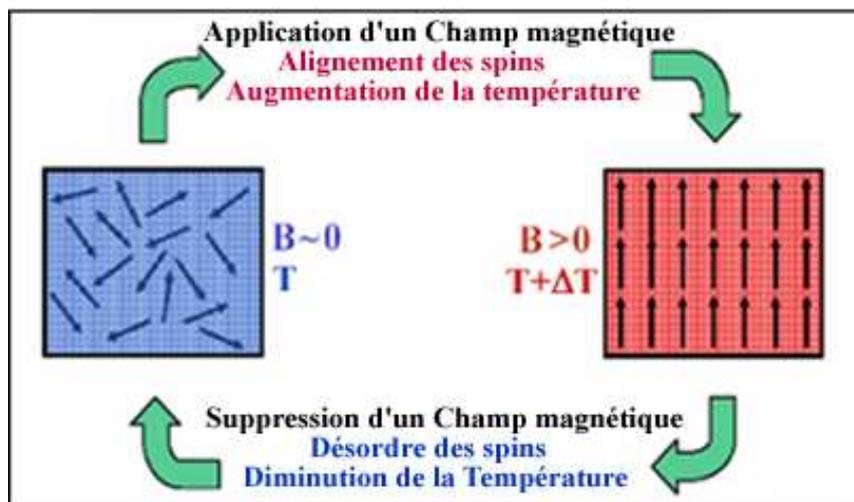


Figure 1.1 : Principe de l'effet magnétocalorique [4].

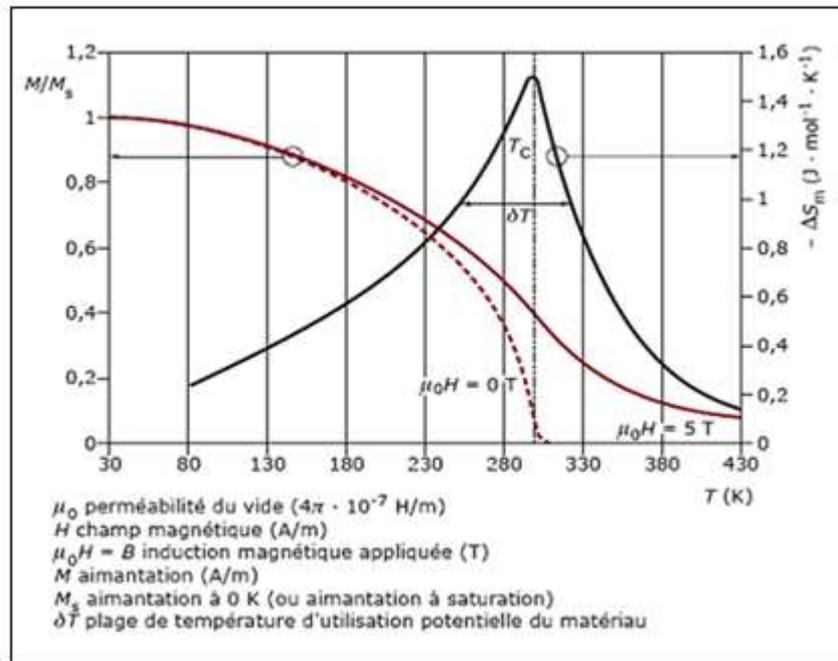


Figure 1.2 : Evolution en fonction de la température de l'aimantation et de l'entropie du Gadolinium autour de sa température du curie [6].

1.2.2 Analyse thermodynamique de L'EMC

Pour comprendre l'origine physique de l'effet magnéto-calorique, il est utile de rappeler les propriétés thermodynamiques d'une substance magnétique plongée dans un champ magnétique [7] [8]. Le potentiel thermodynamique adapté à la description d'un tel système est l'enthalpie libre G (énergie de Gibbs). G s'exprime en fonction de l'énergie interne U , des variables extensives : entropie S , volume V et aimantation M et des variables intensives : température T , pression P et induction magnétique B :

$$G = G(T, P, B) = H - TS - \vec{M} \cdot \vec{B} = U + PV - TS - \vec{M} \cdot \vec{B} \quad (1.1)$$

B étant directement liée au champ magnétique extérieur H_e par la relation :

$$\vec{B} = \mu_0 \vec{H}_e \quad (1.2)$$

Où μ_0 est la perméabilité du vide.

Les substances en question étant généralement à l'état solide, on peut négliger tout effet dû au volume et à la pression, donc la différentielle totale exacte de l'enthalpie libre peut s'écrire comme suit :

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right) dT + \left(\frac{\partial G}{\partial \vec{B}}\right) d\vec{B} = -\vec{M} \cdot d\vec{B} - S \cdot dT \quad (1.3)$$

Une des propriétés de la différentielle exacte est que les dérivées partielles secondes croisées sont identiques :

$$\frac{\partial}{\partial \vec{B}} \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right) = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{\partial G}{\partial \vec{B}}\right) \quad (1.4)$$

D'où la relation de Maxwell Weiss :

$$\left(\frac{\partial \vec{M}}{\partial T}\right)_{\vec{B}} = \left(\frac{\partial S}{\partial \vec{B}}\right)_T \quad (1.5)$$

La capacité calorifique du matériau étant donnée par :

$$C_B = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_B T \quad (1.6)$$

Cela donne :

$$\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_B = \frac{C_B}{T} \quad (1.7)$$

La différentielle de l'entropie S peut s'écrire de la manière suivante :

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_B dT + \left(\frac{\partial S}{\partial B}\right)_T dB = \frac{C_B}{T} dT + \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_B dB \quad (1.8)$$

Si le champ est appliqué d'une façon adiabatique réversible, et en considérant une variation de température dans un domaine $[T_i, T_f]$, tel que $\Delta T = (T_f - T_i) \ll T_i$ ou T_f , l'EMC résultant sera donné par le changement de température adiabatique :

$$EMC = \Delta T_{ad} = -T_i \int_0^B \frac{1}{C(B,T)} \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_B dB \quad (1.9)$$

Si le champ est appliqué d'une façon isotherme, l'EMC sera quantifié par le changement d'entropie magnétique :

$$dS(T, B) = \left(\frac{\partial S}{\partial B}\right)_T dB \quad (1.10)$$

En utilisant la relation de Maxwell donnée par (1.5), la variation de l'entropie magnétique peut s'écrire alors :

$$\Delta S(T, B) = \int_{B_i}^{B_f} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_B dB \quad (1.11)$$

Où, $C_p(B, T)$ est la chaleur spécifique, et $M(B, T)$ est la magnétisation. La connaissance de ces deux dernières grandeurs en fonction de la température et du champ, est donc nécessaire pour évaluer l'EMC.

1.2.3 Calcul des propriétés thermomagnétiques (approche théorique)

Les relations établies précédemment montrent que les propriétés magnétocaloriques d'un matériau peuvent être déterminées en connaissant l'entropie totale $S(B, T)$, donc il est commode d'évaluer, tout d'abord, cette entropie totale de la substance magnétique. Celle-ci peut être décrite comme suit:

$$S(B, T) = S_M(B, T) + S_L(T) + S_E(T) \quad (1.12)$$

Où :

S_M L'entropie magnétique des moments magnétiques portés par les électrons localisés.

S_L L'entropie du réseau cristallin associée aux atomes.

S_E L'entropie électronique attribuée aux électrons de conduction.

Selon la théorie du magnétisme, l'entropie magnétique peut s'exprimer par la relation :

$$S_M(B, T) = R \left[\ln \left(\frac{2J+1}{2J} X \right) - \ln \sinh \left(\frac{1}{2J} X \right) - X B_J(X) \right] \quad (1.13)$$

où R est la constante universelle des gaz ($R = 8.314 \text{ J/mol.K}$). Pour un ferromagnétique, X est décrite par :

$$X = \frac{g_J \mu_B J B}{K_B T} + \frac{3\theta_C J B_J(X)}{T(J+1)} \quad (1.14)$$

Avec g_J : facteur de Landé, μ_B : magnéton de Bohr, J : moment cinétique totale (le nombre quantique du moment angulaire total), K_B : constante de Boltzmann, θ_C : température de Curie, B : champ appliqué et $B_J(X)$: la fonction de Brillouin. L'Eq.1.14 peut être résolue par itération.

La contribution du réseau est représentée par le modèle de Debye, l'entropie associée est ainsi donnée par la relation :

$$S_L(T) = R \left[-3 \ln(1 - e^{-\theta_D/T}) + 12 \left(\frac{T}{\theta_D} \right)^3 \int_0^{\theta_D/T} \frac{z^3}{e^z - 1} dz \right] \quad (1.15)$$

où θ_D est la température de Debye.

D'après la théorie statistique de Fermi-Dirac, l'entropie électronique peut être formulée par :

$$S_E(T) = \gamma T \quad (1.16)$$

où γ est le coefficient de capacité calorifique électronique.

Une fois l'entropie totale $S(B, T)$ calculée, le changement de température adiabatique ΔT (appelé aussi EMC) est directement déterminé par la condition d'aimantation (désaimantation) isentropique ou adiabatique suivante :

$$S(B = 0, T) = S(B, T + \Delta T_{ad}) \quad (1.17)$$

$$S_M(B = 0, T) + S_L(T) + \gamma T = S_M(B, T + \Delta T_{ad}) + S_L(T + \Delta T_{ad}) + \gamma(T + \Delta T_{ad}) \quad (1.18)$$

Et, à partir de l'éq. (1.18), le changement d'entropie magnétique peut être facilement obtenu:

$$\Delta S_M(B, T) = S_M(B = 0, T) - S_M(B \neq 0, T) \quad (1.19)$$

On peut aussi déterminer la chaleur spécifique correspondante, en utilisant simplement la relation suivante :

$$C_P(B, T) = T \left(\frac{\partial S_M(B, T)}{\partial T} \right) \quad (1.20)$$

La figure 1.3 illustre l'EMC en fonction de la température pour un cristal de gadolinium soumis à différentes intensités de champ magnétique [9]. Le changement adiabatique de température observé est relativement faible, il passe par un maximum (environ 2 à 3 K/T) à la température de transition du matériau.

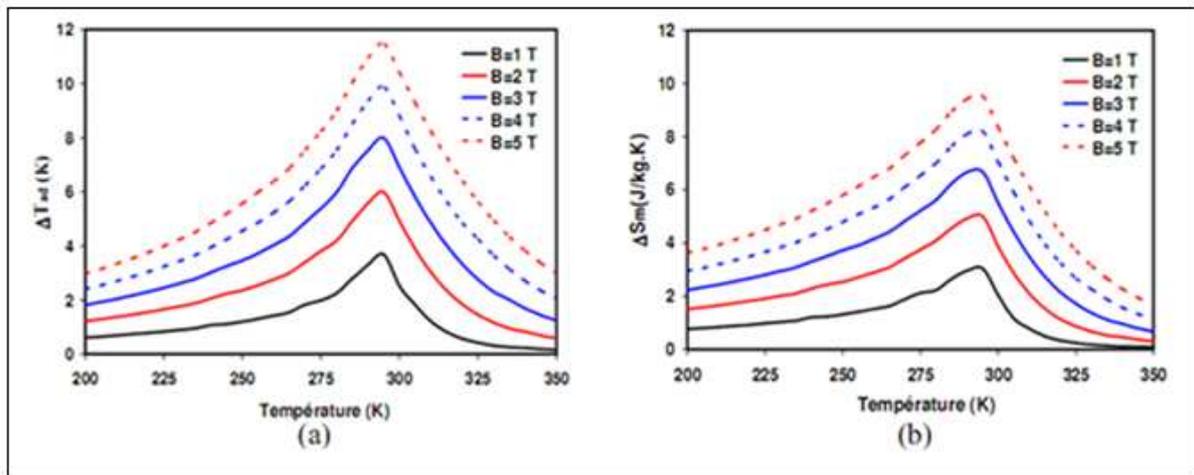


Figure 1.3 : Evolution de l'effet magnétocalorique ΔT_{ad} (a) et de la variation d'entropie magnétique ΔS_m (b) de Gd pour différents champs [9].

1.3 Les matériaux à effet magnétocalorique

Pour les applications de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante, le matériau doit présenter un EMC important autour de cette température. Typiquement 1 à 2 K/Tesla. Comme le matériau magnétocalorique est le noyau principal de la réfrigération magnétique, il doit disposer de certaines caractéristiques pour être intéressant [8] [10] [11]:

- ✓ Une température de transition proche de la température ambiante.
- ✓ Un effet magnétocalorique le plus large possible sur une large plage de température.
- ✓ Hystérésis magnétique et thermique minimal permettant d'avoir des fréquences de fonctionnement élevées et donc une grande puissance froide.
- ✓ Une grande résistance électrique pour diminuer les pertes par courant de Foucault.
- ✓ Une grande conductivité thermique pour améliorer l'efficacité des échanges.
- ✓ De bonnes propriétés mécaniques afin de simplifier les processus de fabrication.
- ✓ Un coût d'élaboration et de production faible, nécessaire pour les applications commerciales.

Le gadolinium (Gd), qui est un terre rare dont la température de curie est proche de l'ambiante ($T_C = 293\text{K}$), répond à ces critères. Aujourd'hui c'est le matériau magnétique métallique (ferromagnétique) disponible à l'état pur qui possède un EMC convenable. Il a été exploité pour la toute première fois, dans la réfrigération magnétique autour de la température

ambiante par Brown en 1976 [12], Son EMC ou variation de température adiabatique est de l'ordre de 2 K/Tesla.

Même si une large gamme de matériaux avec un EMC géant existe déjà, la recherche et le développement de nouveaux matériaux magnéto-caloriques est toujours active afin de les améliorer ou d'en créer d'autres. La plage de recherche pour des matériaux susceptibles d'être utilisés dans la réfrigération magnétique a été étendue [8]. Des matériaux à transition de phase du second ordre ont fait l'objet de la plupart des études. Récemment, les recherches se sont orientées vers des transitions de phase du premier ordre après la découverte de l'EMC géant dans les alliages GdSiGe.

Une liste de quelques matériaux à EMC géant autour de la température ambiante susceptibles d'être utilisés est représentée dans le tableau 1.1.

Tableau 1.1: Caractéristiques de quelques matériaux à EMC géant autour de T_C [13].

Matériaux magnétique	T_C (K)	ΔH (T)	ΔS_m (J Kg ⁻¹ K ⁻¹)	EMC (K)
Gd	294	2	24	5.7
		0.8		1.5
		0.5		0.9
Gd _{0.83} Dy _{0.13}	278	2	4	-
Gd ₅ (Ge _{0.5} Si _{0.5}) ₄	276	2	14	7.4
Fe ₄₉ Rh ₅₁	313	2	12	8.4
Fe _{1.75} Rh _{0.25}	310	2	1.4	1
La(Fe _{0.89} Si _{0.11}) ₁₃ H _{1.3}	291	2	24	6.9
Ni _{52.6} Mn _{23.1} Ga _{24.3}	300	5	18	-
MnFeP _{1-x} As _x				
x=0.55	300	2	14.5	6
x=0.50	282	2	16.5	-
MnAs _{1-x} Sb _x				
x=0	318	2	31	4.8
x=0.1	283	2	24	5.7
x=0.25	230	2	18	-

1.4 Application de l'EMC a la production du froid autour de l'ambiante

Nous avons vu qu'une aimantation adiabatique du matériau se traduit par une augmentation de sa température. Réciproquement, une désaimantation permet de le refroidir, et cela de façon réversible. On peut ainsi réaliser selon un cycle magnétique l'équivalent d'un

cycle d'une machine thermique conventionnelle (compression d'un gaz). L'aimantation du matériau est alors équivalente à la compression d'un gaz et sa désaimantation à la détente [9] [12]. Une analogie physique existe entre ces deux principes, qui nous permettent d'observer le parallèle entre la réfrigération à compression conventionnelle et la réfrigération magnétique.

Si le cycle est fermé, un fonctionnement cyclique du système, comprenant les quatre fonctions mises en évidence à la figure 1.4, peut être obtenu.

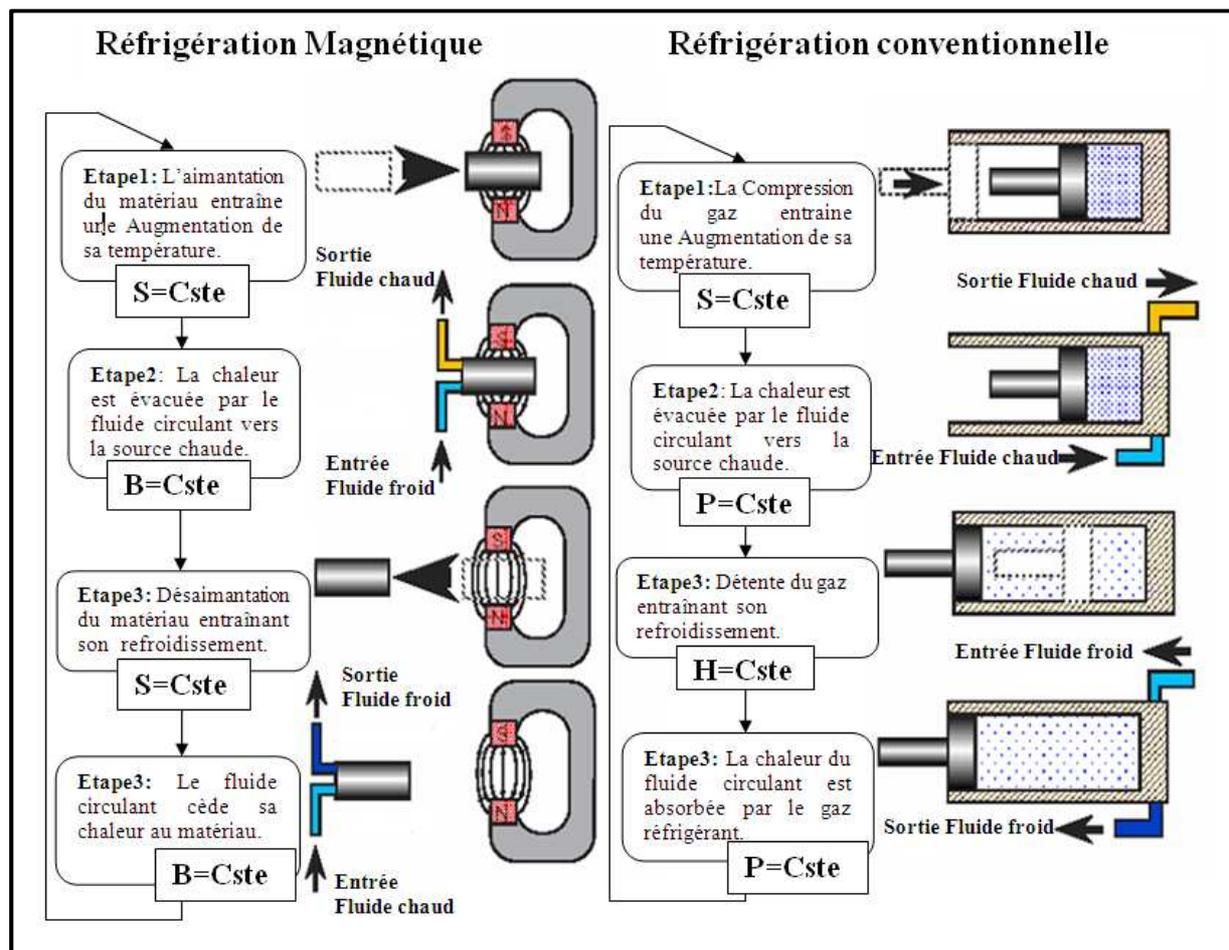


Figure 1.4: Analogie entre un cycle thermomagnétique et un cycle thermodynamique classique.

Dans la réfrigération à compression, le gaz réfrigérant est comprimé et sa température augmente. La chaleur induite est alors évacuée vers la source chaude. Lors de sa détente le gaz réfrigérant se refroidit permettant ainsi d'absorber la chaleur de la source froide ou de l'espace à refroidir. C'est le cycle de fonctionnement de la réfrigération conventionnelle à gaz. Ce cycle se reproduit plusieurs fois pendant la durée de fonctionnement.

Dans la réfrigération magnétique, le matériau magnéto-calorique est l'élément subissant des changements (température et entropie) en fonction des phases aimantation / désaimantation. La répétition du cycle d'aimantation et de désaimantation jointe aux échanges thermiques avec les sources chaudes et froides remplace le fonctionnement du compresseur/détendeur rencontré dans les systèmes conventionnels.

Il existe des différences entre les deux procédés. L'injection et le rejet de chaleur dans un gaz frigorigène constituent un processus relativement rapide, car les mouvements turbulents transfèrent la chaleur très rapidement. Malheureusement, ce n'est pas le cas pour les matériaux magnéto-caloriques. Ici, le mécanisme de transfert de chaleur est la diffusion moléculaire lente. Ainsi, à l'heure actuelle, les structures poreuses en filigrane sont considérées comme la meilleure solution pour surmonter ce problème. Les faibles distances entre les zones centrales du matériau et un domaine de fluide adjacent, où un fluide caloporteur capturant la chaleur et la transférant vers l'extérieur du matériau, sont idéales pour accélérer le processus de refroidissement [14].

En 1998, la faisabilité de la réfrigération autour de la température ambiante en utilisant du gadolinium a été démontrée [8]. L'efficacité atteinte est remarquable et laisse entrevoir de réelles et nombreuses applications potentielles, donc cette technologie de réfrigération peut concurrencer les systèmes de réfrigération thermodynamique classique:

- ✓ réfrigération domestique ou industrielle.
- ✓ climatisation de bâtiment.
- ✓ climatisation de véhicule.
- ✓ refroidissement de systèmes portables : électronique, médical, etc...
- ✓ liquéfaction de gaz.
- ✓ etc.

Ainsi la réfrigération magnétique représente de multiples avantages technologiques, économiques et écologiques en la comparant avec d'autres techniques de production du froid:

- ✓ Une grande efficacité thermodynamique engendrée par la quasi-réversibilité de l'effet magnéto-calorique. Cela entraîne un rendement énergétique nettement meilleur pour des puissances de l'ordre de 1 à 100 watt comme le montre la figure 1.5.

- ✓ L'absence de polluant atmosphérique comme le CFC ou ses substituts HCFC et HFC. Les fluides utilisés dans les démonstrateurs sont l'eau ou le glycol.
- ✓ L'absence de bruits et de vibrations grâce à l'absence de compresseur.
- ✓ Une possibilité de réaliser des systèmes compacts avec de fortes densités d'énergie, le matériau réfrigérant étant solide et non gazeux.
- ✓ Consommation d'énergie réduite.
- ✓ Conception et fabrication simples.
- ✓ Réglage aisé de la puissance ou des sources froide et chaude.

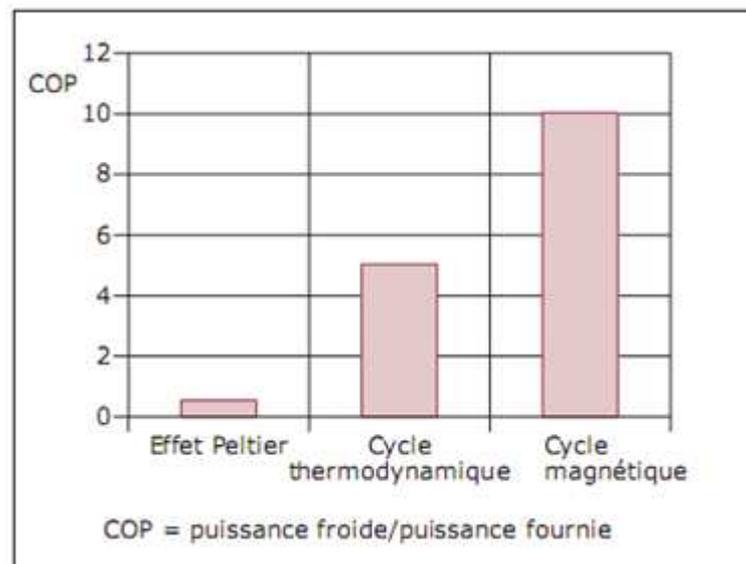


Figure 1.5 : Comparaison des coefficients de performance des différentes techniques de production de froid [12].

En revanche, il existe des inconvénients à ce modèle :

- ✓ Des matériaux à EMC géant doivent être développés pour permettre des fréquences plus élevées dans les réfrigérateurs magnétiques rectilignes ou rotatifs
- ✓ Nécessité de protéger les composants électroniques des champs magnétiques. Mais il faut préciser qu'ils sont statiques, de faible portée et qu'ils peuvent être blindés
- ✓ Les aimants permanents ont une force de champ limitée. Les aimants et les électroaimants supraconducteurs sont (trop) onéreux.
- ✓ Les changements de température sont limités. Les systèmes multi étages perdent de l'efficacité à cause du transfert de chaleur entre les étages.

- ✓ Les machines mobiles nécessitent une grande précision afin d'éviter une réduction du champ magnétique causée par les écarts entre les aimants et le matériau magnétocalorique.

Cependant, l'exploitation directe de l'EMC ne permet pas de dépasser quelques degrés de température dans le meilleur des cas des matériaux réfrigérants (Gd). Il faut retenir que pour les systèmes à aimants, en utilisant la réfrigération magnétique à régénération en amplifiant la différence de température, on a peut atteindre des gradients de température importants.

1.5 Cycles de réfrigération magnétique

En général, un cycle de réfrigération magnétique (thermomagnétique) consiste en l'aimantation et la désaimantation du matériau réfrigérant, d'une manière cyclique au cours desquelles la chaleur est respectivement rejetée et absorbée. Autour de la température ambiante, seuls les cycles à régénération permettent de réaliser des écarts de température élevées. Ces cycles nécessitent la présence d'un élément appelé régénérateur. Tel que, le passage de la température chaude à la température froide, se fait en cédant de la chaleur au régénérateur. Cette chaleur est restituée au matériau pendant son passage de la température froide à la température chaude. Donc après chaque cycle le régénérateur doit revenir à son état initial.

Suivant les transformations, plusieurs cycles peuvent être utilisés. Dans notre cas, on distingue principalement deux types de cycles :

- ✓ Cycle à régénération externe.
- ✓ Cycle à réfrigération à régénération magnétique active (AMRR).

1.5.1 Cycle à régénération externe

Dans tous les cycles à régénération externe, le rôle du régénérateur est assuré par le fluide qui traverse le matériau en circulant alternativement de la source chaude à la source froide. Une des limites de ce principe était que la colonne du fluide devait garder lors de son déplacement, un gradient de température stable pour assurer l'effet de la régénération. Différents cycles de base thermomagnétiques sont connus tels que le cycle de Carnot, le cycle magnétique de Stirling, le cycle magnétique d'Ericsson et le cycle magnétique de

Brayton. Leur principe de fonctionnement est analogue aux cycles thermodynamiques conventionnels.

Parmi ces cycles, les cycles d'Ericsson et de Brayton représentés dans les figures 1.6 et 1.7 respectivement, sont applicables pour la réfrigération magnétique autour de la température ambiante [8].

1.5.1.1 Cycle magnétique de Brayton

Le cycle de Brayton est l'un des cycles les plus basiques de la réfrigération magnétique. Une machine basée sur ce cycle opère entre deux isochamps (champ magnétique constant) et deux courbes adiabatiques (une entropie totale constante) comme le montre la figure 1.6. Le cycle complet de Brayton est décrit par les quatre phases suivantes:

- a. Aimantation adiabatique : le matériau étant à la température T s'échauffe sous l'action du champ magnétique extérieur par effet magnétocalorique et passe à la température T_H .
- b. Refroidissement isochamp : le matériau cède sa chaleur à la source chaude.
- c. Désaimantation adiabatique : le matériau étant à la température T se refroidit par effet magnétocalorique et passe à la température T_C .
- d. Réchauffement isochamp : le matériau absorbe de la chaleur à la source froide et se réchauffe.

L'application de la relation pour le cycle de Brayton donne:

$$COP_{Brayton} = \frac{\int_4^1 T ds}{\int_4^1 T ds + \int_3^2 T ds} \quad (1.21)$$

Le cycle de Brayton est optimal lorsque les courbes (T - S) sont parallèles.

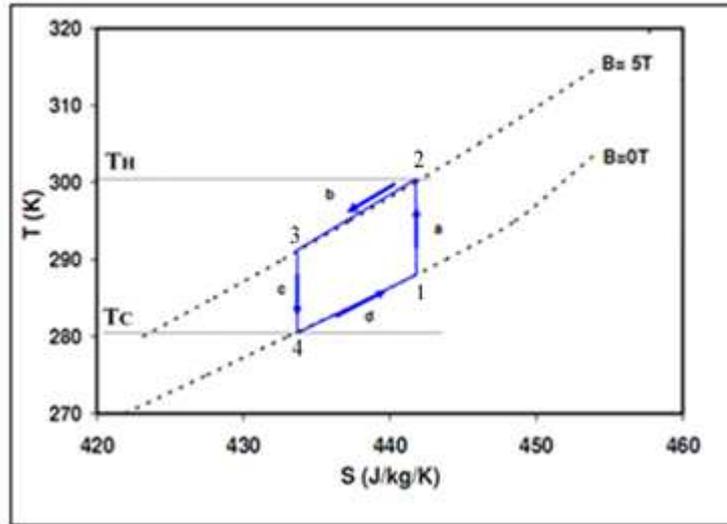


Figure 1.6 : Cycle magnétique de Brayton [9].

1.5.1.2 Cycle magnétique d’Ericsson

Une machine basée sur le cycle d’Ericsson opère avec deux processus isothermes (température constante) et deux processus isochamps (champ magnétique constant), comme le montre la figure 1.7. Le cycle complet d’Ericsson est décrit par les quatre phases suivantes:

- a. aimantation isotherme : le matériau magnétique s’échauffe puis échange sa chaleur d’aimantation avec la source chaude de température T_H .

$$Q_H = T_H \Delta S(T_H, \Delta B) = T_H \Delta S_M(T_H, \Delta B) \tag{1.22}$$

- b. refroidissement isochamp : le matériau est à $T = T_H$, le fluide caloporteur $T = T_C$, circule de la source froide à la source chaude en absorbant la chaleur du matériau jusqu’à ce que sa température soit égale à T_C .

- c. désaimantation isotherme : le matériau magnétique se refroidit et absorbe une quantité de chaleur Q_C de la source froide à $T = T_C$.

$$Q_C = T_C \Delta S(T_C, \Delta B) = T_C \Delta S_M(T_C, \Delta B) \tag{1.23}$$

- d. réchauffement isochope : le matériau est à $T = T_C$, le fluide caloporteur $T = T_H$ circule de la source chaude à la source froide en cédant de la chaleur au matériau jusqu'à ce que sa température devienne égale à T_H .

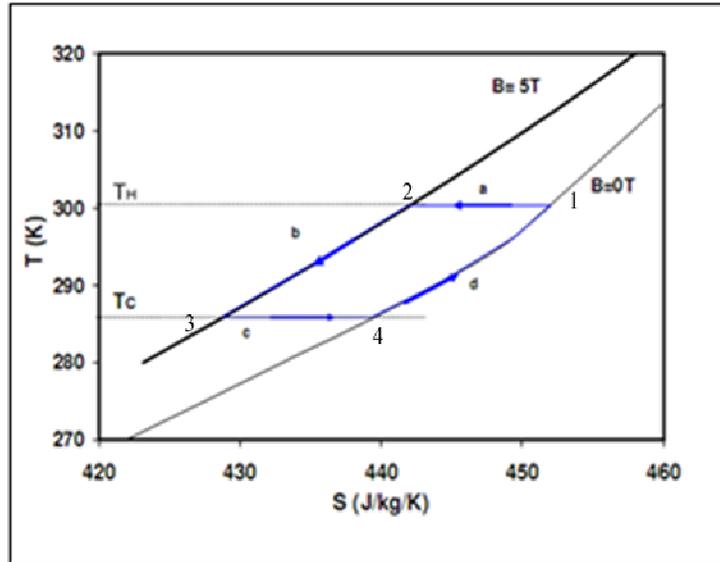


Figure 1.7 : Cycle magnétique d'Ericsson [9].

Le COP d'un cycle d'Ericsson est donné par :

$$COP_{Ericsson} = \frac{T_0[S_1 - S_4]}{-T_0[S_1 - S_4] - T_1[S_3 - S_2]} \quad (1.23)$$

$$\lim_{T_0 \rightarrow T_1} COP_{Ericsson} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} = COP_{Carnot} \quad (1.24)$$

1.6 La réfrigération à régénération magnétique active AMRR

C'est une autre solution, pour la réfrigération magnétique, plus fiable que les cycles à régénération externe, cette solution fait jouer le rôle de régénérateur au matériau réfrigérant lui-même. Barclay est le premier à avoir décrit le principe de fonctionnement d'un tel système appelé réfrigération magnétique active à régénération (AMRR) [14] [15] [16]. Son cycle de fonctionnement ne présente pas d'analogie avec les cycles conventionnels, mais les phases sont similaires à celles de Brayton. Généralement, on le schématise par les profils de température dans le matériau et le fluide au cours de différentes phases. La majorité des démonstrateurs réalisés récemment pour montrer la faisabilité de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante utilise ce principe.

La figure 1.8 montre le principe de fonctionnement d'un réfrigérateur basé sur ce type de cycle. Le matériau magnétocalorique subit les cycles aimantation/ désaimantation ; les échanges de chaleur entre la source chaude et la source froide sont assurés par un fluide entraîné alternativement par deux pistons. Le cycle complet de l'AMRR est composé de quatre étapes (deux adiabatiques et deux isochamps).

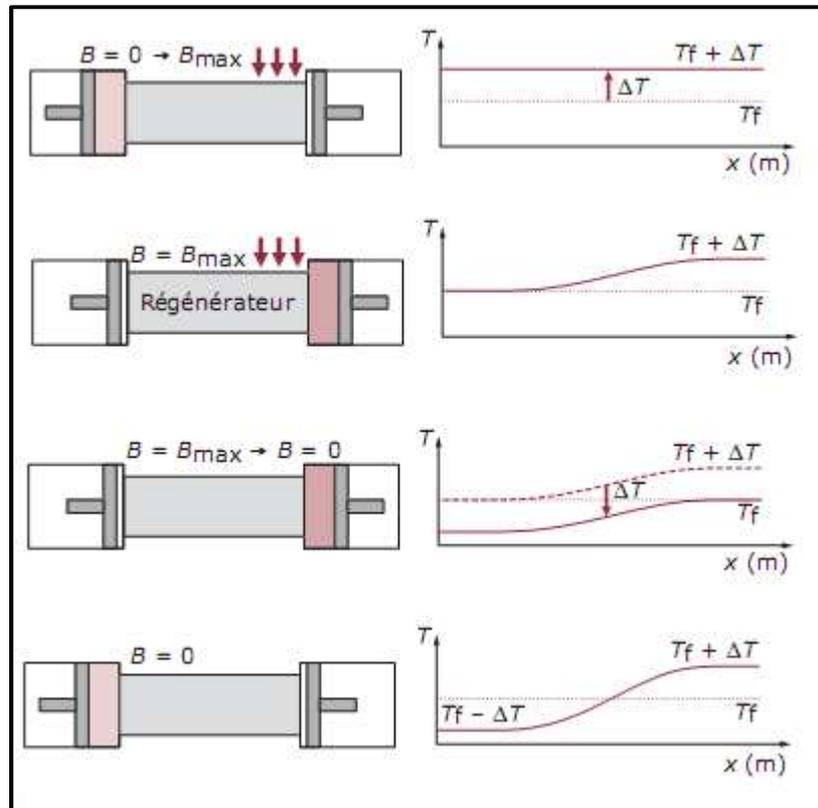


Figure 1.8 : Représentation du cycle AMRR et profil associé de température le long du Régénérateur [12].

- (a) Aimantation du matériau à partir d'un état initial où tout le système est à la même Température, Chaque point du matériau régénérateur voit sa température augmenter de ΔT suite à l'application du champ magnétique (adiabatique).
- (b) la chaleur de l'aimantation est évacuée par le fluide circulant de la source froide T_C à la source chaude T_H (isochamp).
- (c) chaque point du régénérateur voit sa température baisser de ΔT suite à la désaimantation (adiabatique).
- (d) le fluide circulant de la source chaude T_H à la source froide T_C cède sa chaleur au régénérateur (isochamp).

Ainsi Le ΔT induit par le processus de magnétisation et démagnétisation sera amplifié à chaque cycle pour aboutir aux températures de source chaude et froide limites.

1.6.1 Critères d'efficacité de l'AMRR

Le rendement et l'efficacité d'un système opérant avec un cycle AMRR dépendent du matériau magnétocalorique, du fluide, de la source de champ et du cycle magnétothermique. Un système performant doit présenter quelques caractéristiques telles que [8][13] :

- ✓ Un fort effet magnétocalorique EMC (ΔT_{ad}).
- ✓ Forte capacité thermique massique $C_p(B, T)$ pour réduire les oscillations en température lors des alternances des débits du fluide.
- ✓ Une température de Curie (θ_C). proche de la température de la source froide.
- ✓ Conductivité thermique élevée dans le sens des échanges avec le fluide et faible dans les autres directions afin de limiter les pertes par diffusion dans le matériau.
- ✓ Faible porosité afin de limiter le volume mort.
- ✓ Faible rugosité du matériau et faible viscosité du fluide pour réduire les pertes de charge à l'écoulement.
- ✓ Une forte variation d'entropie magnétique $\Delta S_M(B, T)$ du matériau afin de disposer d'une forte puissance frigorifique.

Les quatre premiers critères sont propres au matériau et dépendent du champ magnétique. Les autres dépendent du matériau, de sa géométrie, de la nature du fluide et de la rhéologie de l'écoulement. Ils sont incontournables pour optimiser les échanges thermiques.

1.6.2 Considérations thermodynamiques

Un critère, important pour évaluer les systèmes (qui caractérise leurs efficacités), est le coefficient de performance COP (Coefficient Of Performance) qui, dans une application de réfrigération, représente le rapport entre la puissance frigorifique Q_C et le travail magnétique fournie W :

$$COP = \frac{Q_C}{W} \quad (1.25)$$

Où, w est donné par :

$$w = Q_H - Q_C \quad (1.26)$$

Q_H et Q_C sont les quantités de chaleur respectivement rejetée à la source chaude et absorbée de la source froide.

Dans un cycle de AMRR, on considère les taux d'énergie échangés en utilisant les relations suivantes représentant la puissance frigorifique.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f C_f \Delta T_{f.C} \quad (1.27)$$

Où \dot{m}_f et C_f sont respectivement le débit massique et la chaleur spécifique du fluide, avec $\Delta T_{f.C} = T_C - T_{f.C}$, où T_C température de la source froide, $T_{f.C}$ température du fluide à la source froide.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f C_f \Delta T_{f.H} \quad (1.28)$$

\dot{Q}_H représentant le taux de chaleur cédée à la source chaude, avec $\Delta T_{f.H} = T_{f.H} - T_H$, où T_H température de la source chaude, $T_{f.H}$ température du fluide à la source chaude.

Le coefficient de performance de cycle de Carnot idéal est :

$$COP_{Ca} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (1.29)$$

On peut calculer le rapport entre les deux coefficients par la formule :

$$Rap = \frac{COP}{COP_{Ca}} \quad (1.30)$$

1.7 Dispositifs et systèmes de réfrigération magnétique

Suite au premier système de réfrigération magnétique construit par Brown en 1976, plusieurs systèmes de la réfrigération magnétique qui ont fait objet de plusieurs projets de recherches appliquées ont démontré leurs performances énergétiques importantes [8] [12], après ce constat de nombreux chercheurs ont commencé à attacher de l'importance à la réfrigération magnétique autour de la température ambiante et ont développé consécutivement quelques systèmes intéressants. En effet, les différents coceptions réalisés laissent entrevoir l'importance de ces différents composants (source de champ, matériau actif et cycle thermomagnétique).

Nous citons, à titre d'exemple, deux dispositifs de réfrigération magnétique Qui ont été réalisés et développés.

1.7.1 Dispositif magnétique réalisé en Espagne

Le dispositif représenté sur la figure 1.9, a été développé par l'équipe de l'Université polytechnique de Catalogne à Barcelone [5]. Le matériau magnéto-calorique est un ruban de gadolinium (Gd pur à 99,9 %) fixé sur un disque en plastique et plongé dans un fluide caloporteur (huile d'olive). Le cycle magnétique d'aimantation/désaimantation est assuré par la rotation du disque en plastique et son passage devant un aimant. Ce dernier est composé d'un ensemble de secteurs dont l'arrangement a été optimisé pour atteindre 1 T dans l'entrefer disponible qui mesure environ 1 cm. L'écart de température obtenu est de 1,6 et 5 K pour un champ de 0,3 T et 0,95 T respectivement. Cela correspond à 2,5 fois l'EMC du gadolinium.

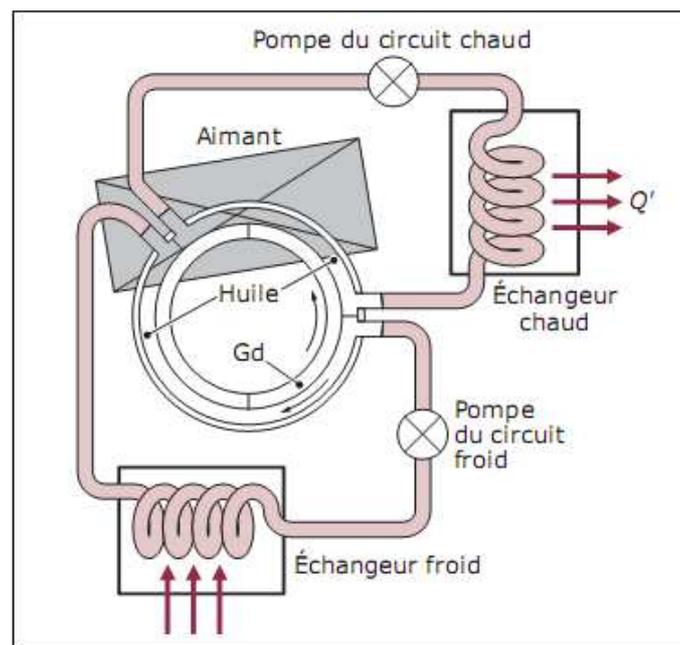


Figure 1.9 : Dispositif de réfrigération magnétique développé en Espagne [12].

1.7.2 Réfrigérateur magnétique réalisé aux États-Unis (Système magnétique de Zimm)

Citons en particulier le démonstrateur de Gschneidner (Ames Laboratory, Iowa) et Zimm (Astronautics Technology Center, Madison) [12]. Ce dispositif décrit les principales données utiles qui permettent d'évaluer les performances de la réfrigération magnétique. Le cœur de l'appareil (figure 1.10) se compose de deux paquets contenant chacun 1,5 kg de gadolinium

(pur à 99,9 % en masse) sous forme de sphères de 150 à 300 μm de diamètre. Ils se déplacent alternativement dans le champ d'un aimant supraconducteur grâce à un vérin pneumatique qui peut développer une force de 2 500 N. Les paramètres du cycle AMRR mis en œuvre sont :

- ✓ Fréquence du cycle égale à 0,17 Hz.
- ✓ Eau comme fluide d'échange.
- ✓ Source du champ de type aimant supraconducteur : B de 1,5 à 5 T.
- ✓ Débit du fluide de 5 L/min.

La figure 1.10 (b), représente la puissance froide pour différents écarts de température ΔT . Un maximum de puissance de 600 W est obtenu pour un ΔT de 10 K. Le coefficient de performance COP est estimé en moyenne à 6.

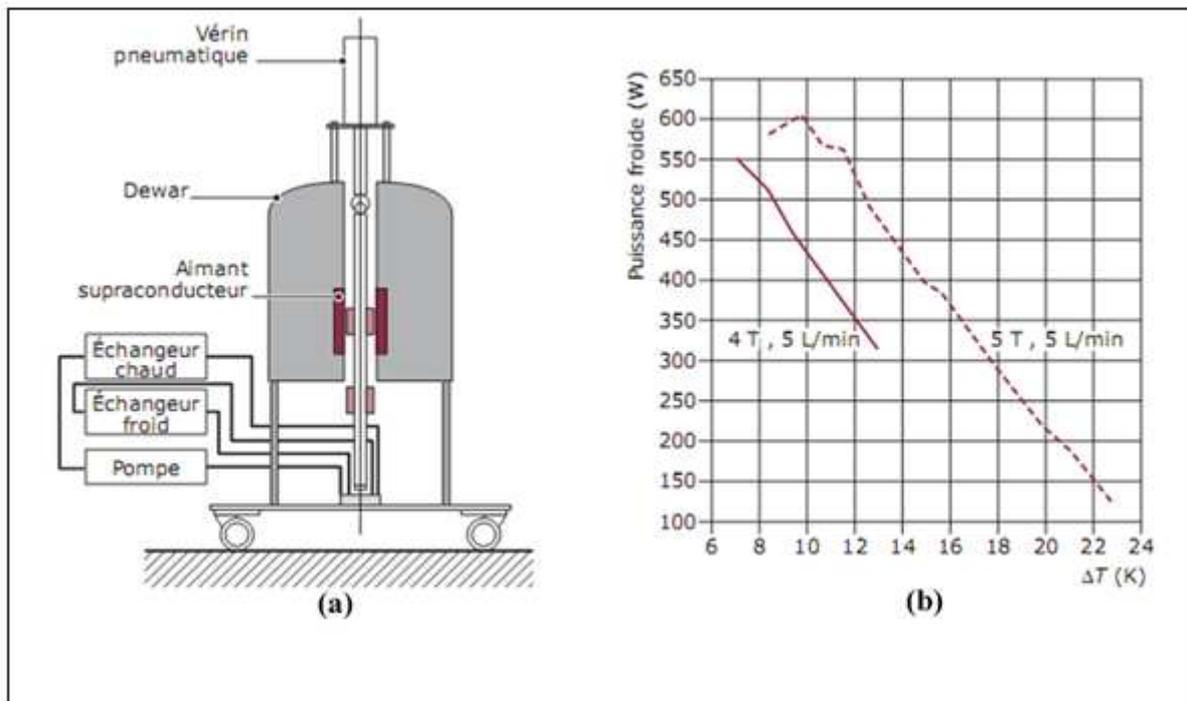


Figure 1.10 : Démonstrateur de réfrigération magnétique développé aux États-Unis (a) schéma de système (b) puissance froide en fonction de l'écart de température [12].

Il existe d'autres dispositifs étudiés et réalisés aux Canada, Japon et en France, le détails sur les techniques de conception et les développements technologiques de ces nouveaux appareils peuvent être trouvés dans les références [8][12].

Chapitre 2:

Etude et modélisation de l'AMRR

Dans ce chapitre, nous présenterons le dispositif proposé, et son mode de fonctionnement. Nous décrirons aussi les équations régissant le fonctionnement du cycle thermodynamique AMRR, c'est-à-dire l'écoulement du fluide de transfert (eau avec antigel) qui se fait dans un sens défini (direction de x), à travers le régénérateur magnétique actif. Plus précisément on présentera les équations gouvernant l'échange de chaleur entre le réfrigérant solide et le fluide caloporteur, ainsi que les conditions aux limites correspondants. Enfin, on donnera la modélisation de la chaleur générée ou absorbée par le phénomène de l'EMC.

2.1 Problème physique

Un schéma typique proposé du dispositif à régénération magnétique AMR, opéré autour de la température ambiante est présenté à la figure 2.1.

La partie la plus importante du dispositif est celle où se trouve le régénérateur de type à plaque de gadolinium. Le déplacement de fluide (eau avec antigel) est assuré par une pompe, et se fait alternativement dans une direction et dans la direction inverse, tout en passant à travers le bloc de matériau (Gd).

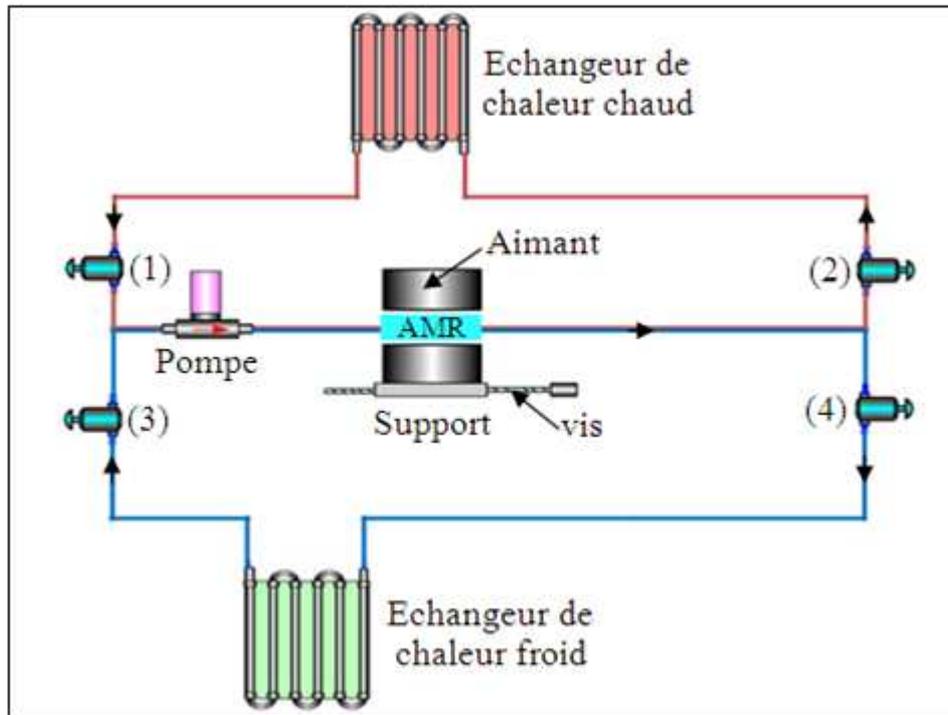


Figure 2.1 : Schéma du réfrigérateur à régénération magnétique; (1), (2), (3), (4) : électrovannes.

2.1.1 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement de ce dispositif est basé sur la technologie des échangeurs de régénération AMRR. Ce système est équipé d'un régénérateur fixe (d'un bloc poreux en matériau magnétocalorique (Gd), et d'un aimant animé d'un mouvement alternatif au moyen d'un moteur pas à pas, pour assurer l'aimantation et la désaimantation. Il est caractérisé par la circulation d'un fluide caloporteur à l'aide d'une pompe dans un premier circuit hydraulique, dit circuit chaud, connecté à un échangeur de chaleur chaud, et ce fluide caloporteur circule également dans un second circuit hydraulique, dit circuit froid, connecté à un autre échangeur de chaleur froid. Le matériau magnétocalorique subit une élévation de température lors de l'aimantation et un refroidissement lors de la désaimantation.

Nous tenons à signaler que notre dispositif doit être muni d'un système de régulation, en régulant la fermeture et l'ouverture des électrovannes, la pompe et le moteur pas à pas qui contrôle le champ magnétique (magnétisation, démagnétisation).

Le dispositif AMR fonctionne selon un cycle thermodynamique comprenant quatre processus, à savoir, magnétisation adiabatique, réchauffement à champ constant,

démagnétisation adiabatique, et refroidissement à champ nul. Le cycle complet de AMR est décrit comme suis :

- **Magnétisation adiabatique du matériau** : elle est provoquée par l'application adiabatique du champ B, d'où l'augmentation de la température.
- **Réchauffement du fluide circulant à travers le régénérateur à champ B constant** : au cours de ce processus, les deux électrovannes (1) et (2) sont ouvertes (en parallèle (3) et (4) sont fermées), De l'eau additionnée d'antigel (Le fluide de régénération), est forcé de circuler à travers le AMR (coté circuit chaud), en absorbant la quantité de chaleur résultant de la magnétisation adiabatique Q_H pendant une période $0 \leq t \leq \tau$. Cette chaleur est cédée au milieu extérieur, à travers l'échangeur de chaleur chaud de température T_H .
- **Démagnétisation adiabatique du matériau magnétique** : elle est due au retrait adiabatique du champ, par conséquent, la température diminue.
- **Refroidissement du fluide s'écoulant à travers le régénérateur à champ nul**: au cours de ce processus, les deux électrovannes (3) et (4) sont ouvertes (en parallèle (1) et (2) sont fermées), De l'eau additionnée d'antigel (Le fluide de régénération), est forcé de circuler à travers le AMR (coté circuit froid), en cédant une quantité de chaleur résultant de la démagnétisation adiabatique Q_C pendant une période $\tau \leq t \leq 2\tau$. Le fluide absorbe la chaleur de milieu extérieur pour le refroidir, à travers l'échangeur de chaleur froid de température T_C .

2.1.2 Equation gouvernant l'échange de chaleur dans le cycle de AMRR

La solution eau/antigel étant souvent utilisées, Le fluide est incompressible (la masse volumique ne varie pas en fonction de la température). Donc l'écoulement du fluide à travers le régénérateur est décrit par l'équation de continuité et les équations de Navier-Stokes données respectivement par :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{d(\rho \vec{V})}{dt} = \rho \vec{F} - \vec{\nabla} P + \nu \left[\vec{\nabla}^2 \vec{V} + \frac{1}{3} \vec{\nabla}(\text{div} \vec{V}) \right] \quad (2.2)$$

L'échange de chaleur entre le fluide et le solide est décrit par les équations d'énergies suivantes :

$$\rho_f C_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla T_f \right) = K_f \nabla^2 T_f \quad (2.3)$$

Où, ρ_f est la masse volumique du fluide, C_f la chaleur spécifique du fluide, T_f la température du fluide, t le temps, \vec{V} la vitesse d'écoulement, et K_f le coefficient de conductivité thermique du fluide.

$$\rho_s C_s(B, T) \frac{\partial T_s}{\partial t} = K_s \nabla^2 T_s + \dot{E}_g \quad (2.4)$$

Où, ρ_s est la masse volumique du solide, C_s la chaleur spécifique du solide, T_s la température du solide, t le temps, et K_s le coefficient de conductivité thermique du solide, \dot{E}_g l'énergie générée ou absorbée donc a magnétisation et démagnétisation adiabatique du réfrigérant.

2.2 Condition aux limites

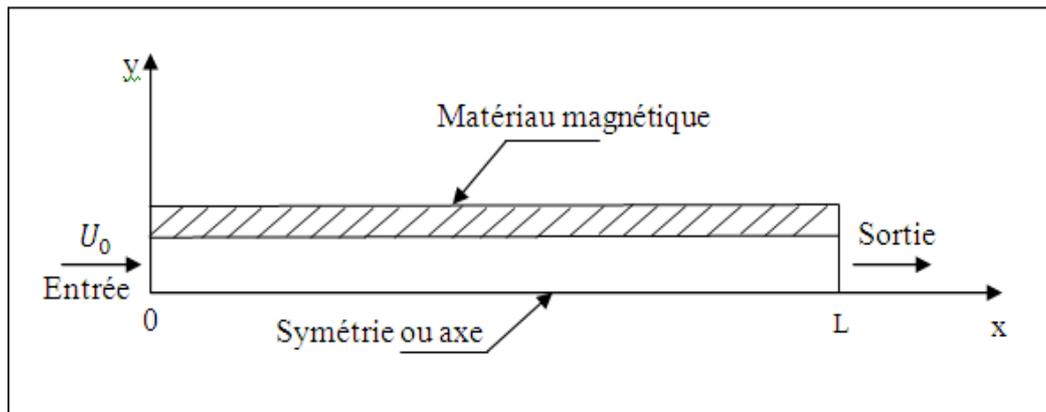


Figure 2.1 : Types de conditions aux limites.

2.2.1 Conditions à l'entrée du régénérateur

Des champs de vitesse et de température uniformes ont été prescrits à l'entrée du régénérateur, durant toute la période de démagnétisation adiabatique. Ces conditions sont ainsi données par les relations suivantes :

$$u(x = 0, y) = U_0 \quad 0 \leq t \leq \tau \quad (2.5.a)$$

$$T(x = 0, y) = T_i \quad t = 0 \quad (2.5.b)$$

$$T_f(x = 0, y) = T_e \quad 0 < t \leq \tau \quad (2.5.c)$$

Où T_i est la température initiale du fluide qui égale à la température de régénérateur et T_e est la température d'entrée, τ est la durée de refroidissement du fluide (démagnétisation).

2.2.2 Conditions à la sortie du régénérateur

Ces conditions sont ainsi données par les relations suivantes :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{x=L} = 0 \quad 0 \leq t \leq \tau \quad (2.6.a)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=L} = 0 \quad 0 \leq t \leq \tau \quad (2.6.b)$$

Et sont connues sous le nom de conditions de sortie de Patankar [18].

2.2.3 Conditions de symétrie

Nous avons fait l'étude sur la moitié de la conduite, car on peut supposer la symétrie pour le cas étudié (régénérateur rectangulaire). Cette condition est donné par :

$$v(x, y = 0) = 0 \quad 0 \leq t \leq \tau \quad (2.7)$$

2.3 Modélisation de la source de chaleur

Le terme de la source de chaleur de magnétisation et démagnétisation se trouve dans l'équation d'énergie du solide; eq. (2.8). On a défini cette source par le terme suivant:

$$\dot{E}_g = \frac{1}{t} \int_0^t \frac{Q}{\Delta t_0} \delta(t) dt \quad (2.8)$$

Où, Δt_0 représente le temps de la magnétisation et démagnétisation, $\delta(t)$ représente l'impulsion de Dirac définie comme suit :

$$\delta(t) = \begin{cases} 1 & t = 0 \quad (mag.) \\ 0 & 0 < t < \tau \\ -1 & t = \tau \quad (démag.) \end{cases} \quad (2.9)$$

Q est La chaleur volumétrique dégagée ou absorbée par le régénérateur quand ce dernier est magnétisé ou démagnétisé. Elle est donnée par la relation suivante :

$$Q = \rho_s C_{ps}(B, T) \Delta T(T_s) \quad (2.10)$$

Où, ΔT représente l'effet magnéto-calorique résultant (i.e. EMC) à la température T_s .

Avec, ρ représente la masse volumique de notre solide,

$C_s(B, T)$ la chaleur spécifique du solide qui varie en fonction du champ magnétique, mais dans notre projet on la considère comme une constante qui prend une valeur moyenne indiquée au chap.4.

Chapitre 3:

Simulation et conception du régénérateur

Dans ce chapitre, les résultats de simulation sont présentés et discutés. Trois configurations géométriques de régénérateurs magnétiques sont étudiées : régénérateur à plaques parallèles, régénérateur à tubes et régénérateur à tiges. Le fluide caloporteur utilisé est de l'eau/antigel. Le matériau magnétique composant le régénérateur AMR est le gadolinium (Gd). Dans un premier temps, l'étude effectuée est une simulation sans charge des trois configurations. Pour pouvoir choisir et valider la meilleure configuration, nous nous mettons dans le cas où la température froide (sortie régénérateur) est minimale avec un minimum de cycles, pour chaque configuration. Pour cela, les effets des différentes propriétés du matériau et les paramètres de dimensionnement sur les performances des régénérateurs sont présentés. Les différents paramètres sont réajustés et testés, et peuvent servir dans la conception et le dimensionnement d'éventuels régénérateur.

3.1 Choix du matériau magnétique

Le dimensionnement mécanique des régénérateurs, consiste en premier lieu à choisir le matériau à utiliser sur la base de considérations technico-économiques, en second lieu, il y'a lieu de considérer les matériaux ayant un effet magnéto-calorique appréciable, pour que le dispositif soit apte à opérer à la température ambiante.

D'autres considérations peuvent également guider le choix du matériau, en particulier le coût, les propriétés physico-chimiques et la toxicité, etc.

3.1.1 Matériaux à EMC géant autour de l'ambiante

Pour les applications de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante, le matériau doit présenter un EMC géant. Par EMC géant, nous entendons des variations de température élevées (quelques kelvins à quelques dizaines de kelvins) pour des inductions magnétiques accessibles par des aimants ou des électroaimants supraconducteurs (quelques teslas).

3.1.2 Relation entre transition de phase et EMC

Pour que le matériau possède un EMC géant, il faut qu'il réunisse au mieux les conditions suivantes :

- ✓ une variation d'entropie magnétique ΔS_M élevée sur une plage de température la plus large possible. Cela se traduit par un moment magnétique élevé et une transition de phase étendue.
- ✓ une variation de température ΔT élevée. Cela se traduit par une faible capacité thermique massique C_p , ΔS_M étant liée à ΔT , pour une transformation adiabatique à une température T donnée, par la relation :

$$T\Delta S_M = C_p\Delta T \quad (3.1)$$

Le gadolinium, répond à ces deux critères. Aujourd'hui le seul matériau magnétique métallique disponible à l'état pur qui possède un EMC géant. Sa variation adiabatique de température est de l'ordre de 2 K/Tesla.

Dans la plage de température d'utilisation (-5 à 40 °C) le gadolinium présente des fortes variations des propriétés magnétiques dues à la zone de transition. Le tableau 3.1 présenté ci-dessous, le montre bien, en comparant leurs propriétés par rapport aux autres matériaux proposés, supposés intéressants.

Tableau 3.1: Comparaison de potentiels magnétocalorique des différents matériaux [18].

Material	Temperature range (K)	ΔS (2 T) (J/kg K)	ΔT (2 T) (K)	Cost (€/kg)	Density (t/m ³)
Gd	270–310	5	5.8d	20	7.9
Gd ₅ Ge ₂ Si ₂	150–290	27	6.6d	60	7.5
La(Fe,Si)H	180–320	19	7c	8	7.1
MnAs	220–320	32	4.1d	10	6.8
MnNiGa	310–350	15	2c	10	8.2
MnFe(P,As)	150–450	32	6d	7	7.3

Pour notre étude, on opte pour le choix du matériau Gd (disponible sur le marché, possède un ΔT intéressant, un coût acceptable), par la suite nous procéderons à la conception du régénérateur.

3.2 Conception du régénérateur

3.2.1 Définition

Un régénérateur est un lit de matériau poreux, employé pour transférer de la chaleur à partir d'un écoulement fluide à un autre. Sa capacité calorifique est relativement élevée. Il diffère d'un échangeur de chaleur car dans ces appareils, la surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide froid et le fluide chaud.

Le choix de la forme du régénérateur magnétique obéit aux mêmes critères que les échangeurs classiques, à savoir la compacité définie comme le rapport entre la surface d'échange et le volume total du régénérateur (m²/m³). Donc, Il est préférable d'appliquer les matériaux magnétocaloriques sous forme de lits paquetés ou de structures poreuses. Ces configurations conduisent à de grandes surfaces d'échange avec le fluide de travail par unité de volume. Le facteur de compactage est lié à la puissance de refroidissement, aux conditions d'exploitation, aux propriétés du fluide, etc [4].

3.2.2 Présentation de quelques régénérateurs

Dans un système de réfrigération magnétique à régénération, le lit régénérateur ou le régénérateur a deux fonctions primordiales:

- ❑ La production de la puissance froide grâce au matériau magnétocalorique.
- ❑ L'amélioration des échanges convectifs entre le matériau magnétocalorique et le fluide caloporteur.

La production de la puissance froide dépend fortement du champ magnétique et du matériau magnétocalorique utilisé (propriétés physiques et conditionnement). Quant aux échanges thermiques, une fois le matériau choisi, ceux-ci dépendront fortement de la forme du lit. Nous avons proposé quelques structures de régénérateurs dans le but d'avoir le maximum d'échanges thermiques convectifs entre le matériau magnétocalorique et le fluide, tels que :

- ✓ Le régénérateur à tubes.
- ✓ Le régénérateur à tiges.
- ✓ Le régénérateur en plaques.

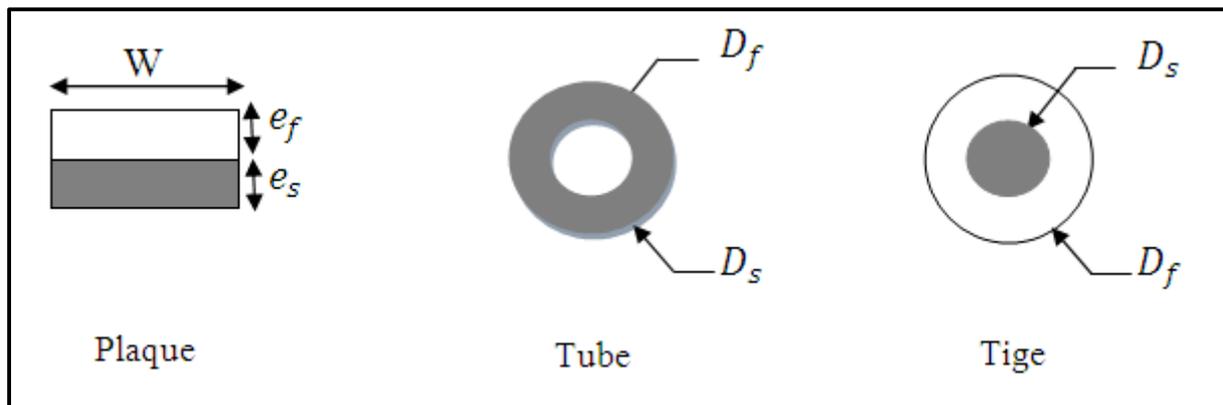


Figure 3.1 : représentation de trois configurations de régénérateur.

3.2.3 Approche de conception de système AMRR

Cette approche consiste à fixer les paramètres géométriques et physiques du problème, en utilisant le modèle AMRR pour obtenir les caractéristiques thermiques (profils de température et de puissance) à l'aide d'un code de calcul informatique. Suivant les caractéristiques recherchées pour notre système à concevoir (exemple la puissance de refroidissement), on remonte par des processus d'optimisation en faisant des manipulation sur des paramètres physiques et géométriques (fluide, solide), puis on détermine le type et les dimensions du régénérateur qui correspondent le mieux. La figure 3.2 illustre l'approche de conception de système AMRR.

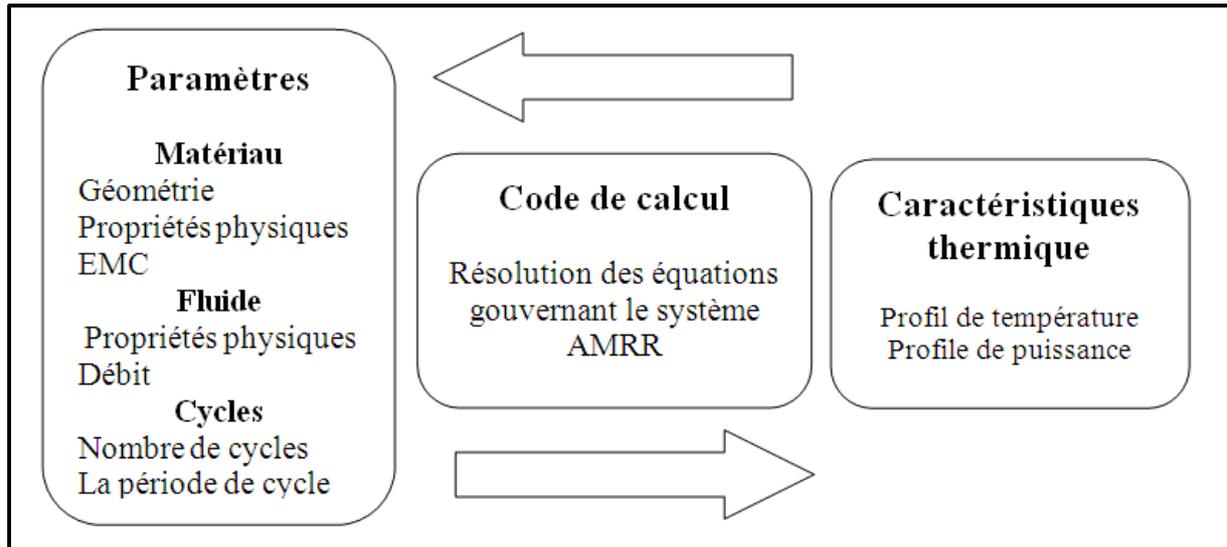


Figure 3.2 : *Approche de conception de système AMRR.*

3.2.4 Simulation du processus transitoire de refroidissement

Au vue de la complexité et de l'interaction des différents phénomènes (les problèmes des écoulements des fluides et du transfert de chaleur, problèmes transitoires) qui décrivent le transfert fluide/solide dans l'AMRR. Il serait intéressant de pouvoir utiliser une simulation numérique permettant de prévoir les performances et de trouver le design du régénérateur idéal pour les atteindre. Cependant, pour ce faire, un code de calcul a été développé et validé au sien de département mécanique (ENSP), qui fait la discrétisation du problème par l'utilisation de la méthode des différences finies explicite.

Dans ce projet, on simule le processus transitoire de la magnétisation et démagnétisation adiabatique (sans charge), pour les trois configuration de régénérateurs, à l'aide du code de calcul, permettant ainsi d'atteindre la température froide de sortie régénérateur. Dans cette section, on se limitera à étudier l'écoulement du fluide à travers un seul passage, Les résultats de la simulation sans charge sont présentés et discutés, en faisant varier l'EMC, la Période de cycle, ainsi pour le débit. Le Gd constitue le matériau du régénérateur, le fluide de circulation est une solution diluée d'eau et d'antigel.

3.2.4.1 Effet de L'EMC

Les résultats obtenus sont représentés à l'aide des courbes illustrées ci dessous basées sur les conditions suivantes : la température source chaude $T_H=25^\circ\text{C}$, le débit volumique $Q_v= 0.00785\text{ml/s}$, Surface d'échange $=3.14 \cdot 150 \text{ mm}^2$, $\tau \text{ (s)} = 8\text{s}$, $L=150 \text{ mm}$. Ces dimensions sont choisies de façon et pour pouvoir comparer les trois configurations, en faisant varier l'EMC.

Dans toutes les figures 3.3; 3.4; 3.5, on remarque que la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur diminue plus en fonction de l'EMC pour les trois configurations. Ceci est tout a fait raisonnable, parce que la température de refroidissement du fluide dépend directement de l'EMC. Et on constate que la température la plus basse pour un minimum du nombre de cycle (N_C), est obtenue pour la configuration à plaque.

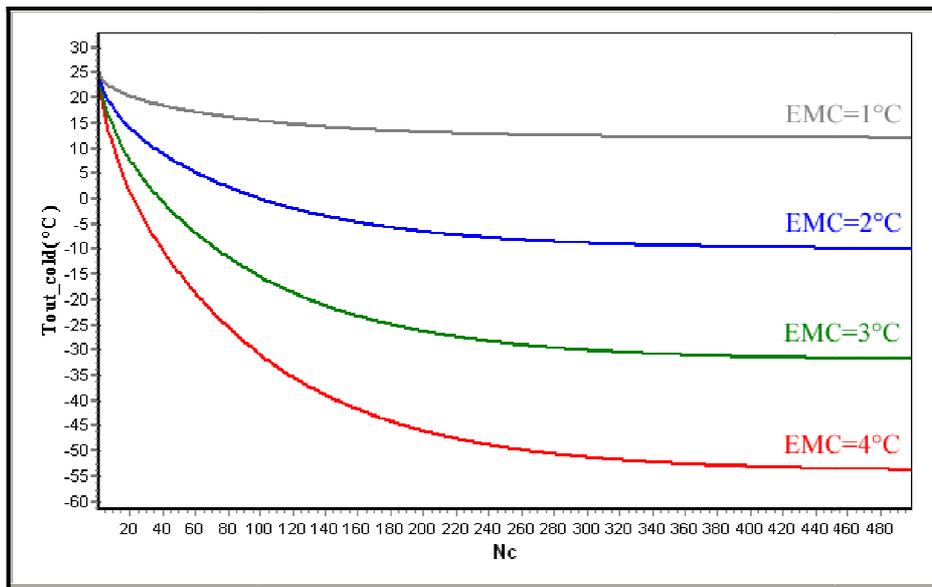


Figure 3.3 : Configuration à plaque - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de nombre de cycles (N_c) pour différentes EMC. ($W=3.14\text{mm}$, $e_s=2\text{mm}$, $e_f=0.25\text{mm}$, masse=7.441g).

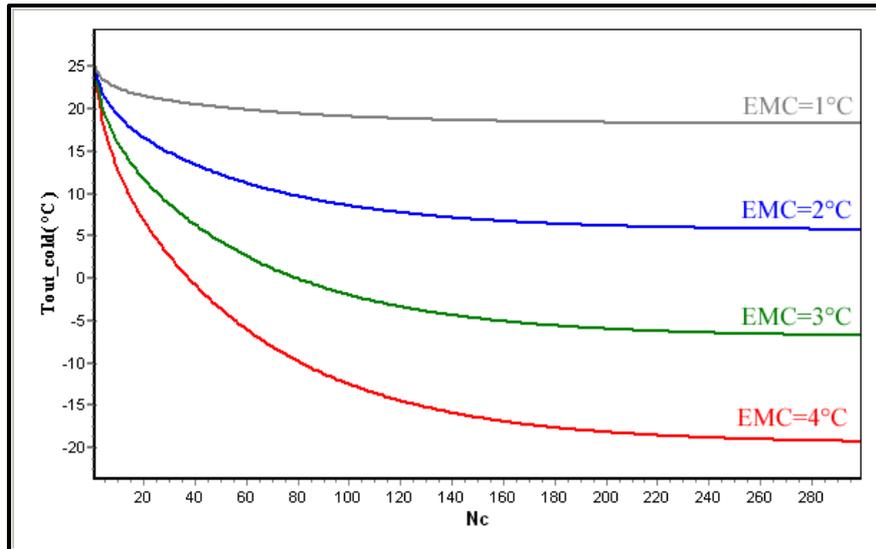


Figure 3.4 : configuration à tube - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes EMC. ($D_s=3mm$, $D_f=1mm$, masse=7.441g).

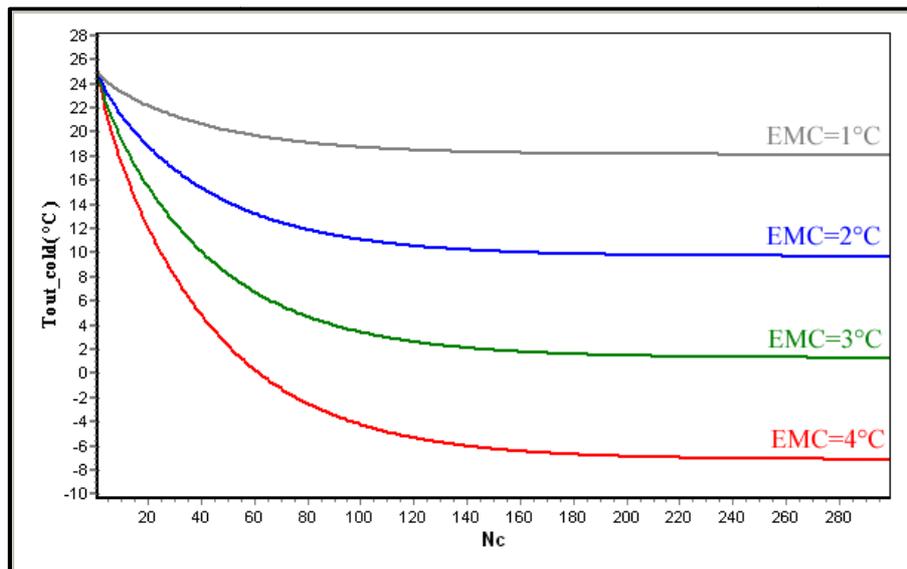


Figure 3.5 : configuration à tige - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes EMC, ($D_s = 1mm$, $D_f=1.42mm$, masse=0.93g).

3.2.4.2 Effet de la période de cycle

Les résultats obtenus sont représentés à l'aide des courbes illustrées au dessous basées sur les conditions : $T_H=25^\circ C$, $Q_v = 0.00785ml/s$, surface de d'échange = $3.14 \cdot 150 \text{ mm}^2$,

EMC = 3°C, $L=150$ mm. Ces dimensions sont choisies de façon et pour pouvoir comparer les trois configurations, en faisant varier τ la période de cycle.

Dans toutes les figures 3.4; 3.5; 3.6, on remarque que la température froide à la sortie du régénérateur diminue plus en fonction de la période du cycle τ , et ainsi le nombre de cycles diminue, pour les trois configurations, et on constate que la température la plus basse pour un minimum de nombre de cycles (N_C), est obtenue toujours par la configuration à plaque.

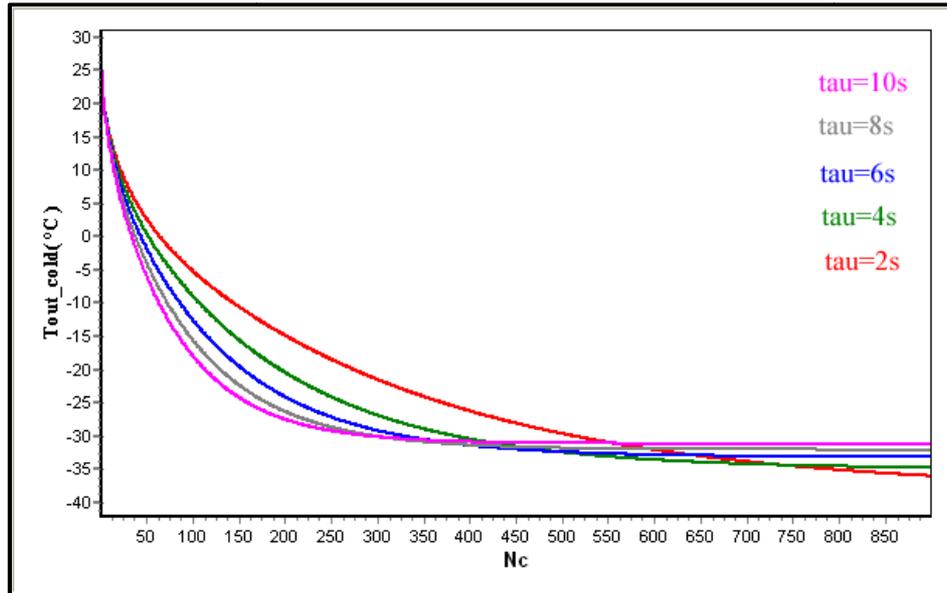


Figure 3.6 : Configuration à plaque - Evolution la température moyenne du fluide sortant du régénérateur en fonction de N_c pour différentes périodes τ . ($W=3.14mm$, $e_s=2mm$, $e_f=0.25mm$, masse=7.441g).

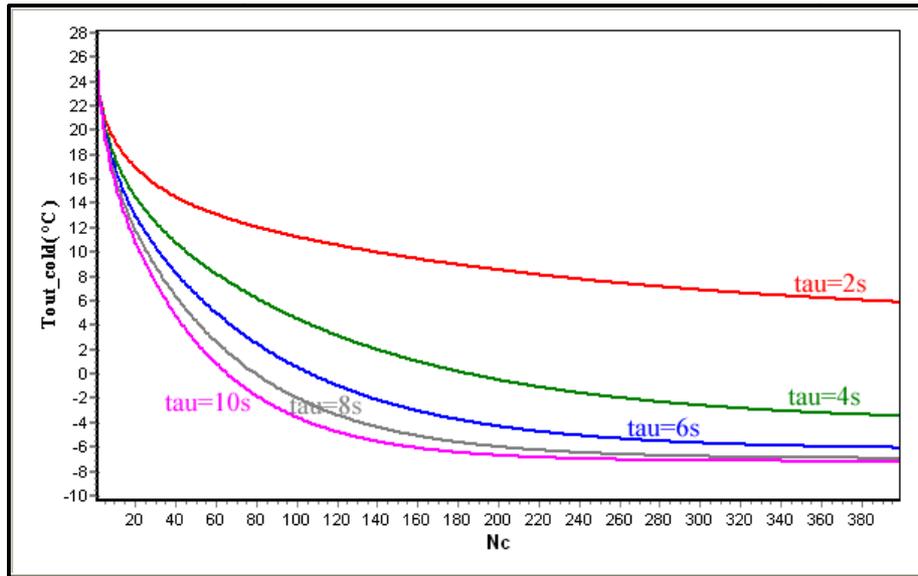


Figure 3.7 : configuration à tube - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes périodes τ . ($D_s=3mm, D_f=1mm, masse= 7.441g$).

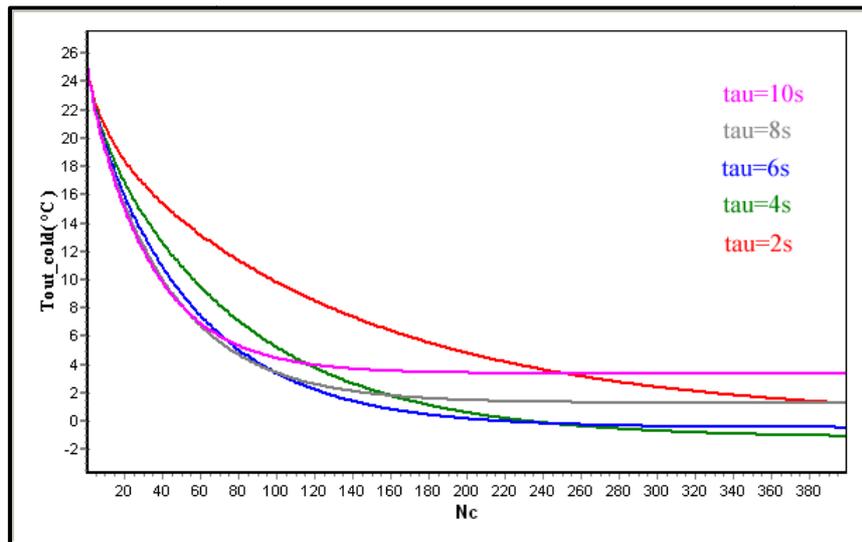


Figure 3.8 : configuration à tige - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de Nc pour différentes périodes τ , ($D_s = 1mm, D_f=1.42mm, masse=0.93g$).

3.2.4.3 Effet de débit volumique

Les résultats obtenus sont représentés à l'aide des courbes illustrées ci après basées sur les conditions : $T_H=25^\circ C$, surface de d'échange $=3.14 \cdot 150 \text{ mm}^2$, $EMC = 3^\circ C$, $\tau (s) = 8s$, $L=150 \text{ mm}$. Ces dimensions sont choisies de façon et pour pouvoir comparer les trois configurations, en faisant varier le débit volumique Q_v .

Dans toutes Les figures 3.9 ; 3.10 ; 3.11, on remarque que la température moyenne de refroidissement devient plus froide, Lorsque le débit du fluide diminue. Ce qui est tout à fait raisonnable puisque la masse thermique du fluide diminue avec la diminution du débit. Autrement dit la durée du transfert de chaleur entre le fluide et le solide augmente avec la diminution du débit d'écoulement. Et on constate que la température la plus basse pour un minimum de nombre de cycles (N_C), est obtenue par la configuration à plaque.

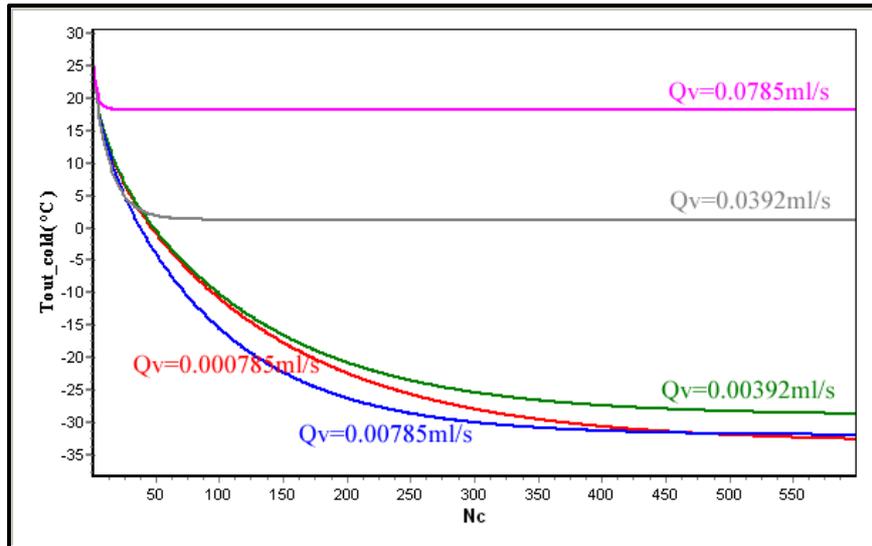


Figure 3.9 : Configuration à plaque - Evolution de de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de N_c pour différentes périodes τ . ($W=3.14\text{mm}$, $e_s=2\text{mm}$, $e_f=0.25\text{mm}$, masse=7.441g).

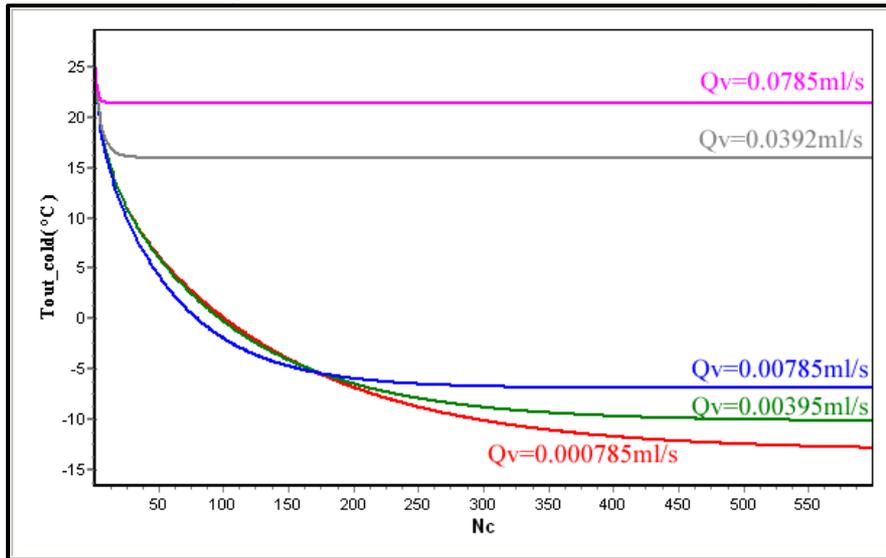


Figure 3.10 : configuration à tube - Evolution de de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de N_c pour différentes périodes τ . ($D_s=3mm$, $D_f=1mm$, $masse=0.7441g$).

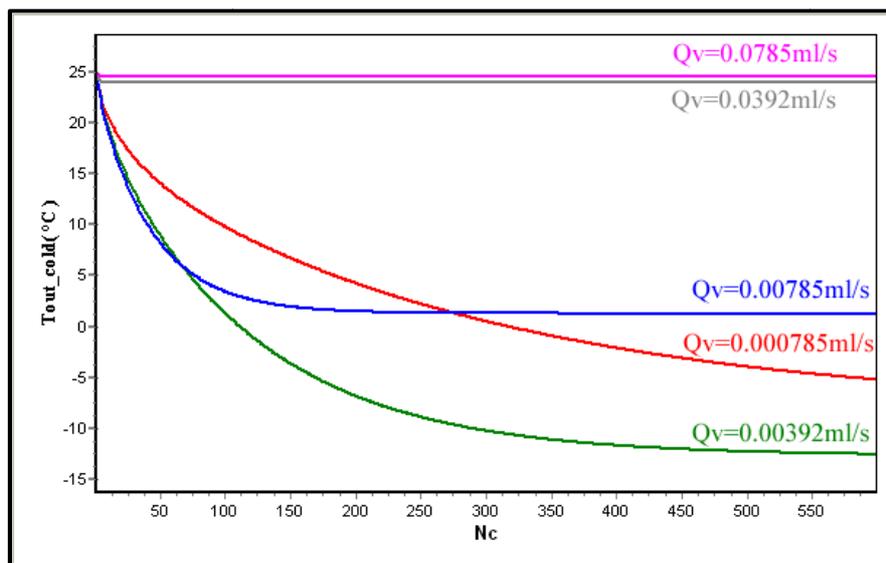


Figure 3.11 : configuration à tige - Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction de N_c pour différentes périodes τ , ($D_s=1mm$, $D_f=1.42mm$, $masse=0.93g$).

3.3 Sélection et choix de la configuration optimale

Selon les résultats indiqués par les figures précédentes, dans lequel la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur et donnée en fonction de l'EMC, la période du cycle et du débit volumique pour les trois configurations (géométrie tube, tige ou plaque),

en les comparant, il apparaît clairement que la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur est minimale pour la configuration à plaque et avec un minimum de nombre de cycles. Donc la configuration à plaque assure un meilleur transfert thermique que les autres configurations.

3.4 Application de l'AMRR

Dans ce projet on se propose d'étudier un dispositif de réfrigération magnétique opérant près de la température ambiante, qui peut générer une puissance froide de l'ordre de 100 à 200 watt, Le but principal de cette étude était de déterminer les meilleures performances thermodynamiques de ce RM, à partir d'une meilleure configuration de régénérateur choisie.

Les paramètres pour cette simulation sont choisis en tenant compte des contraintes techniques (la taille du matériau réfrigérant limitée par la source du champ).

Dans cette étude, on choisit la configuration à plaque donnant la forme du régénérateur utilisée par notre dispositif, la simulation faite avec des dimensions caractéristiques d'une seule plaque qui sont : la longueur ($L = 150$ mm), la largeur du régénérateur ($W = 80$ mm), l'épaisseur des plaques ($e_s = 1$ mm) et l'épaisseur de la couche du fluide ($e_f = 0.4$ mm), la température de la source chaude $T_H = 25^\circ\text{C}$, et la température de la source froide $T_C = 3^\circ\text{C}$, $EMC = 5^\circ\text{C}$, Le dispositif AMRR a été considéré opérant près de la température ambiante afin de mettre en évidence les effets de la période de cycle et de débit d'écoulement sur les performances thermodynamiques du cycle à savoir la puissance de refroidissement Q_C et du coefficient de performance COP. Les résultats obtenus sont représentés à l'aide des courbes illustrées ci-après.

3.4.1 Résultats et interprétations

- *L'effet de la période du cycle sur le COP :*

La figure 3.12 représente l'évolution du COP en fonction de la période du cycle. En remarquant que la variation du COP est plus prononcée, il augmente avec l'augmentation de la période du cycle, jusqu'à une valeur maximale de l'ordre de $\text{COP} = 8$, pour une valeur de $2\tau = 12$ s, puis il diminue.

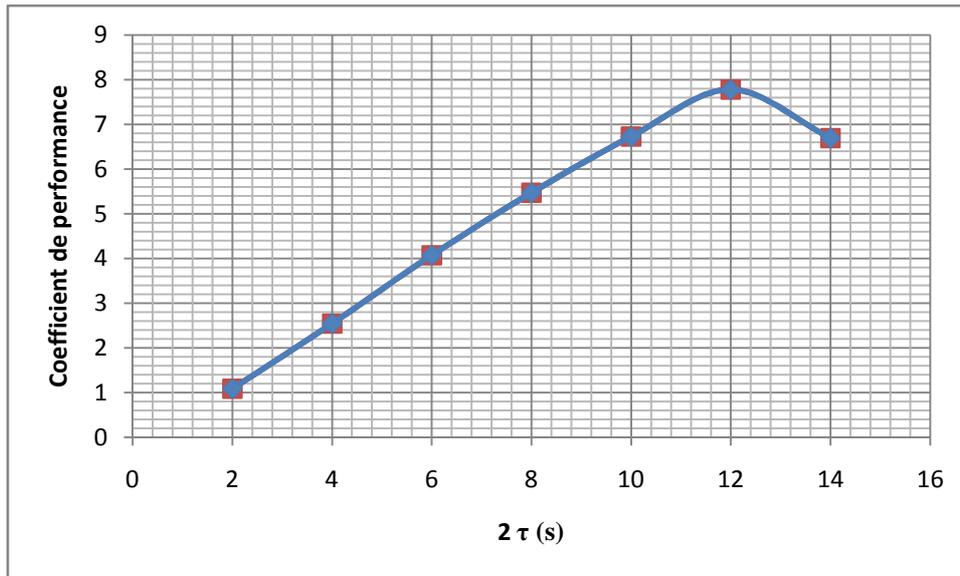


Figure 3.12 : Variation de coefficient de performance en fonction de la période de cycle 2τ .

- *L'effet de la période du cycle la puissance froide :*

De la figure 3.12, on peut observer l'influence de la période sur la puissance froide. Lorsque la période du cycle augmente on remarque que la puissance froide augmente, jusqu'à un palier d'une valeur maximale de l'ordre de 2.1 entre $2\tau = 6s$ et $2\tau = 12s$, puis il diminue lentement avec une variation modeste jusqu'à la valeur Q_c inférieure 2 à $2\tau = 14s$.

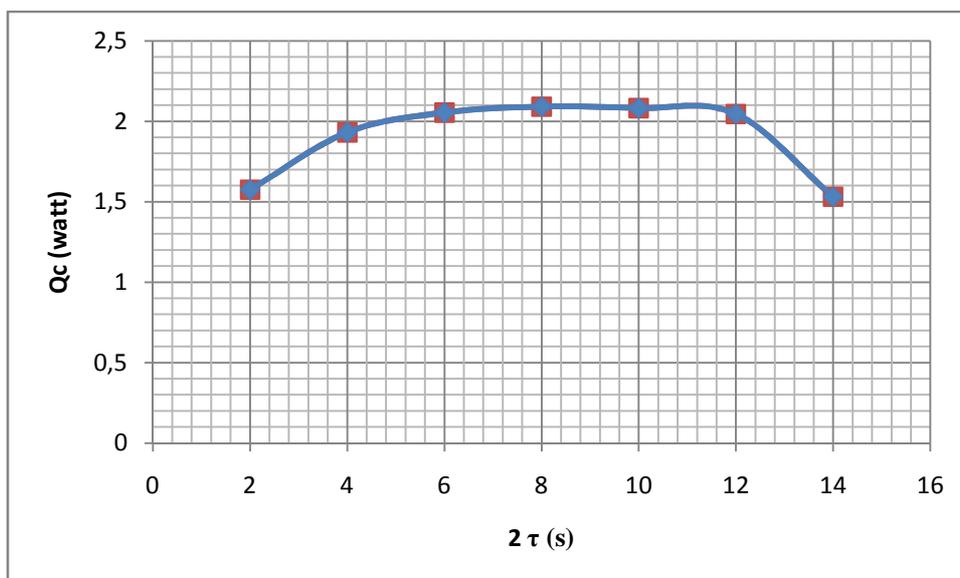


Figure 3.13 : variation de la puissance froide en fonction de la période de cycles 2τ .

- *Les effets du débit sur le COP :*

L'influence du débit sur le COP est représenté par la figures (3.14) . On remarque que le COP augmente avec l'augmentation du débit, et atteint une valeur maximale pour un débit de 0.57 ml/s, puis diminue avec une allure plus prononcée jusqu'à atteindre un COP égale 5,9.

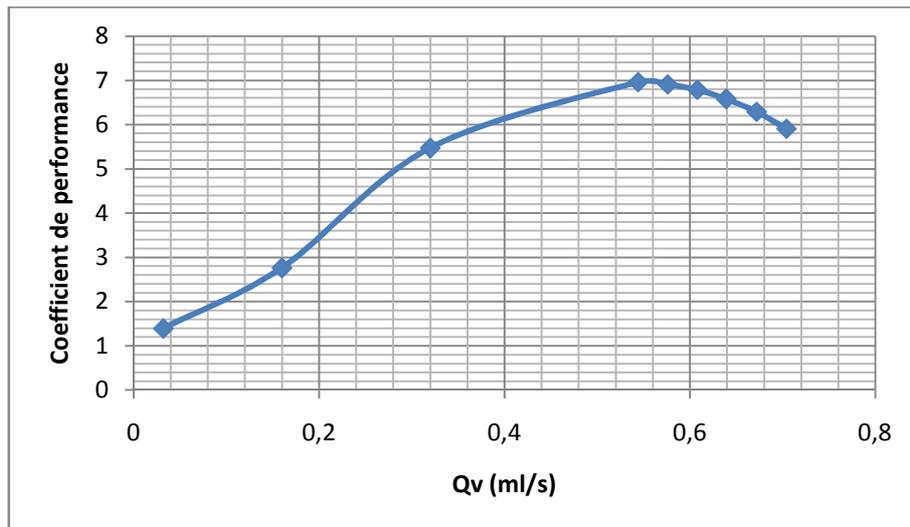


Figure 3.14 : *variation de COP en fonction du débit.*

- *Les effets du débit sur la puissance froide :*

La figure 3.15 montre l'influence du débit sur la puissance froide, en augmentant le débit on observe une augmentation de la puissance froide, et atteint un maximum pour un débit variant entre 0.5 et 0.6 ml/s, et elle diminue par la suite.

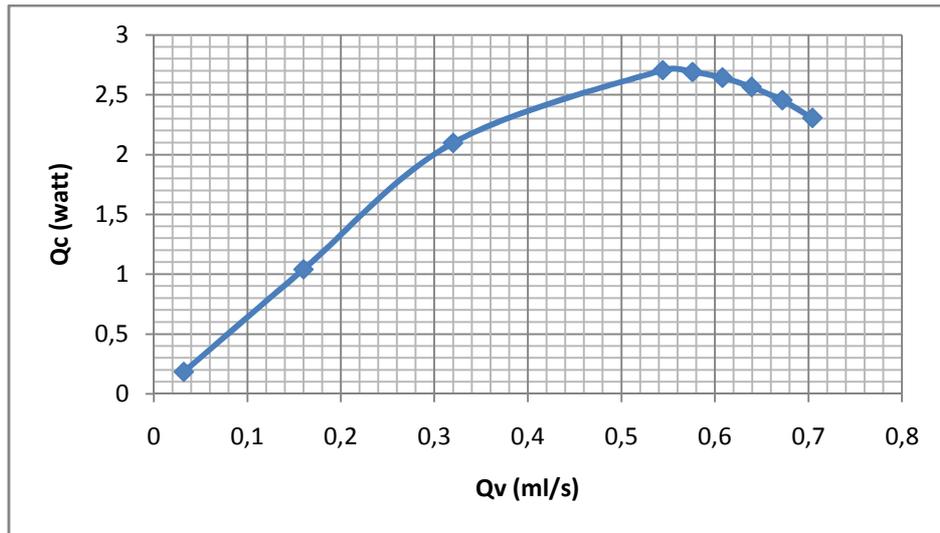


Figure 3.15 : *l'influence du débit sur la puissance froide.*

Dans les simulations précédentes, on constate que les paramètres optimaux : $Q_{vs} = 0.544$ ml/s ; $2\tau = 8$ s ; $EMC = 5^\circ\text{C}$, sont obtenus puissance max, avec un coefficient de performance acceptable. Pour les caractéristiques suivant : nous permettent d'avoir une puissance $Q_c = 2.704$ Watt et un coefficient de performance $COP = 6.95$, cette puissance est obtenue après 10 cycles, elle nécessite un temps égale à : $10 \times 2\tau = 80$ s (1min et 20 s).

Dans ce qui suit, on adopte ces paramètres pour le dimensionnement du régénérateur.

3.5 Dimensionnement du régénérateur

Après avoir pris les paramètres optimaux qui nous donne une puissance froide maximale et un coefficient de performance acceptable, suivant la simulation donnée précédemment. On procède au dimensionnement du régénérateur.

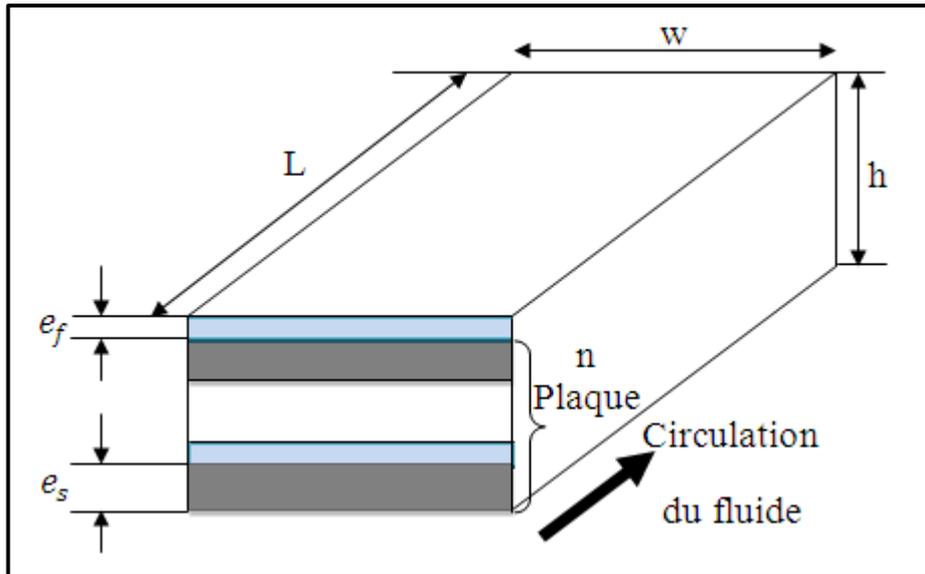


Figure 3.16 : Dimensions caractéristiques de matériau réfrigérant Gd (dimensions en mm)

La masse d'une seule plaque vérifiant ces dimensions est égale à $m_s = 94.80$ g. La simulation nous donne une puissance froide de $Q_c = 2.704$ watt et un COP = 6.95. Si on veut produire une puissance de l'ordre 100 à 200 watt, On doit disposer de n plaques.

Pour la valeur $n = 60$ plaque (vérifiant la limite de puissance), on calcule dans un premier temps la hauteur du régénérateur par la formule suivante :

$$h = n \cdot (e_s + e_f) \tag{3.2}$$

$$h = 60 \cdot 1,4 \text{ mm} = 84 \text{ mm.}$$

Où : n Le nombre de plaques

h La hauteur du régénérateur

On peut déduire la puissance froide totale de tout le régénérateur :

$$Q_{c \text{ tot}} = n \cdot Q_c \tag{3.3}$$

$$Q_{c \text{ tot}} = 2.704 \cdot 60 = 162.24 \text{ Watt.}$$

Et on calcule le rapport :

$$Rap = \frac{COP}{COP_{Ca}} \tag{3.4}$$

$$Rap = \frac{6.95}{12.55} = 0.5538$$

Le coefficient de performance obtenu peut atteindre 55.38% de coefficient de performance du Carnot.

On calcul le poids du matériau réfrigérant G_d (régénérateur) qui produit cette puissance froide :

La masse du régénérateur total :

$$m_R = m_s \cdot n \quad (3.5)$$

Qui donne :

$$m_R = 94.80 \cdot 60 = 5688 \text{ g} = 5.688 \text{ kg.}$$

où, m_R la masse du régénérateur.

m_s la masse d'un seul plaque.

n le nombre des plaques.

Le débit volumique nécessaire pour ce régénérateur :

Le débit de travail par passage est : $Q_{vs} = 0.544 \text{ ml/s}$, pour un nombre de canaux de 60, on calcul le débit dans tout le régénérateur :

$$Q_v = n \cdot Q_{vs} \quad (3.6)$$

$$Q_v = 0.544 \cdot 60 = 32.64 \text{ ml/s.}$$

Chapitre 4:

Dimensionnement du dispositif de RM

Ce chapitre traite de la conception et du dimensionnement du système de réfrigération magnétique basé sur l'effet magnéto-calorique pour la production du froid. .

4.1 Dimensionnement du dispositif de réfrigération magnétique

Le dimensionnement des systèmes de réfrigération magnétique consiste en la détermination des deux principales grandeurs à savoir La puissance frigorifique et L'efficacité du réfrigérateur magnétique. L'efficacité énergétique est un critère essentiel dans la conception des systèmes frigorifiques. Elle dépend du dimensionnement des échangeurs, du rendement énergétique du matériau, de la régulation et du fluide. Le calcul du dimensionnement est effectué sur les éléments d'échange. Son but est de définir ces éléments et, corrélativement, un schéma de disposition qui servira de base à l'étude détaillée de tous les éléments du dispositif (matériau réfrigérant (régénérateur), canalisation, échangeurs...).

4.2 La source de champ magnétique

La source de champ magnétique est un composant important dans tout système de réfrigération magnétique. Donc il doit disposer une méthodologie de dimensionnement. Elle tient compte de la géométrie du système, des propriétés magnéto-caloriques du matériau actif et du cycle magnéto-thermique qui peut être direct ou à régénération active. Le calcul du champ magnétique est tout d'abord développé et appliqué pour différentes structures à aimants usuelles.

4.2.1 Les différents systèmes de création de champ magnétique

La puissance du dispositif est déterminée par l'entropie magnétique du matériau ΔS_M , son volume et l'intensité du champ H_e disponible dans ce volume [9]. Suivant la valeur de

l'intensité de champ magnétique souhaitée, on distingue trois type de technologies : les électroaimants, les aimants supraconducteurs, les aimants permanents.

4.2.1.1 Les électroaimants

Sont généralement utilisés pour les applications nécessitant des inductions inférieures à 0,3 T [12]. Au-delà, Leur utilisation met en jeu des puissances électriques, et produisant de la chaleur, cette dernière doit être évacuée. Dans le cas d'un réfrigérateur, cette charge thermique conduit à une baisse d'efficacité [4]. Pour ces raisons cette solution est exclue dans la réfrigération magnétique.

4.2.1.2 Les aimants supraconducteurs

Sont formés d'un système de bobines supraconductrices placées dans un réservoir d'hélium liquide à 4K. Les champs créés sont très intenses, ils peuvent atteindre jusqu'à 8 Tesla, conduisant à un effet magnétocalorique très intense. Cependant, le maintien à très basse température de l'ensemble impose un certain encombrement du au système de refroidissement associé, ainsi que leurs coûts élevées. Ces points restent comme des inconvénients, en particulier pour les applications domestiques de la réfrigération magnétique.

4.2.1.3 Les aimants permanents

Les aimants sont des matériaux magnétiques durs souvent utilisée pour leur capacité à créer eux même un champ magnétique sans consommation d'énergie électrique ni perte d'intensité sous certaines conditions d'utilisation appropriées.

4.2.2 Choix de source de champ

Le choix de la source a été effectué en considérant les contraintes suivantes :

- Selon la figure1.3, chapitre1, qui représente l'évolution de l'effet magnétocalorique de Gd pour différents champs, l'aimant doit assurer un champ moyen de l'ordre de 1.4 à 2 T. En conformité avec la simulation ayant pris un EMC = 5 k.
- En plus, l'aimant doit posséder un entrefer de 80 mm. Pour pouvoir contourner le matériau réfrigérant.

Pour disposer d'un maximum d'induction dans l'entrefer, on doit choisir des aimants à rémanences élevées, les aimants de type NdFeB répondent parfaitement à ces critères. Ce type ayant une induction rémanente supérieure à 1.4T, existé avec des poids raisonnables. Commercialisé par BEC (Gesellschaft Fur Produk-ManagementgmbH) [9].

4.3 Fluide de transfert (caloporteur)

Les fluides caloporteurs ont pour rôle d'assurer les transferts thermiques entre le régénérateur et les échangeurs de chaleurs. Pour cela ils doivent répondre à un certain nombre de critères :

- ✓ thermodynamiques (obtention du rendement optimal).
- ✓ techniques (action sur le milieu à refroidir, les matériaux constitutifs de dispositif).
- ✓ économiques et écologiques.

Le choix du fluide de transfert dépend des températures des sources froide et chaude. Pour notre application, on utilise l'eau avec antigel qui ne pose guère de problèmes technologiques lorsque les niveaux de température restent modérés:

- ✓ Température inférieure à 35°C à la source chaude.
- ✓ Température comprise entre -10°C et + 10°C à la source froide.

Les propriétés (d'eau+50% d'antigel) sont considérées comme des constantes dans le cadre de notre étude. Tels que :

- La chaleur spécifique : $C_f = 3.30 \text{ KJ/Kg.K}$.
- La masse volumique : $\rho_f = 1200 \text{ Kg/m}^3$.
- Conductivité thermique : $k_f = 0.625 \text{ w/m.k}$.
- Viscosité dynamique : $\mu_f = 1.0019 \cdot 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$.

5.4 Sélection des éléments mécanique

5.4.1 Tuyauterie

5.4.1.1 Conception du tube

La conception d'une conduite suppose la détermination de plusieurs éléments, telle que le diamètre de la conduite, le matériau des tubes a utilisée et la longueur de la conduite.

Les dimensions des tubes seront choisies de manière à garantir que les appareils raccordés soient alimentés en fluide caloporteur en quantités nécessaires et à la pression requise. On opte pour une uniformité des diamètres de tous les tubes du circuit d'eau chaude, et du circuit d'eau froide. Le mode d'installation des tuyauteries et le schéma général est défini dans la figure 2.1, du chapitre 2. un tableau présenté ci-dessous résume les paramètres fixé pour les tubes d'un seul circuit hydraulique de notre dispositif.

Tableau 4.1 : *Caractéristiques de canalisation d'un seul circuit (froid).*

	Matière	Diamètre $D(m)$	Longueur $L(m)$
tube	silicone	0,012	1

5.4.1.2 Calcul des pertes de charge dans la tuyauterie

a. Les pertes de charge linéaires

La perte de charge linéaire est causé par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides, on rencontre ce genre de perte dans les tuyaux lisses, et dans les tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par une longueur L , dans un tuyau de diamètre D apparaît une chute de pression ΔP exprimée sous la forme suivante :

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (Pa) \quad (4.1)$$

Ou :

$$\Delta H = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2g} \quad (m) \quad (4.2)$$

f est un coefficient sans dimension appelé coefficient de perte de charge linéaire.

➤ **Forme et régimes de l'écoulement :**

Suivant l'importance des forces de viscosité par rapport aux forces d'inertie de l'écoulement, on observe plusieurs régimes possibles. Ce rapport de forces est caractérisé par le nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.3)$$

Avec :

V : vitesse caractéristique de l'écoulement (souvent la vitesse moyenne dans la section).

D : dimension caractéristique de la section transversale (diamètre pour une conduite de section circulaire).

- **Cas de l'écoulement laminaire : $Re < 2000$:**

Dans ce cas, le coefficient est uniquement fonction du nombre de Reynolds Re , l'état de la surface n'intervient pas et donc ne dépend pas de ε (hauteur moyenne des aspérités du tuyau), ni de la nature de la tuyauterie.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.4)$$

- **Cas de l'écoulement turbulent : $Re > 3000$:**

En régime turbulent, l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à rechercher la variation du coefficient en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité, ε , du tuyau.

La formule de Colebrook est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent. Elle est présentée sous la forme suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (4.5)$$

On emploie aussi en pratique des représentations graphiques.

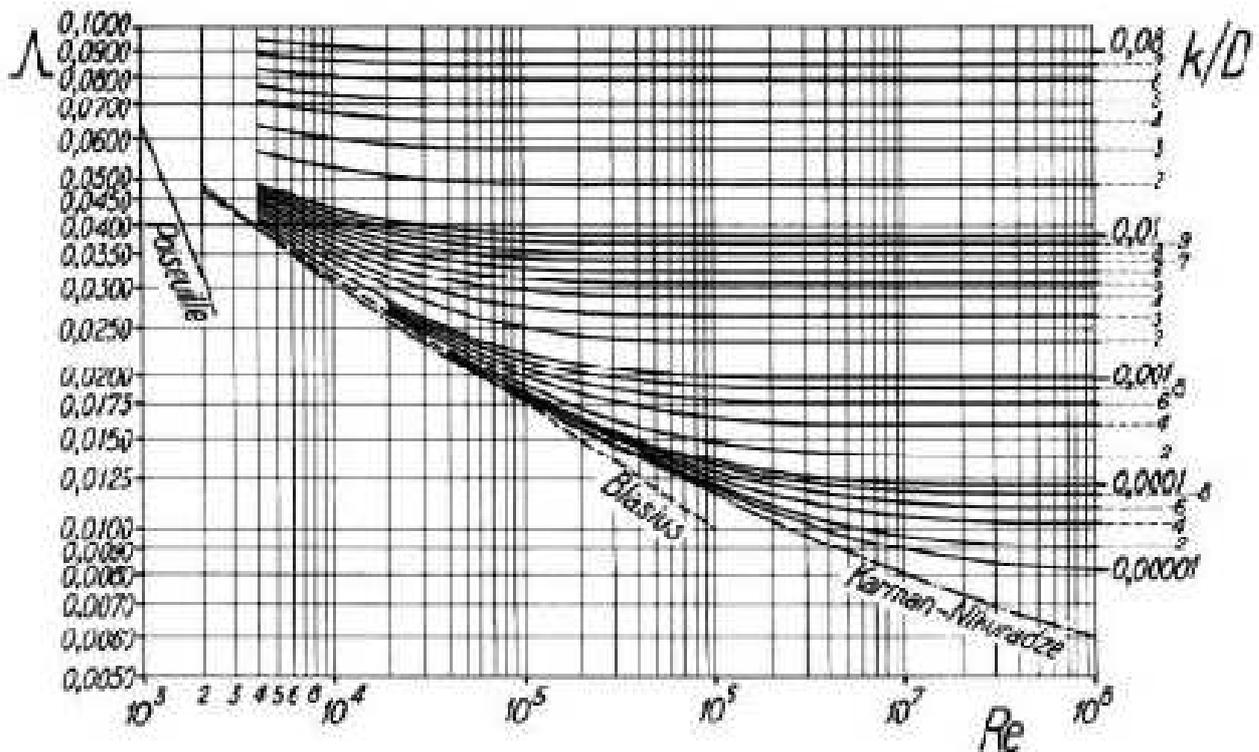


Figure 4.1 : Le coefficient de perte de charge linéaire f en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative de la conduite (Le diagramme de Moody) [20].

b. Pertes de charges singulières

Les pertes de charges singulières sont mises en évidence, quand on a un changement brusque de section, ou bien quand on a une déviation, Les pertes de charge singulières se calculent de la manière suivante :

$$\Delta H = K \frac{v^2}{2g} \quad (m) \tag{4.6}$$

Ou en terme de chute de pression la relation s'écrit :

$$\Delta P = K \frac{\rho v^2}{2} \quad (Pa) \tag{4.7}$$

K est appelé coefficient de perte de charge singulière.

La détermination de ce coefficient est principalement du domaine de l'expérience. Les coefficients de pertes de charges singulières ou accidentelles K sont donnés dans l'annexe B.

5.4.2 Les électrovannes

Une électrovanne est un robinet automatique comportant une bobine électrique qui, lorsqu'elle est excitée, entraîne un noyau de fer doux solidaire du clapet du robinet, la

fermeture est obtenue par retombée du clapet sur son siège. C'est pourquoi les robinets sont placés verticalement sur une tuyauterie horizontale.

Quatre électrovannes sont utilisées sur les deux circuits hydrauliques de notre dispositif. En particulier, un robinet est placé en amont du régénérateur et un autre en aval, pour vérifier le fonctionnement suivant :

- les deux électrovannes de circuit « chaud » sont ouvertes lors de la magnétisation du régénérateur et les autres électrovannes de circuit « froid » sont fermées, l'eau est donc pompé du régénérateur à l'échangeur de chaleur « chaud ».
- Les deux électrovannes de circuit « froid » sont ouvertes lors de la démagnétisation du régénérateur et les autres électrovannes de circuit « chaud » sont fermées, l'eau est donc pompé du régénérateur à l'échangeur de chaleur « froid ».

Les électrovannes sont commandées par la régulation (dispositif de commande).

5.4.3 Echangeur de chaleur

Le problème de conception et de sélection d'un échangeur de chaleur pour accomplir un transfert de chaleur donné entre deux fluides est difficile dans la mesure où plusieurs configurations peuvent satisfaire le problème. Le choix final dépend très souvent des facteurs : le coût, l'encombrement et des conditions opératoires.

5.4.3.1 Sélection d'un type d'échangeur (Choix géométrique)

➤ Echangeur à plaque

On fait un choix d'un échangeur a plaque, en conformité avec l'étude faite sur le passage à travers le matériau réfrigérant.

Notre dimensionnement s'intéresse au refroidissement, pour cela l'étude se focalise sur l'échangeur de chaleur froid, on se propose une combinaison (échangeur à plaque, eau+antigel, air). L'écoulement étant à contre courant. Les échangeurs de ce type sont analysés en fonction du nombre de plaques.

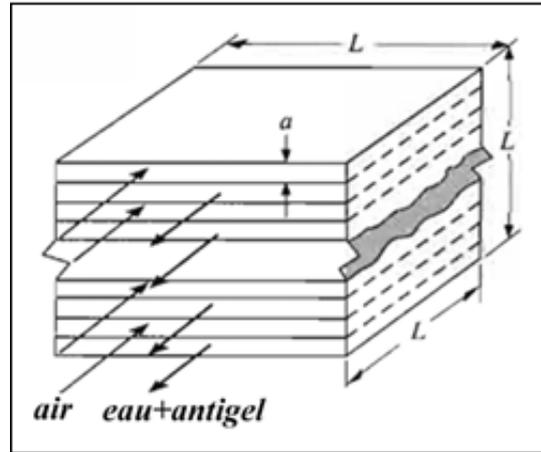


Figure 4.2 : Schéma typique de l'échangeur à plaques / contre-courant.

➤ Configuration de base

On se propose l'utilisation d'un échangeur constitué des plaques en acier doux (par exemple), Ce dernier est normalement défini par ses dimensions extérieures dans l'ordre suivant : (L x L x L). Comme le montre la figure 4.2.

Dans ce qui suit, nous allons présenter les conditions d'entrée et de sortie des fluides chaud et froid, avant de procéder au dimensionnement de l'échangeur à plaques.

➤ Calcul thermique de l'échangeur

Dans les calculs qui suivent, nous avons retenu les hypothèses suivantes :

- la surface de séparation est la seule surface d'échange.
- Pas de changement de phase au cours du transfert.
- Transfert thermique négligeable entre l'échangeur et l'environnement.

✓ Echangeur de chaleur chaud :

Équations de transfert thermique :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f C_f \Delta T_{f,H} \quad (4.8)$$

$$\Delta T_{f,H} = T_{f,H} - T_H$$

✓ Echangeur de chaleur froid :

Équations de transfert thermique :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f C_f \Delta T_{f,c} \tag{4.9}$$

$$\Delta T_{f,c} = T_c - T_{f,c}$$

où :

\dot{m}_f : Le débit massique du fluide.

C_f : La chaleur spécifique du fluide.

\dot{Q}_c : La puissance froide.

\dot{Q}_H : La chaleur échangée.

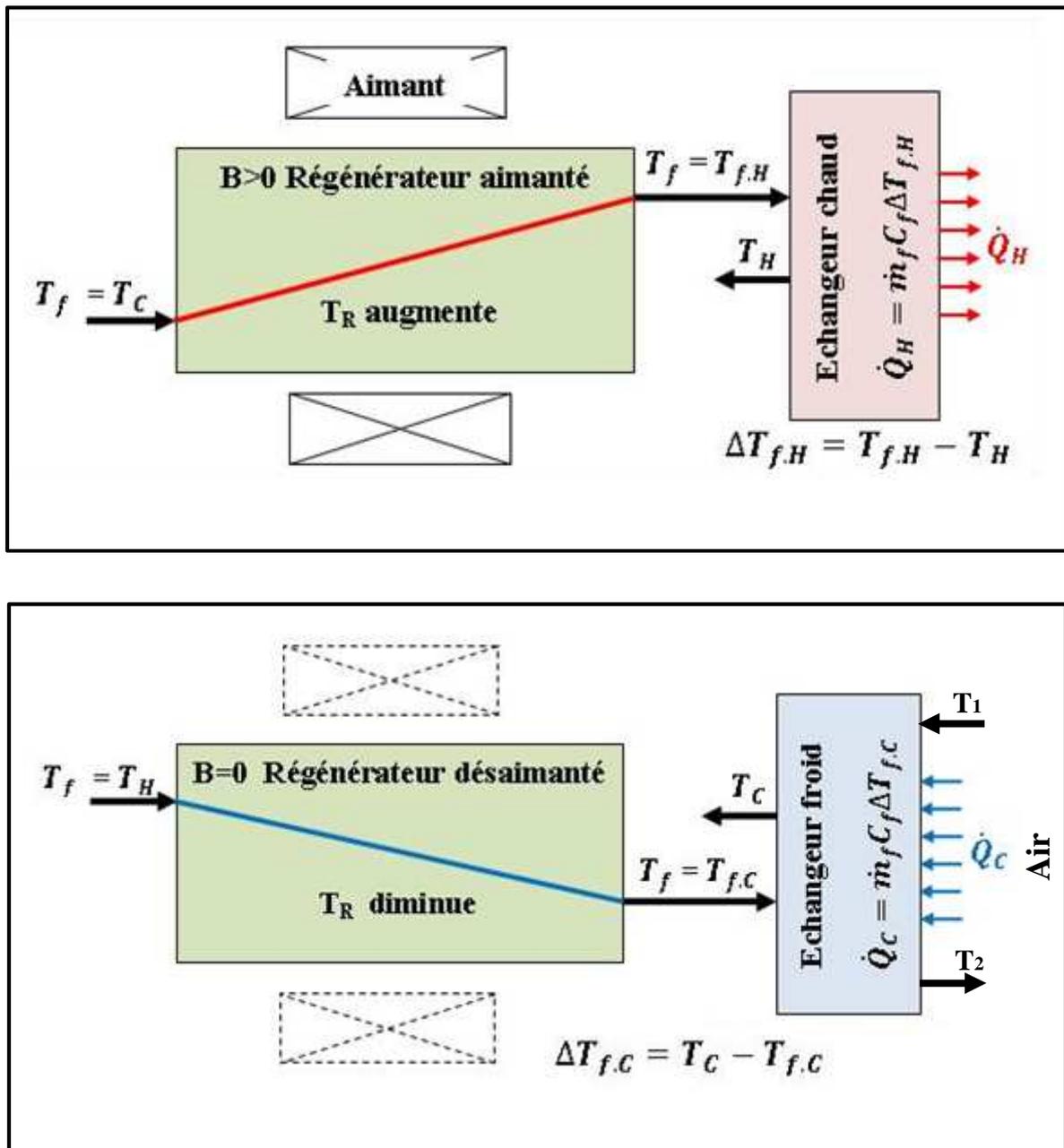


Figure 4.3 : description du circuit hydraulique avec le profil de température dans le régénérateur et les échanges thermiques.

On se limite de calculer le dimensionnement d'un seul échangeur, car on s'intéresse à la puissance froide récupérée coté échangeur froid.

a. Echangeur de chaleur froide

a.1 Données du problème

Les données relatives à ce problème (échangeur froid) sont résumées dans le tableau suivant :

- La température froide sortie régénérateur (température entrée échangeur froid) :

$T_{f.c} = 1.113 \text{ °C}$: est donné Par la simulation par le code de calcul.

Tableau 4.2: Données relatives au dimensionnement de l'échangeur.

Propriétés de fluides a l'entrée et a la sortie d'échangeur.

données	Côté fluide chaud	Côté fluide froid
Fluide	air	Eau + antigel
Débit m^3/s	-	$32.64 \cdot 10^{-6}$
Température entrée, °C	20	1.113
Température sortie, °C	10	3

a.2 Calcul de la Différence de température moyenne logarithmique

(DTLM)

T_1 : Température d'entrée côté chaud.

T_2 : Température de sortie côté chaud.

$T_f = T_{f.c}$: Température d'entrée côté froid.

$T_f = T_c$: Température de sortie côté froid.

$$\Delta T_1 = T_1 - T_{f.c} = 20 - 1.113 = 18.887 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_c = 10 - 3 = 7 \text{ °C}$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = 11.97 \text{ °C}$$

En admettant que les échanges de chaleur au sein de notre échangeur sont adiabatiques, On peut écrire :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f C_f \Delta T_{f.c} = \dot{m}_a C_a (T_1 - T_2) \quad (4.10)$$

La puissance échangée à travers l'échangeur de chaleur froid pendant 10 cycles est :

$$\dot{Q}_C = 162.24 \text{ W}$$

En suite on calcule le débit de l'air :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_C}{c_a(T_1 - T_2)} = \frac{162.24}{1007(20 - 10)} = 0.0161 \text{ Kg/s}$$

La chaleur spécifique de l'air à 300 K: $C_a = 1007 \text{ J/Kg.K}$.

a.3 Calcul des dimensions principales de l'échangeur

La procédure de calcul est la suivante :

Calculons le nombre de passages N ainsi leur épaisseur du passage a :

Supposons que : $a \ll L$ donc

$$a = \frac{L}{N} \quad (4.11)$$

La surface totale d'échange est :

$$A = L^2(N - 1) \quad (4.12)$$

Où, a : le passage de fluide, N : nombre de passages, L : la longueur de passage.

Dans la gamme des débits qui nous intéressent, l'écoulement est laminaire pour les deux cotés (air, eau/antigel), Le nombre de nusselt de chaque coté prend la valeur suivant donné par la table a.1 de l'annexe 1:

$$Nu_D = \frac{hD_h}{K} = 7.54 \quad (4.13)$$

Le diamètre hydraulique :

$$D_h = 2a \quad (4.13)$$

$$D_h = 0.0056 \text{ m}$$

Donc le coefficient d'échange h_C Coté fluide (eau + antigel) est donné par la formule suivant [20] :

$$h_C = 7.54 \frac{k_f N}{2L} = 2.36 \frac{N}{L} \quad (4.14)$$

Ainsi pour le coté de l'air le coefficient d'échange h_h donné par :

$$h_h = 7.54 \frac{k_a N}{2L} = 0.099 \frac{N}{L} \quad (4.15)$$

On calcul par la suite la longueur L en fonction de N à travers la relation suivante :

$$L = \frac{\dot{Q}_C}{DTLM(N-1)N} \left[\frac{1}{h_c L} + \frac{1}{h_h L} \right] \quad (4.16)$$

$$L = \frac{162.24}{11.97 (N-1)N} \left[\frac{1}{2.36} + \frac{1}{0.099} \right] = \frac{74.438}{(N-1)N}$$

Pour $N = 40$ passages :

La longueur de l'échangeur : $L = 0.0914$ m.

Le passage : $a = 0.00228$ m.

La surface d'échange : $A = 0.326$ m².

5.4.4 La pompe

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

5.4.4.1 Types de pompes

Les pompes à eau sont habituellement classées selon leur principe de fonctionnement, soit de type volumétrique ou centrifuge. On distingue également deux autres types de pompes en fonction de l'emplacement physique de la pompe par rapport à l'eau pompée: la pompe à aspiration et la pompe à refoulement.

Les pompes centrifuges sont fiables et d'un coût raisonnable. Mais elles sont trop puissantes pour notre dispositif de réfrigération à faibles débits. D'autre part elles sont mal adaptées à des débits variables. Les pompes volumétriques sont mieux adaptées aux faible débits et aux débits variables.

Le choix d'une pompe se fait en connaissant le débit volumique fluide de l'installation et la perte de charge du réseau correspondant. Connaissant la pompe, on a sa courbe

caractéristique (document constructeur). Cette courbe dépend de la technologie de la pompe et de sa vitesse de rotation.

- **Procédure de Calcul des pertes de charge**

On se limite de calculer les pertes de charges dans un seul circuit hydraulique, en raison que la pompe fonctionne une fois dans le circuit chaud, et une autre fois dans le circuit froid, ainsi les deux circuits ont les mêmes dimensions.

- a. **Les pertes de charges dans le réseau**

On admet que l'expression de la courbe de réseau est de la forme :

$$\Delta P = (\Delta P_L + \Delta P_S + \Delta P_R + \Delta P_E) = A Q_v^2 \quad (4.17)$$

Avec :

ΔP en Pa

Q_v en m³/s

- *Calculons les pertes de charges dans les conduites :*

Connaissant les différents paramètres concernant le fluide caloporteur (la masse volumique, la viscosité dynamique), la conduite (le diamètre intérieur, la longueur, la rugosité, le nombre et le type de singularités...) et l'écoulement (le débit) nous pourrions : Déterminer le régime d'écoulement (Laminaire ou Turbulent) en calculant le nombre de Reynolds par le biais de la formule suivante :

$$Re = \frac{4\rho Q_v}{\pi D \mu}$$

On tire le coefficient de perte de charge linéaire f en fonction du régime d'écoulement tel que :

Si le régime est laminaire : $f = \frac{64}{Re}$

Si le régime est turbulent : on utilise le diagramme de Moody ou la relation de Colebrook pour la détermination de f .

On peut Calculer la chute de pression due aux pertes de charge linéaires en utilisant la formule :

$$\Delta P_L = 8f \frac{L}{D} \frac{\rho Q_v^2}{\pi^2 D^4} \quad (Pa)$$

Comptabiliser l'ensemble des singularités dans la conduite (coudes, jonctions, diminutions de diamètre,...) et déterminer les coefficients de perte de charge singulière en fonction des singularités.

Calculer la chute de pression due aux pertes de charge singulières pour chaque singularité en utilisant la formule :

$$\Delta P_{iS} = 8K_i \frac{\rho Q_v^2}{\pi^2 D^4} \quad (Pa)$$

Calculer la perte de charge singulière totale : $\Delta P_S = \sum \Delta P_{iS}$.

Un tableau représenté ci-dessous résume tous le calcul des pertes de charges dans la tuyauterie de notre installation (Annexe B).

Tableau 4.2 : Résultats hydrauliques pour les tronçons de conduite pour un seul circuit.

	Conduite 1
Diamètre (m)	0,012
Débit (m ³ /s)	2.448 10 ⁻⁵
Re	3118.47
ε/D	0.0001
f	0.040
Longueur L (m)	1
ΔP_L (Pa)	94.00
Electrovannes	2
$K_{\text{électrovanne}}$	0.5
Coudes	
Coudes à 90°	2
K_{coude} à 90°	1.3
Coudes arrondis R/D =1.5	2
K_{coude}	0.25
ΔP_S (Pa)	36.23

➤ *Calculons les pertes de charge dans le régénérateur :*

Le diamètre hydraulique $D_h = \frac{4S_m}{P_m} = 2 \cdot e_f = 0.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Le régime d'écoulement est laminaire. Les pertes de charges linéaires dues aux frottements peuvent être déterminées par l'expression :

$$\Delta P_R = \rho_f \frac{64 L v_m^2}{Re D_h} \quad (4.18)$$

Où, $Re=16.28$, $\rho_f = 1200 \text{ Kg/m}^3$, $v_m = 0.017 \text{ m/s}$, $L = 0.15 \text{ m}$.

$$\Delta P_R = 127.81 \text{ Pa.}$$

➤ *Calculons les pertes de charge dans l'échangeur de chaleur:*

Le diamètre hydraulique : $D_h = \frac{4 S_m}{P_m} = 2 \cdot a = 0.00456 \text{ m}$.

Le régime d'écoulement est laminaire. Les pertes de charges linéaires dues aux frottements peuvent être déterminées par l'expression :

$$\Delta P_E = \rho_f \frac{64 L v_m^2}{Re D_h} \quad (4.19)$$

Où, $Re = 42.28$, $\rho_f = 1200 \text{ Kg/m}^3$, $v_m = 0.0078 \text{ m/s}$, $L = 0.085 \text{ m}$.

$$\Delta P_E = 1.80 \text{ Pa.}$$

5.4.4.2 la puissance de la pompe

La puissance, P, est donnée par l'équation suivante :

$$P = Q_v \Delta P \quad (4.20)$$

$$P = 8.48 \cdot 10^{-3} \text{ Watt}$$

Où,

$$\Delta P = 259.85 \text{ Pa}$$

$$Q_v = 3.264 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Pour notre système, on choisit une pompe de type péristaltique. Car ce genre de pompe permet un contrôle du débit par simple variation de la tension d'alimentation de son moteur.

Conclusion

Le principal objectif de cette étude est de présenter une méthode de dimensionnement d'un dispositif de réfrigération magnétique, on a pu mieux introduire les caractéristiques des différents composants du dispositif grâce à une simulation sur les différents paramètres de l'AMRR à travers un code de calcul, et on a étudié plusieurs configurations géométriques en fonction des propriétés physiques du fluide de transfert et de l'EMC du matériau réfrigérant, ainsi que le nombre de cycles requis permettant d'atteindre la température froide sortie régénérateur.

Nous avons vu que la puissance froide produite dépend essentiellement des performances du matériau, de l'intensité du champ magnétique et du cycle thermique. La réfrigération magnétique fait appel à de nombreuses disciplines telles que la mécanique des fluides, la thermodynamique, la thermique, la physique des matériaux, et le magnétisme. On a fait aussi une contribution à l'étude thermique et magnétique des systèmes de réfrigération magnétique. Il ressort clairement que la conception et l'optimisation de ces systèmes doivent faire appel à des outils de simulation numérique spécifiques, car les difficultés liées au comportement thermique, au comportement magnétique, aux contraintes mécaniques et surtout aux besoins de l'utilisateur sont souvent nombreuses et parfois contradictoire.

Un dimensionnement intégral d'un dispositif doit intégrer tous les aspects, à savoir la forme du matériau, la géométrie de la source de champ et tout le circuit hydraulique, Les calculs réalisés par le modèle AMRR font ressortir une puissance froide d'environ 162 watt généré par un bloc d'environ 5.58 kg de Gd, avec un coefficient de performance égal à 6.95, Voyant la puissance froide ($Q_c = 162$ Watt) développée par ce système, ce dispositif proche des réfrigérateurs du commerce – dispositif frigorifique domestique - (120 – 200 Watt). Ce système développé démontre bien la faisabilité autour des températures ambiantes.

Ce travail devrait être complété par la mise en place d'un banc d'essai, pour l'étude des performances magnéto-caloriques du Gd et ses alliages, ceci devrait être fait en intégrant des variations des éléments composant l'installation (pompe, matériau, échangeurs, fluides caloporteurs, ...etc.

Références bibliographiques

- [1] BROWN, G.V. Magnetic heat pumping near-room temperature. J Appl. Phys. 47, 3673 (1976).
- [2] Smaili, A., Chahine, R. Thermodynamic investigations of optimum active magnetic regenerators. Cryogenics vol. 38 pp 247-252 (1998).
- [3] Pecharsky, V. K., Gschneidner, K. A. Advanced magnetocaloric materials : What does the future hold ? , International Journal of Refrigeration. 29 pp 1239-1249 (2006).
- [4] Peter W. Egolf, Andrej Kitanovski, Fabrice Gendre, Osmann Sari, réfrigération magnétique, CH 1401 Yverdon-les-Bains, Suisse.
- [5] Abdelkader BENRABAH, Etude Energétique d'un Réfrigérateur Magnétique, Ecole Nationale Polytechnique, (Septembre 2007).
- [6] TISHIN (A.M.). Handbook of Magnetic Material. Vol. 12, Buschow K.H.J., Amsterdam (1999).
- [7] PESTY, F. Études calorimétriques des comportements multicritiques des phases ondes de densité de spin dans un composé moléculaire. Habilitation à diriger des recherches, université Paris-Sud (1993).
- [8] YU (B.F.), GAO (Q.) et CHEN (Z.). Review on research of room temperature magnetic refrigeration. International Journal of Refrigeration, 26, 622-636 (2003).
- [9] ALLAB farid, Etude et Conception d'un dispositif de Réfrigération magnétique basé sur l'effet magnéto-calorique géant. Thèse doctorat de l'INPG, (Mai 2008).
- [10] TURA Armando , Active Magnetic Regenerator Experimental Optimization, University of Victoria, (2002).
- [11] KURT Engelbrecht, A Numerical Model of an Active Magnetic Regenerator Refrigeration System, university of wisconsin-madison, (2004).
- [12] LÉBOUC Afef, ALLAB Farid, FOURNIER Jean-Marc et YONNET Jean-Paul, Réfrigération magnétique, RE 28 Technique d'Ingénieur.

- [13] BOUCHEKARA houssem rafik el-hana , Recherche sur les systemes de refrigeration magnetique. modelisation numerique, conception et optimisation, Thèse Doctorat, L'Institut polytechnique de Grenoble, (Septembre 2008).
- [14] Peter W. Egolf, Ronald E. Rosensweig, Le froid magnétique auteur de la température ambiante. Institut International du Froid 177 Bd Malesherbes – 75017 paris (France), (octobre 2007).
- [15] BARCLAY (J.A.). Active and passive Magnetic regenerators in gas/magnetic refrigerators. J. Alloys Compounds, 207, 355-361 (1994).
- [16] BARCLAY (J.A.) et STEYERT (W.A.). Active Magnetic Regenerator. US Patent no 4 332 135 (1982).
- [17] DEGREGORIA (A.J.). Modelling the active magnetic regenerator. Advances in Cryogenic Engineering, 37, 867 (1992).
- [18] Patankar, S. V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. McGraw Hill (1980).
- [19] E. Bruck, O. Tegus, D.T.C. Thanh, K.H.J. Buschow. Magnetocaloric refrigeration near room temperature (invited). Journal of Magnetism and Magnetic Materials 310 (2007) 2793–2799, (December 2006).
- [20] Incropera F.P., De Witt D. P. Fundamentals of Heat and mass transfer–John Wiley & Sons. Version 5 (2002).
- [21] Bonnin J., 1990, « *Écoulement des fluides dans les tuyauteries* », Edition technique de l'ingénieur, A738.

ANNEXES

ANNEXE A : les facteurs de friction et valeurs du nombre de nusselt d'un écoulement laminaire pour différents sections [20].

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(Uniform q_w'')	(Uniform T_w)	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

ANNEXE B : Pertes de charges singulieres pour des conduites de section circulaire [21].

