

# Proyecto Fin de Grado

## Ingeniería de Tecnologías Industriales

### Estudio sobre sistemas de refrigeración magnéticos basados en el efecto magnetocalórico

Autor: Ignacio Martínez-Cañavate Velo

Tutor: Juan Francisco Coronel Toro

Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021





Proyecto Fin de Grado  
Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Estudio sobre sistemas de refrigeración magnéticos basados en el efecto magnetocalórico**

Autor:

Ignacio Martínez-Cañavate Velo

Tutor:

Juan Francisco Coronel Toro

Profesor titular

Dpto. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021



Proyecto Fin de Carrera: Estudio sobre sistemas de refrigeración magnéticos basados en el efecto magnetocalórico

Autor: Ignacio Martínez-Cañavate Velo

Tutor: Juan Francisco Coronel Toro

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2021

El Secretario del Tribunal

# Agradecimientos

---

A mi familia por apoyarme durante este duro trayecto y haber confiado en mí.

A mis profesores, especialmente a aquellos que fomentan a los alumnos curiosos porque son ellos los que, sin saberlo, animan a los alumnos a seguir.

Y finalmente a mis amigos porque sin ellos todo hubiera sido bastante menos divertido.

*Ignacio Martínez-Cañavate Velo*

*Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales*

*Sevilla, 2021*



# Resumen

---

En este trabajo de fin de grado se realiza un estudio de los sistemas de refrigeración magnética partiendo desde el principio físico que lo sustenta, el efecto magnetocalórico y su aplicación a ciclos termodinámicos detallando el funcionamiento de las máquinas que aprovechan dicho efecto y definiendo los criterios de selección de sus distintas partes. Seguidamente, se definen las ecuaciones que modelan el sistema de forma simplificada y se realiza una revisión del estado del arte de la tecnología, apoyándose en los prototipos más recientes y en los costes tanto operativos como de adquisición del sistema, finalizando con una reflexión sobre las posibles aplicaciones y su viabilidad como alternativa a los ciclos de refrigeración en uso.





<b>Agradecimientos</b>	<b>vi</b>
<b>Resumen</b>	<b>viii</b>
<b>Índice</b>	<b>x</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xiii</b>
<b>Notación</b>	<b>xvi</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>19</b>
1.1 <i>Objetivo del trabajo</i>	20
1.2 <i>Contenido del trabajo</i>	20
<b>2 El efecto magnetocalórico</b>	<b>22</b>
2.1 <i>Definición</i>	22
2.2 <i>Justificación termodinámica</i>	23
2.2.1 <i>Obtención de variación de temperatura reversible (<math>\Delta T_{ad}</math>)</i>	25
2.2.2 <i>Obtención de variación de entropía magnética (<math>\Delta S_m</math>)</i>	25
2.2.3 <i>Valores indicativos y medición del efecto</i>	26
2.3 <i>Ciclos termodinámicos basados en el MCE</i>	26
2.3.1 <i>Ciclo de Carnot magnético</i>	27
2.3.2 <i>Ciclo Brayton</i>	29
2.3.3 <i>Ciclos magnéticos en cascada</i>	29
2.3.4 <i>Ciclo AMR (Active Magnetic Regenerator)</i>	30
<b>3 Refrigeradores magnéticos</b>	<b>37</b>
3.1 <i>Componentes de un refrigerador magnético</i>	37
3.1.1 <i>El refrigerante</i>	37
3.1.2 <i>Fuente de campo magnético</i>	43
3.1.3 <i>Fluido térmico</i>	47
3.2 <i>Tipología de refrigeradores</i>	48
3.2.1 <i>Refrigeradores magnéticos alternativos</i>	49
3.2.2 <i>Refrigeradores magnéticos rotativos</i>	52
<b>4 Ecuaciones de transferencia</b>	<b>60</b>
4.1 <i>Introducción e hipótesis necesarias</i>	60
4.2 <i>Magnetización</i>	62
4.3 <i>Calentamiento del fluido de transferencia y expulsión de calor</i>	63
4.4 <i>Desmagnetización</i>	65
4.5 <i>Enfriamiento del fluido de transferencia y absorción de calor</i>	65
4.6 <i>Cálculo de parámetros de interés</i>	66
4.7 <i>Pérdidas</i>	68
<b>5 estado de la tecnología y aspectos económicos</b>	<b>69</b>
5.1 <i>Prototipo BUA</i>	69
5.2 <i>Aspectos económicos</i>	71
5.2.1 <i>Costes de adquisición</i>	71

5.2.2	Costes de operación	74
5.2.3	Rendimientos	75
5.3	<i>Estado de la tecnología</i>	76
<b>6</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>78</b>
6.1	<i>Comparaciones</i>	78
6.2	<i>Opinión personal y estudios posibles</i>	80
	<b>Referencias</b>	<b>81</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 2.1 Valores MCE para distintos materiales.[11]	26
Tabla 3.1 Parámetros de la simulación.[21]	42
Tabla 3.2 Frecuencia y COP máximos en función de la geometría y otros parámetros.[21]	43
Tabla 3.3 Recopilación de las propiedades de los distintos fluidos.[11]	47
Tabla 3.4 Tabla comparativa rotativos vs alternativos	48
Tabla 3.5 Resultados según distintas variables del prototipo danés..	56
Tabla 5.1 Tabla con los valores de funcionamiento del prototipo BUA[35]	70
Tabla 5.2 Propiedades magnetocalóricas del <i>Gd</i>	72
Tabla 5.3.Potencia de refrigeración máxima posible para una masa de <i>0,66 kg</i> de refrigerante sólido en función de la frecuencia de operación.	72
Tabla 5.4 Estimación de costes	73
Tabla 6.1 Comparación enfriadora Carrier y prototipo BUA, ambos con potencias de refrigeración similares	79

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 2.1 Variación de temperatura adiabática en gadolinio y aleaciones.[5]	22
Figura 2.2 Variación de entropía isoterma del gadolinio y aleaciones. [5]	22
Figura 2.3 Capacidad calorífica total y magnética del gadolinio para una variación de $de 0$ a $5T$ , siendo los puntos las medidas experimentales y las líneas los cálculos teóricos.[5]	24
Figura 2.4 Diagrama $\mu_{OH}$ -h del gadolinio para un campo magnético de 0 a 10T.[9]	27
Figura 2.5 Diagrama P-h R134a.	27
Figura 2.6 Diagrama T-s ciclo de Carnot con Gadolinio como refrigerante.	28
Figura 2.7 Esquema Carnot.	28
Figura 2.8 Diagrama T-s ciclo de Brayton con Gadolinio como refrigerante.	29
Figura 2.9 Ciclo Ericsson magnético en cascada.	30
Figura 2.10 Ejemplo situación <i>a</i> .	31
Figura 2.11. Ejemplo situación <i>b</i> .	31
Figura 2.12 Perfil de temperaturas de dos fluidos circulando en un intercambiador de doble tubo equicorriente.	31
Figura 2.13 Ejemplo situación <i>c</i> .	32
Figura 2.14 Ejemplo situación <i>b</i> con AMR en capas.	32
Figura 2.15 AMR conformado por distintos materiales con temperaturas de curie ascendentes.[11]	33
Figura 2.16 Diagrama T-s ciclo AMR Bryton.[14]	33
Figura 2.17 Representación de la temperatura de curie en función de la longitud del AMR.	34
Figura 2.18 Representación de la distribución de la temperatura a lo largo de la longitud del AMR en situación magnetizado y desmagnetizado.	34
Figura 2.19(a)(b) Representación de un ciclo AMR Brayton operando en condiciones estacionarias distintas. [14]	35
Figura 3.1 Representación esquemática de un AMR de seis capas y seis temperaturas de curie distintas.[16]	37
Figura 3.2. Variación de la temperatura de Curie en función de la concentración de hidrógeno para la familia de materiales La (FeSi).[17]	38
Figura 3.3 Variación de temperatura adiabática para el Gadolinio en función de la temperatura.[5]	38
Figura 3.4 Variación de la entropía magnética en función de la temperatura indicando el rango de $\delta T$ .	39
Figura 3.5 Capacidad de refrigeración por unidad de volumen en julio por centímetro cúbico para diferentes familias de materiales magnetocalóricos con una variación de campo de $50 kOE (5T)$ .[18]	40
Figura 3.6 Capacidad de refrigeración por unidad de volumen en kilojulio por metro cúbico para distintos refrigerantes utilizados actualmente. [19]	40
Figura 3.7 Representación esquemática de las distintas geometrías del estudio.[21]	42

Figura 3.8 Configuración de un diseño magnético en herradura.[25]	44
Figura 3.9 Representación esquemática de un diseño tipo Halbach.[26]	44
Figura 3.10 Diseño de un AMR con barras de imanes en configuración Halbach.[27]	45
Figura 3.11 Representación de un diseño magnético tipo Halbach para un AMR rotativo.[22]	45
Figura 3.12 Representación de un diseño magnético rotativo tipo Halbach para un AMR fijo.[22]	45
Figura 3.13 Representación esquemática de los valores del parámetro $\Lambda_{cool}$ . [28]	46
Figura 3.14 Comparativa mediante diagramas pentagonales de seis diseños magnéticos distintos.[28]	47
Figura 3.15 Esquema simple de un refrigerador magnético.[13]	49
Figura 3.16 Esquema de funcionamiento de un refrigerador magnético utilizando un sistema de válvulas de tres vías para invertir el flujo.[27]	49
Figura 3.17 Esquema de funcionamiento de un refrigerador magnético utilizando sistemas de válvulas de tres vías para la inversión del flujo en cascada.[27]	50
Figura 3.18 Esquema de funcionamiento de un refrigerador magnético utilizando sistemas de válvulas de tres vías para la inversión del flujo en cascada sin intercambiador intermedio.[27]	50
Figura 3.19 Esquema de funcionamiento de un refrigerador magnético utilizando una bomba bidireccional para invertir el flujo.[27]	51
Figura 3.20 Foto del prototipo desarrollado por la Universidad de Génova.[30]	51
Figura 3.21 Representación esquemática del sistema hidráulico del prototipo de refrigerador magnético alternativo lineal de la Universidad de Génova.[30]	51
Figura 3.22 Construcción de AMR en placas paralelas contenida en una estructura de plástico.[30]	52
Figura 3.23 Evolución de las temperaturas a lo largo del tiempo con el refrigerador operando en régimen permanente.[30]	52
Figura 3.24 Representación esquemática de la sección axial de un refrigerador con AMR rotativo(izquierda). Representación del esquema hidráulico de dicho regenerador(derecha).[11]	53
Figura 3.25 Figura conjunta de varias configuraciones de AMR rotativo.[11]	54
Figura 3.26 Modelo danés de refrigerador magnético.[32]	54
Figura 3.27.(a)Distribución del campo magnético en función de $x$ e $y$ en el interior del cilindro. (b)Distribución del campo magnético a lo largo del eje $z$ . [32]	55
Figura 3.28 Esquema del recorrido del fluido de transferencia.[32]	55
Figura 3.29 Vista esquemática cercana del sistema de válvulas de entrada al regenerador.[32]	55
Figura 3.30 Rango de temperaturas para distintas potencias $a$ en operando a $1\text{ Hz}$ y para varios caudales (rango de temperaturas tomado como diferencia entre la salida del HFT a las salidas del foco frío y caliente).[32]	56
Figura 3.31 Variación del rango de temperatura para diferentes frecuencias de operación del ciclo para un caudal fijo de $6,7\text{ l/min}$ . [32]	56
Figura 3.32 Variación del rango de temperaturas con la frecuencia para un caudal fijo de $8,3\text{ l/min}$ y una potencia de $200\text{ W}$ . [32]	57
Figura 3.33 Representación axial de un refrigerador que opera con AMR fijo y rotación de la estructura magnética.[11]	57
Figura 3.34 Representación de otras configuraciones posible de AMR fijo y estructura magnética rotativa.[11]	57
Figura 3.35 Prototipo FAME.[33]	58
Figura 3.36 Ilustración del diseño magnético del prototipo FAME.[33]	58
Figura 3.37 Foto del AMR del prototipo FAME.[33]	59

Figura 4.1 Diagrama de flujo de la simulación de un sistema AMR.[29]	61
Figura 4.2 Transferencia de calor durante la magnetización.	62
Figura 4.3 Transferencia de calor durante el calentamiento del fluido.	63
Figura 4.4 Perfil de temperatura modelado del paso del fluido por el AMR.[29]	64
Figura 4.5 Transferencia de calor al foco caliente.	64
Figura 4.6 Transferencia de calor durante la magnetización.	65
Figura 4.7 Transferencia de calor durante el enfriamiento del fluido.	66
Figura 4.8 Variación de la incidencia del campo en función del tiempo durante el ciclo	67
Figura 5.1 Refrigerador magnético BUA.[35]	69
Figura 5.2 Diseño magnético del prototipo BUA.[35]	70
Figura 5.3 Gráfico histórico de producción mundial de tierras raras. [35]	72
Figura 5.4 Evolución histórica del precio del Neodimio en yuanes chinos por tonelada. [38]	73
Figura 5.5 Gráfico coste de adquisición por unidad de potencia de refrigeración (wats) en función de la frecuencia de operación.	74
Figura 5.6 Estructura magnética y carcasa de AMR del enfriador de vino[39]	74
Figura 5.7 Consumo de los distintos elementos en función de la frecuencia de operación, para un caudal fijo de 150 litros hora.[39]	75
Figura 5.8 Variación de los consumos para una frecuencia fija y un caudal variable.[39]	75
Figura 5.9 COP de las distintas tecnologías en función de la temperatura de refrigeración. [40]	76
Figura 5.10 Bomba de calor tierra-agua para refrigeración y/o calefacción.[41]	77

# Notación

---

MCM	Material magnetocalórico.
AMR	Refrigerador magnético activo.
MCE	Efecto magnetocalórico.
$c_H$	Calor específico a campo magnético constante.
$M$	Magnetización del material.
$\bar{B}$	Densidad de flujo magnético
$\bar{H}$	Intensidad de flujo magnético
$\Delta T_{ad}$	Variación de temperatura provocada por MCE en condiciones adiabáticas.
$\Delta S_m$	Variación de entropía provocada por MCE en condiciones isoterma.
COP	Coficiente de rendimiento.
$\Lambda_{cool}$	Parámetro comparador de diseños magnéticos.







# 1 INTRODUCCIÓN

---

La generación y gestión de la energía es uno de los principales retos a los que se enfrenta la ingeniería actualmente. La refrigeración desarrolla un papel muy importante de dicho reto ya que supone una gran fracción de la energía consumida tanto en el sector industrial como en el doméstico, siendo difícil encontrar algún proceso productivo o algún sector comercial que no la emplee.

En Europa, la refrigeración y calefacción en edificios e industria suponen la mitad de la energía consumida, siendo este por lo tanto el mayor sector energético de la UE[1]. En EEUU, un 87% de los hogares disponen de aire acondicionado, aproximadamente 120 millones de equipos, con un requerimiento eléctrico de 186 PWh anuales y se espera un enorme crecimiento en la demanda debido a que los países con mayores necesidades en refrigeración y confort( China e India, principalmente) medidas en función de la población y condiciones ambiente medias del país no han alcanzado todavía un desarrollo pleno y homogéneo en sus respectivas economías.[2]

Es por ello por lo que cualquier mejora en los sistemas de refrigeración, ya sean aplicadas a climatización o a equipos de refrigeración a temperatura ambiente supone un gran ahorro, debido a su demanda constante y continuada de energía. La gran mayoría de las mejoras en este campo (exceptuando algunos avances refrigeración termoeléctrica ) desde el siglo XIX a la actualidad se han centrado en la optimización de los ciclos compresión de vapor , desarrollándose los sistemas de refrigeración con compresión multietapa , en cascada o por absorción , las cualidades del refrigerante , los consumos de las máquinas implicadas o las propiedades aislantes de los materiales , pero todo ello manteniendo el principio físico que sustenta el ciclo , la variación de entropía isoterma de un refrigerante resultante de una alteración en el campo de presiones incidente.

El efecto magnetocalórico (MCE) fue documentado por primera vez en 1881 por Warburg y su aplicación en sistemas de refrigeración criogénicos comenzó a mediados de 1920 gracias a Debye y Giaque. La refrigeración magnética, y gana interés en 1997 con el descubrimiento de V.K Percharsky y K.A Gschneidner de materiales con una mayor respuesta térmica a temperaturas cercanas al entorno , denominado efecto magnetocalórico gigante(GMCE)[3]. Desde entonces se han desarrollado multitud de prototipos , siendo el prototipo BUA el más reciente y relevante de todos ya que está diseñado para proporcionar hasta 15kW de potencia de refrigeración con un COP de hasta el 60%.

Actualmente la línea de investigación en este campo sigue dos caminos, uno relacionado con la física condensada y la ingeniería de materiales, cuyo objetivo es el estudio de distintos compuestos que presenten MCE tratando de conseguir una magnitud del efecto lo mayor posible con el menor campo incidente a temperaturas cercanas al ambiente y otra más ingenieril, cuyo objeto de estudio es el diseño y la optimización de dispositivos para el aprovechamiento del efecto.

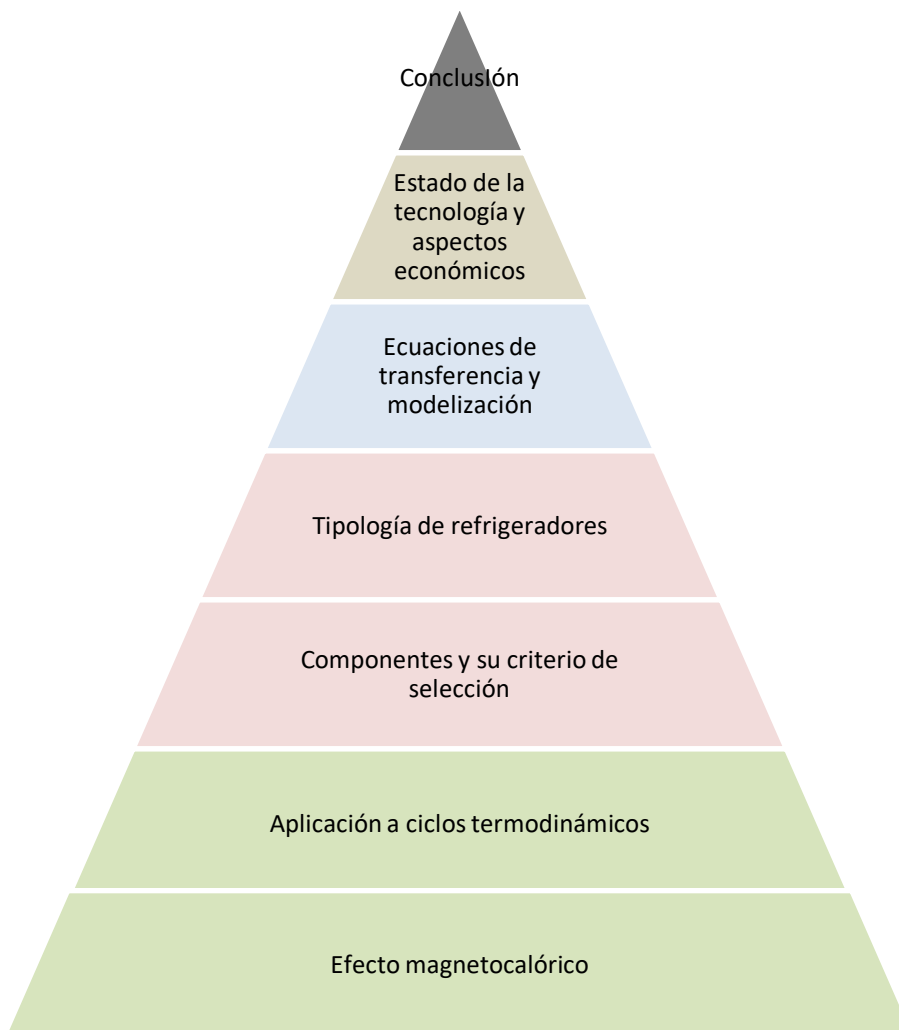
La refrigeración magnética se considera una tecnología respetuosa con el medio ambiente ya que utiliza refrigerantes sólidos, lo que evita su fuga y su impacto en la capa de ozono, a diferencia de los refrigerantes utilizados en los ciclos de compresión de vapor.

## 1.1 Objetivo del trabajo

Debido a la poca bibliografía en español acerca de los sistemas de refrigeración magnéticos desde un punto de vista ingenieril y a su potencial como posible tecnología alternativa el objetivo de este estudio es realizar una explicación detallada de los sistemas de refrigeración magnéticos de tal forma que un individuo con conocimientos en termodinámica, transmisión de calor y refrigeración tras su lectura comprenda el fundamento físico en el que se basa (el efecto magnetocalórico), su aplicación a ciclos termodinámicos, la construcción de las máquinas térmicas que permitan la realización de dichos ciclos, la modelización (simplificada) de dichos equipos y las posibles ventajas y desventajas con respecto a los ciclos de refrigeración estándar.

## 1.2 Contenido del trabajo

La estructura del trabajo se representa en el siguiente diagrama, que indica la línea que sigue el estudio, que va desde la definición del efecto hasta una revisión del estado de la tecnología y una conclusión personal.



### ○ Apartado 2: El efecto magnetocalórico y su aplicación a ciclos termodinámicos

En este apartado se tratará toda la termodinámica del efecto partiendo desde la primera ley hasta las definiciones de variación de entropía isoterma y variación de temperatura adiabática que definen el efecto. Seguidamente y dentro del mismo apartado se explicará la aplicación del

efecto a ciclos termodinámicos magnéticos tanto los de interés teórico (Carnot, Brayton) como prácticos (cascada, AMR).

○ **Apartado 3: Refrigeradores magnéticos**

A continuación, se detallarán los distintos componentes que conforman un refrigerador magnético y los criterios de selección y optimización de los mismo para finalmente explicar el funcionamiento global de los sistemas de refrigeración teniendo en cuenta las distintas tipologías.

○ **Apartado 4: Ecuaciones de transferencia**

Se explicarán las etapas básicas de un ciclo AMR Brayton debido a que es el más común en este tipo de aplicaciones. Se describirán sus distintas etapas junto a las ecuaciones de transferencia de calor de cada una explicando el cálculo de los rendimientos de la máquina y las pérdidas del sistema.

○ **Apartado 5: Aspectos económicos y estado de la tecnología.**

En este apartado se dedica una sección al mayor prototipo hasta la fecha, BUA, ofreciendo los valores alcanzados y una descripción de sus componentes y funcionamiento. Seguidamente se realiza un breve repaso de los aspectos económicos de este tipo de refrigeración para finalizar con una revisión de los potenciales usos de los sistemas de refrigeración magnéticos.

○ **Apartado 6: Conclusión**

Se finaliza el estudio con una breve comparación de rendimientos y costes entre la refrigeración por compresión de vapor y la refrigeración magnética, una opinión acerca del potencial de la tecnología y una propuesta sobre distintas áreas de estudio y posibles trabajos tanto de fin de grado como de máster relacionados con el tema.

## 2 EL EFECTO MAGNETOCALÓRICO

El objetivo de este capítulo es definir el fenómeno físico, realizar una deducción termodinámica del mismo e introducir la aplicación de dicho efecto a ciclos termodinámicos para su aprovechamiento en sistemas de refrigeración

### 2.1 Definición

El efecto magnetocalórico es un fenómeno físico que se produce en los materiales magnéticos debido a una variación en el campo magnético incidente. Dicho efecto puede cuantificarse como un cambio reversible de temperatura ( $\Delta T_{ad}$ ) en el material si la variación del campo magnético incidente se da en condiciones adiabáticas o como un cambio reversible en la entropía si el proceso es isotermo. [4]

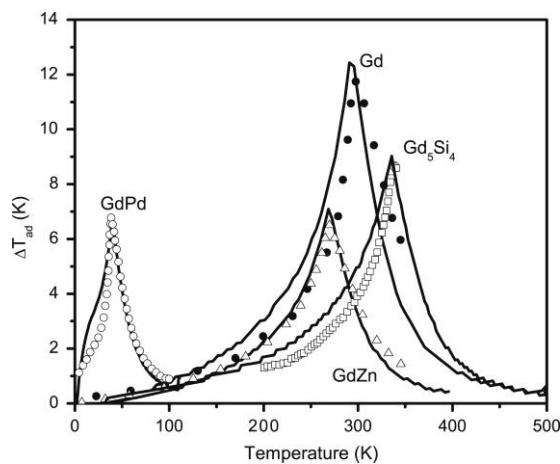


Figura 2.1 Variación de temperatura adiabática en gadolinio y aleaciones.[5]

En la figura 2.1 representa el cambio de temperatura que se produce el gadolinio y sus aleaciones al variar el campo magnético de 0 a 5 T de forma adiabática (es decir, aislando la muestra). En el eje x se representa la temperatura del material y en el eje y la variación de la temperatura de la aleación al aplicarse dicho campo, las figuras representan las medidas experimentales y las líneas continuas el ajuste. Tomando el gadolinio puro como ejemplo, puede observarse que si se aplica una variación de 0 a 5 T a una temperatura cercana a los 300 K (cercana al ambiente), se obtiene un aumento de temperatura cercano a los 12 K. Se denomina variación reversible de la temperatura debido a que si se dejara de someter el material a la incidencia del campo el material se enfriaría volviendo a la temperatura inicial.

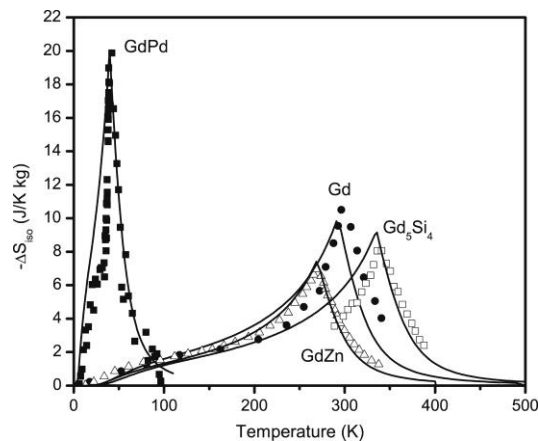


Figura 2.2 Variación de entropía isoterma del gadolinio y aleaciones. [5]

De forma equivalente, si la variación del campo se produce de forma isoterma, es decir, manteniendo la temperatura del material constante, se produce una variación en la entropía tal y como muestra la figura 2.2.

El MCE es intrínseco a todos los materiales considerados “magnéticos” (susceptibles a la variación de un campo magnético externo) y es considerablemente mayor en materiales que presentan un comportamiento ferromagnético (materiales que pueden presentar magnetización en ausencia de un campo externo ya sea inducida o natural) haciendo de estos el principal objeto de estudio para su aprovechamiento en sistemas de refrigeración.

Las variables que definen la magnitud del efecto pueden diferenciarse en:

- Intrínsecas: Composición química, estructura cristalina, estado magnético, temperatura de transición de fase magnética. Definen, entre otras variables ingenieriles, el refrigerante sólido a utilizar.
- Extrínsecas: Temperatura, presión, intensidad del campo magnético. Definen el rango de operación del sistema y su eficiencia. [6]

## 2.2 Justificación termodinámica

Deducir el MCE consiste en ofrecer una expresión analítica que represente el fenómeno. Se partirá de un sistema cerrado, en un ambiente  $E$  conformado por un sólido ferromagnético a presión y volumen constantes.

Aplicando la primera ley de la termodinámica:

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (1)$$

Donde  $U$  es la energía interna del material magnético,  $Q$  el calor intercambiado y  $W$  el trabajo desempeñado. El trabajo desempeñado durante un proceso cuasiestático se define como:

$$\delta W = \sum_i^n \pm Y_i \cdot dX_i \quad (2)$$

Siendo  $n$  el número total de tipos de trabajo realizados por o sobre el sistema en cuestión,  $Y$  una variable intensiva y  $dX$  la variación de la variable extensiva conjugada. El trabajo magnético se define de una manera análoga al trabajo mecánico.

$$dW_{mec} = p dV \quad (3)$$

$$dW_{mag} = -\mu_0 V H dM \quad (4)$$

Siendo  $\mu_0 \left[ \frac{H}{m} \right]$  la permeabilidad magnética en el vacío (constante),  $H \left[ \frac{A}{m} \right]$  la intensidad del campo magnético incidente, y  $M \left[ \frac{A}{m \cdot m^3} \right]$  la imanación del sólido (momento magnético por unidad de volumen).

$$\left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ H(henrio)} = \frac{m^2 \cdot kg}{s^2 \cdot A^2} \\ dW_{mag} = \frac{\frac{m^2 \cdot kg}{s^2 \cdot A^2}}{m} \cdot \frac{A}{m} \cdot m^3 \frac{A}{m \cdot m^3} = \frac{m \cdot kg}{s^2} \end{array} \right.$$

Reescribiendo (1) y asumiendo que el proceso se realiza de forma reversible ( $dQ = T dS$ )

$$dU = T dS + \mu_0 H V dM \quad (5)$$

Realizando transformaciones de Legendre se deducen el resto de los potenciales termodinámicos, obteniendo así toda la información posible del sistema.

$$dG = -S dT - \mu_0 M V dH \quad (6)$$

$$dA = -S dT + \mu_0 H V dM \quad (7)$$

$$dH' = T dS - \mu_0 M V dH \quad (8)$$

Siendo la energía libre de Gibbs especialmente útil ya que es función de  $T$  y  $H$ , variables de fácil medición. Se puede escribir (6) en función de sus derivadas parciales como:

$$dG = \left( \frac{\partial G}{\partial T} \right)_H dT + \left( \frac{\partial G}{\partial H} \right)_T dH \quad (6)$$

Lo que permite obtener el resto de las variables del sistema en función de la variación del potencial

termodinámico.

$$S = -\left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_H \quad (9)$$

$$M = -\frac{1}{\mu_0 V} \left(\frac{\partial G}{\partial H}\right)_T \quad (10)$$

Igualmente usando las relaciones de Maxwell en las segundas derivadas es posible obtener la siguiente expresión:

$$\left(\frac{\partial S}{\partial H}\right)_T = \mu_0 V \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_H \quad (11)$$

De enorme utilidad ya que relaciona la entropía total del sólido con su magnetización. Igualmente se puede obtener una expresión del calor intercambiado:

$$dQ = TdS = T \left[ \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_H dT + \left(\frac{\partial S}{\partial H}\right)_T dH \right] \quad (12)$$

$$dQ = \left(\frac{\partial Q}{\partial T}\right)_H dT + \left(\frac{\partial Q}{\partial H}\right)_T dH = T \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_H dT + T \left(\frac{\partial S}{\partial H}\right)_T dH \quad (13)$$

Aplicando la definición de capacidad calorífica:

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial T}\right)_H = C_H \quad (14)$$

Y denominando al coeficiente:

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial H}\right)_T = T \left(\frac{\partial S}{\partial H}\right)_T = C_T = -\mu_0 V \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_H \quad [\text{sustituyendo (10)}]$$

(Cabe resaltar que  $C_T$  no es una capacidad calorífica, aunque se utilice una notación parecida)

Finalmente se ha obtenido una expresión intuitiva del calor intercambiado por el sistema en términos absolutos:

$$dQ = C_H(T, H)dT + C_T(T, H)dH \quad (15)$$

O al dividir por la masa en términos específicos:

$$dq = c_H(T, H)dT + c_T(T, H)dH \quad (16)$$

Por lo tanto, el calor intercambiado con el ambiente con sistema magnético por unidad de masa constará de dos términos, uno regido por la diferencia de temperatura entre el mismo y el ambiente  $c_H(T, H)dT$  y otro por la variación de la intensidad de campo multiplicado por el coeficiente  $c_T(T, H)$ . [7]

El coeficiente  $c_H(T, H)$  es una característica del material. De forma rigurosa, corresponde al calor específico a presión y campo magnético constante  $c_{H,P}(T, H, P)$  pero al comenzar la deducción, se ha considerado la presión constante en todo momento por lo que no se ha incluido en la realización de los cálculos por simplicidad.

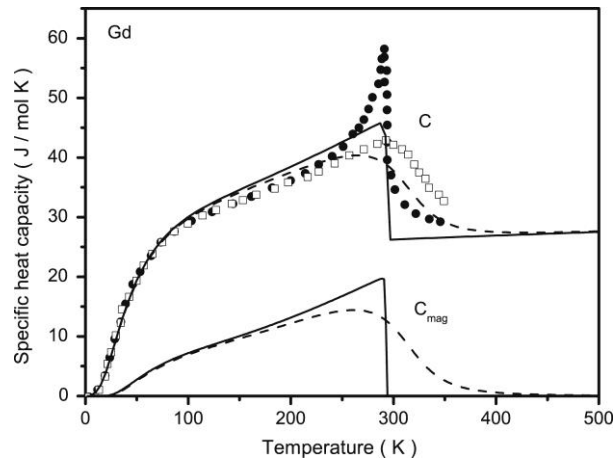


Figura 2.3 Capacidad calorífica total y magnética del gadolinio para una variación de  $\mu_0 H$  de 0 a 5T, siendo los puntos las medidas experimentales y las líneas los cálculos teóricos. [5]



La contribución a la variación del calor específico por parte de un campo magnético no es despreciable como puede apreciarse en la figura 2.3, en la que se representa la variación del calor específico del gadolinio cerca de su temperatura de Curie.

Para un sólido magnético metálico se considera la capacidad calorífica total como las contribuciones de red eléctricas y magnéticas.[8]

$$C = C_m + C_e + C_r$$

Por lo tanto la capacidad calorífica total del gadolinio ( $C$  en la figura) corresponderá a la suma de la capacidad calorífica a campo magnético constante ( $C_{mag}$ ),  $C_r$  corresponderá a la capacidad calorífica a presión constante y  $C_e$  la capacidad calorífica a campo eléctrico constante.

El otro coeficiente en base al cual se define el intercambio calorífico en términos másicos  $c_T$ , que se representa en términos absolutos como  $\left\| \mu_0 \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H \right\|$ , cuantifica la magnitud del efecto magnetocalórico en el material, por lo tanto, cuanto mayor sea este coeficiente termodinámico mayor serán  $\Delta T_{ad}$  y  $\Delta S_m$ . [4]

Una vez definidas las relaciones previas, la obtención de las variables características del MCE consisten en una combinación de dichas relaciones y la imposición de las condiciones del proceso. Por simplicidad, se utilizarán para su obtención variables específicas.

### 2.2.1 Obtención de variación de temperatura reversible ( $\Delta T_{ad}$ )

Considerando la condición de adiabaticidad  $dq = 0$  y despejando:

$$dq = c_H(T, H)dT + c_T(T, H)dH \quad (17)$$

$$dT = -\frac{c_T}{c_H} dH \quad (18)$$

$$dT = -\frac{T}{c_H(T, H)} \mu_0 \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad (19)$$

$$\Delta T_{ad} = -\mu_0 \int_{H_1}^{H_2} \frac{T}{c_H} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad (20)$$

De esta forma queda definido la variación de temperatura adiabática, sin embargo, debido a los problemas que presenta la medición conjunta de  $c_H(H, T)$  y  $M$  para su obtención suele utilizarse la siguiente expresión conociendo dos temperaturas a entropía constante:[9]

$$\Delta T_{ad} = -\mu_0 \int_{H_1}^{H_2} \frac{T}{c_H} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH = T_2(s, H_2) - T_1(s, H_1) \quad (21)$$

### 2.2.2 Obtención de variación de entropía magnética ( $\Delta S_m$ )

Para definir el otro parámetro característico del MCE es necesario previamente introducir el concepto de entropía total y entropía magnética.

En un sistema magnético se considera que la entropía total del sistema está conformada por una contribución de las entropías de red ( $S_r$ , asociada a la distribución de los átomos en la red cristalina y dependiente principalmente de la presión y temperatura), electrónica ( $S_e$ ) y magnética ( $S_m$ ).

$$s(T, H)_{Total} = s_m(T, H) + s_e(T) + s_r(T) \quad (22)$$

De forma rigurosa tanto  $S_e$  como  $S_r$  dependen tanto de la temperatura como del campo magnético, pero para una justificación teórica la variación de la entropía de red en función del campo magnético puede considerarse poco relevante.[10] Es por esto que en una primera aproximación, la magnetización y desmagnetización del material provocará variaciones exclusivamente en la entropía magnética del sistema.

Aplicando derivadas parciales a la anterior expresión y considerando el proceso isoterma.

$$ds(T, H)_{Total} = \left( \frac{\partial s_m}{\partial H} \right)_T dH \quad (23)$$

$$\left( \frac{\partial s}{\partial H} \right)_T = \mu_0 \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H \quad (24)$$

$$\Delta s = \mu_0 \int_{H_1}^{H_2} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH = \mu_0 \int_{H_1}^{H_2} \frac{c_T}{T} dH \quad (25)$$

### 2.2.3 Valores indicativos y medición del efecto

En este punto y de forma previa a comenzar la explicación del MCE para su aplicación en ciclos termodinámicos, se ofrecen ciertos valores del MCE para distintos materiales candidatos a ser utilizados como refrigerantes para poder así obtener una perspectiva más global y menos termodinámica del efecto. En la tabla se representan:

- Las dos variables indispensables para caracterizar el efecto:  $\Delta s_m$  y  $\Delta T_{ad}$ .
- La variación de intensidad de campo:  $\Delta B$ .
- La temperatura de la muestra:  $T$  (En este caso coincide con la temperatura de Curie)

Material	$T = T_c [K]$	$\Delta B [T]$	$\Delta T_{ad} [K]$	$\Delta s_m \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$
<i>Gd</i>	~297	1	3.3	3.1
<i>Gd<sub>5</sub>Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub></i>	~278	2	7.3	14
<i>La(Fe<sub>0.88</sub>Si<sub>0.12</sub>)<sub>13</sub>H<sub>1.5</sub></i>	~323	2	6.8	19
<i>La(Fe<sub>0.89</sub>Si<sub>0.11</sub>)<sub>13</sub>H<sub>1.3</sub></i>	~291	2	6.9	24
<i>MnAs</i>	~318	2	4,7	31

Tabla 2.1 Valores MCE para distintos materiales.[11]

Las mediciones de  $\Delta s_m$  y  $\Delta T_{ad}$  no son triviales y aunque la medición del efecto magnetocalórico no entra dentro del objeto de este trabajo. Debe resaltarse que hay dos formas de medir el efecto: una de forma directa, realizando mediciones sobre la muestra y otra indirecta, en la que los valores característicos del MCE se obtienen mediante la computación de los valores de magnetización y los calores específicos del material con las ecuaciones de la termodinámica.[12]

## 2.3 Ciclos termodinámicos basados en el MCE

En general, todos los métodos de refrigeración actuales consisten en la absorción de calor de una fuente para su posterior descarga en un reservorio a mayor temperatura, la reiterada operación de absorción y cesión de calor da lugar a un ciclo termodinámico.

Esto se consigue mediante la manipulación de las propiedades termodinámicas de un refrigerante, en el caso de la refrigeración por compresión estándar se aprovecha la variación de entropía isoterma producida por un cambio de fase de primer orden, mientras que en los ciclos basados en MCE operan basándose en (dependiendo del ciclo) procesos adiabáticos, isotermos o isomagnéticos.

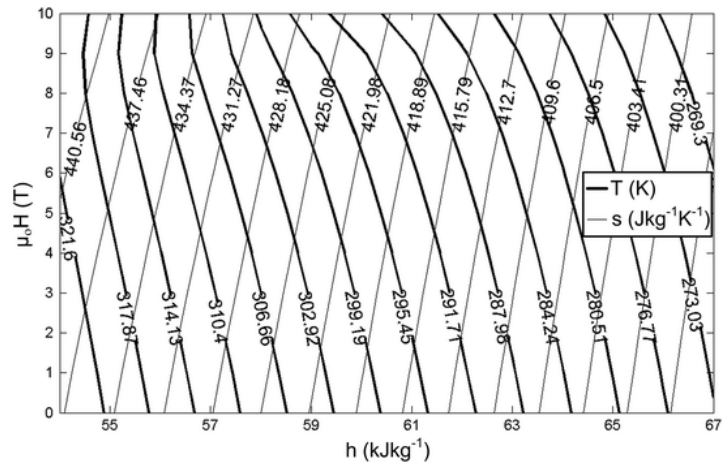


Figura 2.4 Diagrama  $\mu_0 H$ -h del gadolinio para un campo magnético de 0 a 10T.[9]

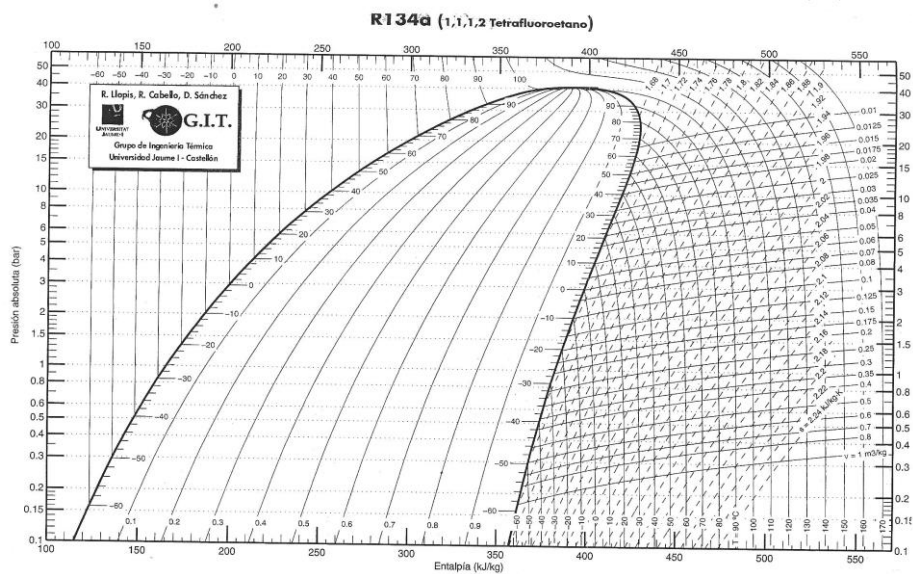


Figura 2.5 Diagrama P-h R134a.

En la figura 2.4 se aprecia un diagrama  $\mu_0 H$ -h de gadolinio en comparación con un diagrama P-h de r134a. Aunque los ciclos magnetocalóricos pueden representarse en diagramas  $\mu_0 H$ -h (que resultarían equivalentes a los P-h), en la práctica se utilizan diagramas T-s para su representación ya que resultan mucho más intuitivos.

Los ciclos teóricos, aún siendo de baja utilidad en aplicaciones reales, resultan interesantes debido a que muestran las distintas combinaciones posibles de procesos (isotermos, isentrópicos, magnetización constante y de campo magnético constante), además de ser la base para otros ciclos de aplicación más directa. Igualmente, las ecuaciones que definen los distintos calores y trabajos de los ciclos teóricos son igualmente válidas para los ciclos reales (salvando las pérdidas irreversibles).

En este apartado se explicarán los dos ciclos teóricos mas importantes, junto con los dos ciclos prácticos (cascada y AMR) que se aplican en sistemas reales de refrigeración a temperatura ambiente.

### 2.3.1 Ciclo de Carnot magnético

El ciclo magnético de Carnot es el ciclo más simple y representativo del MCE, ya que se realiza con dos procesos isotermos  $\Delta S_m$  y dos adiabáticos  $\Delta T_{ad}$ . Aunque su aplicación real a temperatura ambiente es nula (no así en aplicaciones criogénicas), es útil a la hora de comparar ciclos, de forma equivalente al ciclo de Carnot con variación de presión ya que es el ciclo más eficiente posible entre dos reservorios a distinta temperatura.[10]

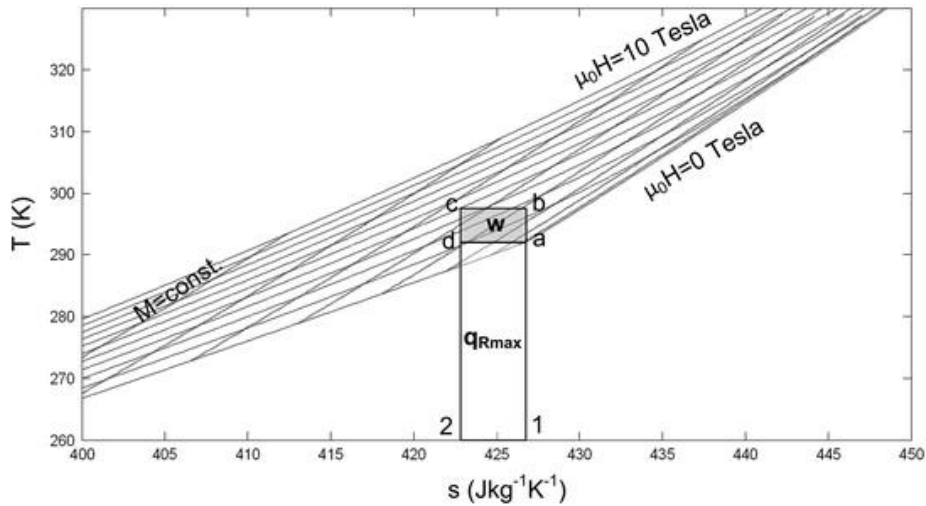


Figura 2.6 Diagrama T-s ciclo de Carnot con Gadolinio como refrigerante.

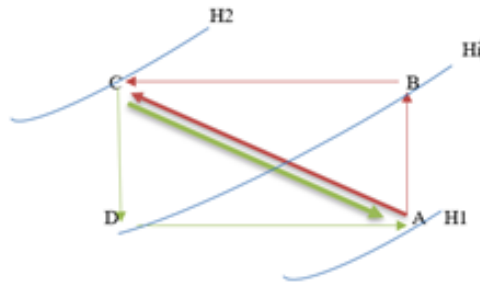


Figura 2.7 Esquema Carnot.

El ciclo de Carnot divide la el proceso de magnetización dos etapas:

- Etapa AB: Al aumentar el campo magnético incidente de forma adiabática el refrigerante aumenta su temperatura manteniendo su entropía constante.

$$\Delta T_{ad} = T_{hot}(s_1, H_i) - T_{cold}(s_1, H_1) \quad (26)$$

$$\Delta T_{ad} = -\mu_0 \int_{H_1}^{H_i} \frac{T}{c_H} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad (27)$$

- Etapa BC: La magnetización se finaliza de forma isoterma al permitir el intercambio de calor entre el refrigerante y el reservorio de mayor temperatura.

$$q_H = T_H \Delta S_m(T_H) \quad (28)$$

$$\Delta S_m = \mu_0 \int_{H_i}^{H_2} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad (29)$$

A su vez, también divide en dos etapas el de desmagnetización:

- Etapa CD: El campo incidente disminuye de forma adiabática, disminuyendo la temperatura hasta la temperature original.

$$\Delta T_{ad} = T_H(s_2, H_i) - T_C(s_2, H_1) \quad (30)$$

- Etapa DA: Finalmente se produce la absorción de calor del reservorio frío de forma isoterma.

$$q_C = T_C \Delta S_m(T_C) \quad (31)$$

El trabajo específico del sistema es, por tanto:

$$w = \oint dq = T_C \Delta S_m - T_H \Delta S_m = \Delta S_m (T_H - T_C) \quad (32)$$

El coeficiente entre la capacidad de refrigeración del ciclo y el trabajo define el rendimiento del ciclo. (COP)

$$COP_C = \frac{q_r}{w^*} = \frac{T_c}{T_H - T_c} \quad (33)$$

El COP definido corresponde al teórico con trabajo únicamente magnético, para la obtención del COP real es necesario definir las distintas irreversibilidades del ciclo, y en caso de que un ciclo presente cualquier otro tipo de trabajo necesario debería incluirse en ese coeficiente.

### 2.3.2 Ciclo Brayton

El ciclo Brayton opera con dos procesos isentrópicos y dos a campo magnético constante. Este ciclo debido a que la absorción/cesión de calor no se realiza a temperatura constante deben realizarse una serie de cálculos para obtener una expresión equivalente que permita su comparación.[9]

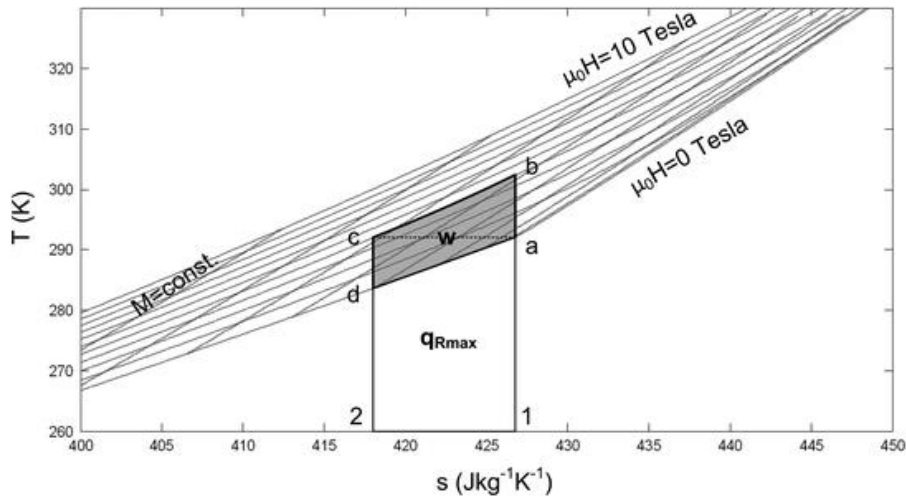


Figura 2.8 Diagrama T-s ciclo de Brayton con Gadolinio como refrigerante.

$$COP_{BRAYTON} = \frac{q_r}{w} = \frac{h_a - h_d}{(h_c - h_d) + (h_a - h_b)} \quad (34)$$

Los ciclos anteriormente presentados y mencionados comparten una característica que limita su aplicación en sistemas de refrigeración reales a temperatura ambiente, su intervalo de operación está limitado por la variación de temperatura adiabática del refrigerante  $\Delta T_{ad}$ . Dicha variación, como se explicó en la justificación termodinámica del MCE es función principalmente del refrigerante, la temperatura y el campo magnético incidente, esto último es crítico ya que, debido a su coste, los sistemas de refrigeración basados en MCE utilizan, en general, imanes permanentes como fuente de campo magnético cuyos valores de campo oscilan entre los 0.8-1.5T. Con dicha limitación en la variación del campo, el intervalo de temperaturas real que puede obtenerse está alrededor de los 5 K, (un valor mucho menor que el requerido por la demanda de refrigeración de la mayoría de las aplicaciones) como solución a este problema surgen los ciclos magnéticos en cascada y los ciclos AMR.

### 2.3.3 Ciclos magnéticos en cascada

Los materiales magnetocalóricos presentan una temperatura a la cual su respuesta a la incidencia de un campo magnético es máxima (A esta temperatura se le denomina *temperatura de transición de fase* si la transición es de primer orden o *temperatura de Curie* si la transición es de segundo orden). Por lo tanto, el MCE disminuye conforme se aleja de dicha temperatura crítica, lo que dentro del ciclo implica pérdidas debidas a una desviación de dicha temperatura al trabajar en un intervalo.

La solución que proponen los ciclos en cascada consiste en la utilización de dos o más materiales magnetocalóricos con distintas temperaturas de Curie de tal forma que el dominio del trabajo de cada ciclo y su temperatura de operación sean óptimos.

Es una solución intuitiva que funciona de forma similar a los ciclos de compresión en cascada que utilizan varios refrigerantes a distinta presión para aumentar la eficiencia global.

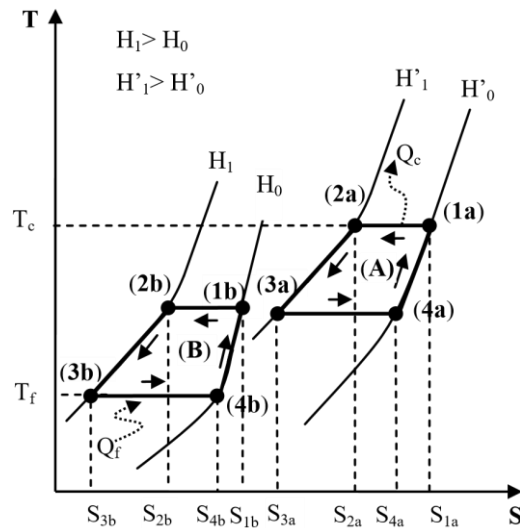


Figura 2.9 Ciclo Ericsson magnético en cascada.

En la figura 9 se representa un ciclo Ericsson en cascada con dos refrigerantes con temperaturas de Curie distintas, el funcionamiento del ciclo es equivalente a un ciclo de cascada convencional, el calor de refrigeración viene determinado por la temperatura del foco frío y la variación de entropía isoterma del ciclo (B), y posteriormente el calor cedido es tomado como foco frío del segundo ciclo (A) para ser expulsado. Debido a la naturaleza sólida del refrigerante, los calores son transmitidos entre ambos ciclos por un fluido térmico.[13]

El COP teórico de los ciclos en cascada se obtiene de forma equivalente a la de un ciclo convencional añadiendo el trabajo magnético del segundo ciclo y el trabajo requerido por el bombeo del fluido.

$$COP_{cascada} = \frac{q_r}{w_m + w_b} \quad (35)$$

### 2.3.4 Ciclo AMR (Active Magnetic Regenerator)

Se denomina ciclo AMR a un ciclo que incluye un regenerador magnético activo, independientemente del ciclo teórico termodinámico que realice. Los ciclos AMR son los de mayor COP realizables en aplicaciones reales y debido a ello son los utilizados en la mayoría de los prototipos diseñados actualmente.

El concepto de refrigerador magnético activo se refiere a la función del material magnetocalórico, que actúa de forma simultánea como refrigerante e intercambiador de calor entre dos partes del ciclo distintas variando su temperatura debido a la incidencia del campo magnético. Un AMR consiste pues en uno o varios materiales magnetocalóricos dispuestos en serie y con la forma de un intercambiador de calor (placas, esferas, material poroso) sobre el que se aplica la variación del campo magnético.

Para explicar el concepto de una forma más simple se propone el siguiente ejemplo:

- Imagínese una configuración con dos depósitos *A* y *B* y un ambiente *E* una conectados por una tubería aislada fabricada de un material magnetocalórico, el ambiente, el fluido y el MCM se encuentran a una temperatura  $T = T_c$  que es la temperatura de Curie del material. Al bombear el fluido del depósito *A* al depósito *B* no existe transferencia de calor entre el MCM y el fluido debido a sus temperaturas semejantes.

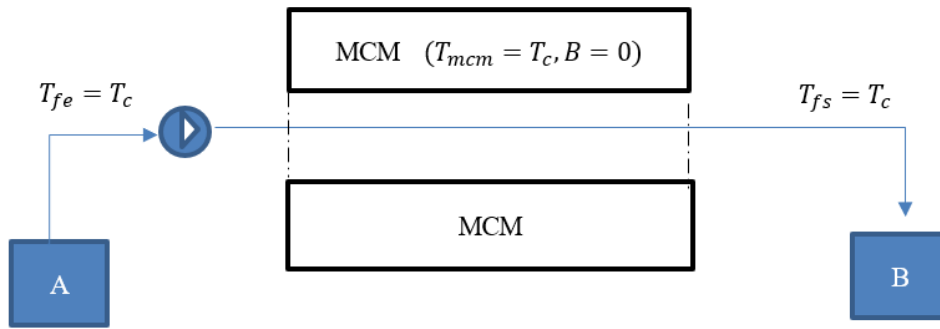


Figura 2.10 Ejemplo situación a.

- b) A continuación, con alguna solución tecnológica se consigue magnetizar la tubería mediante un campo magnético externo; al estar fabricada de un material magnetocalórico y al estar aislada experimentará un incremento de temperatura igual a  $\Delta T_{ad}$ . Si ahora se procede a bombear el fluido, aparecerá un calor convectivo entre el fluido y el MCM, y el fluido saldrá a una temperatura intermedia entre la del material magnetocalórico y su temperatura inicial y mayor que la temperatura ambiente.

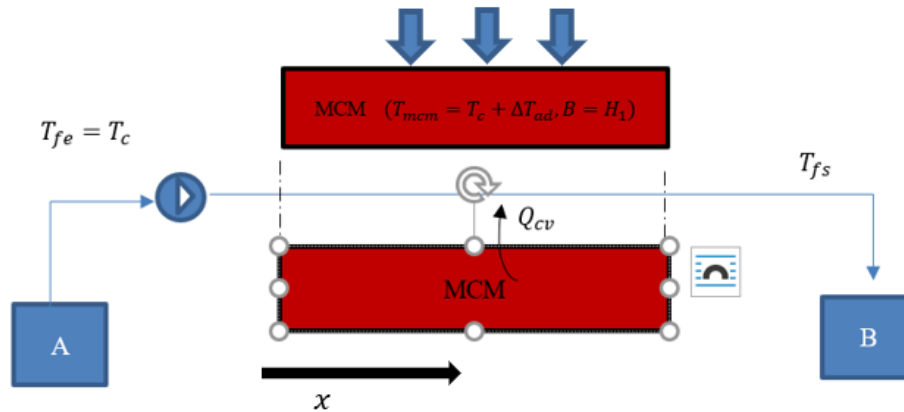


Figura 2.11. Ejemplo situación b.

El perfil de temperaturas a lo largo del eje X en este caso sería similar a un intercambiador de doble tubo equicorriente, en el que la tubería se enfría conforme fluye el líquido en su interior, y como la tubería es infinita, las temperaturas son prácticamente iguales en su extremo.

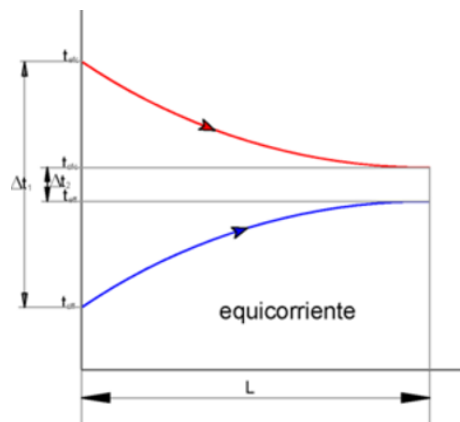


Figura 2.12 Perfil de temperaturas de dos fluidos circulando en un intercambiador de doble tubo equicorriente.

El fluido ahora se encuentra en el depósito *B* en contacto con el ambiente, donde habrá un intercambio convectivo que lleve al fluido del depósito a la temperatura ambiente.

- c) Si ahora eliminamos el campo magnético, la tubería que se encontraba a la temperatura de salida del fluido sufrirá una desmagnetización adiabática que conllevará una disminución de temperatura igual a  $\Delta T_{ad}$  (en un caso ideal en que las variaciones de temperatura de magnetización y desmagnetización sean iguales), la tubería se encuentra ahora en temperaturas subambientales (recordemos que el ambiente se encuentra a  $T_c$ ).

Si invertimos el sentido de la bomba, a la salida el fluido saldrá a una temperatura menor que la ambiental pudiendo así cumplir con algún propósito de refrigeración.

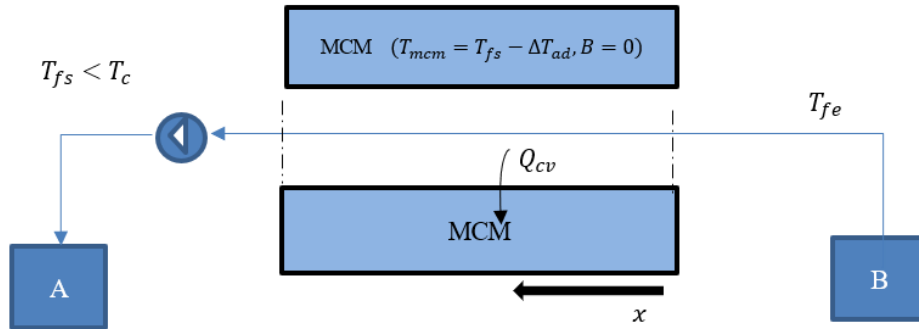


Figura 2.13 Ejemplo situación *c*.

En este ejemplo, el AMR sería la tubería ya que actúa de manera simultánea como intercambiador de calor y como refrigerante. El problema de la aplicación de esta idea radica en que las variaciones de temperatura adiabática de un solo material no son lo suficientemente elevadas como para proporcionar una refrigeración viable.

Es aquí donde surge el concepto del AMR en capas o secciones; debido a que las variaciones de temperatura de un solo compuesto no son suficientes, se disponen varios materiales de forma que la temperatura de Curie crezca de forma “escalonada”; volviendo al ejemplo de la tubería en el momento *b*) resultaría en el siguiente esquema:

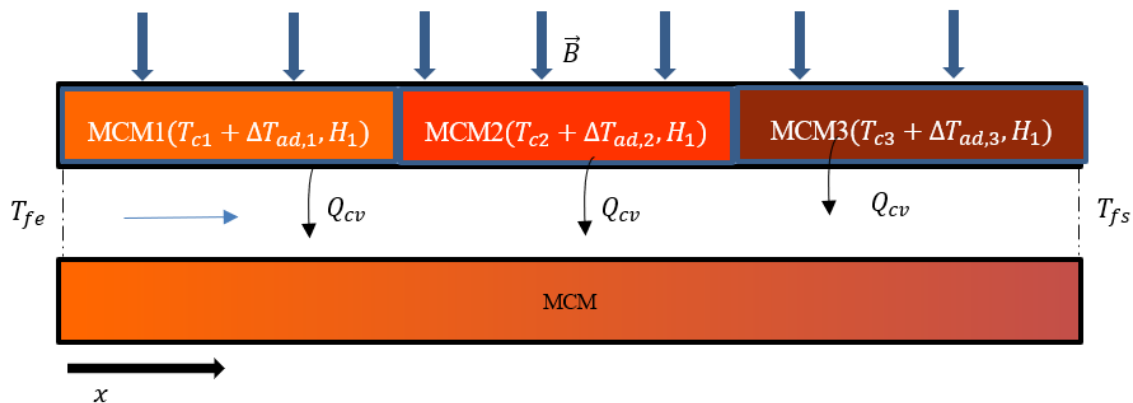


Figura 2.14 Ejemplo situación *b* con AMR en capas.

Proporcionando un calentamiento y enfriamiento del fluido mucho mayor tanto en las fases magnetizadas como en las desmagnetizadas. Las secciones que componen un AMR pueden ser discretas tal y como se muestra en la figura 12.a), o continuas, es decir, que la temperatura varíe de forma continua a lo largo del mismo, de todo ello se hablará en el siguiente apartado.



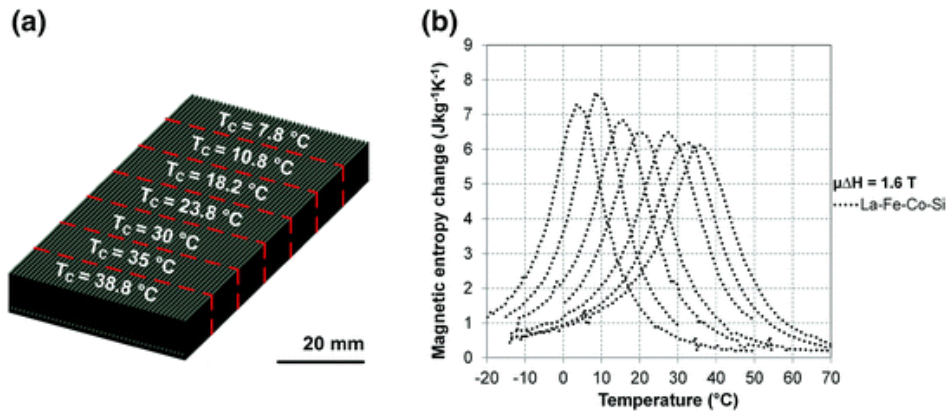


Figura 2.15 AMR conformado por distintos materiales con temperaturas de curie ascendentes.[11]

El siguiente diagrama representa un un refrigerador magnético operando con un ciclo AMR Brayton, ya que el ciclo que realiza el refrigerante (línea continua) consta de dos procesos isentrópicos (desmagnetización adiabática reversible) y dos a campo magnético constante; otros ciclos AMR han sido estudiados pero el Brayton debido a su sencillez tecnológica, es el mas común y el más aplicado en prototipos de refrigeración a temperatura ambiente.

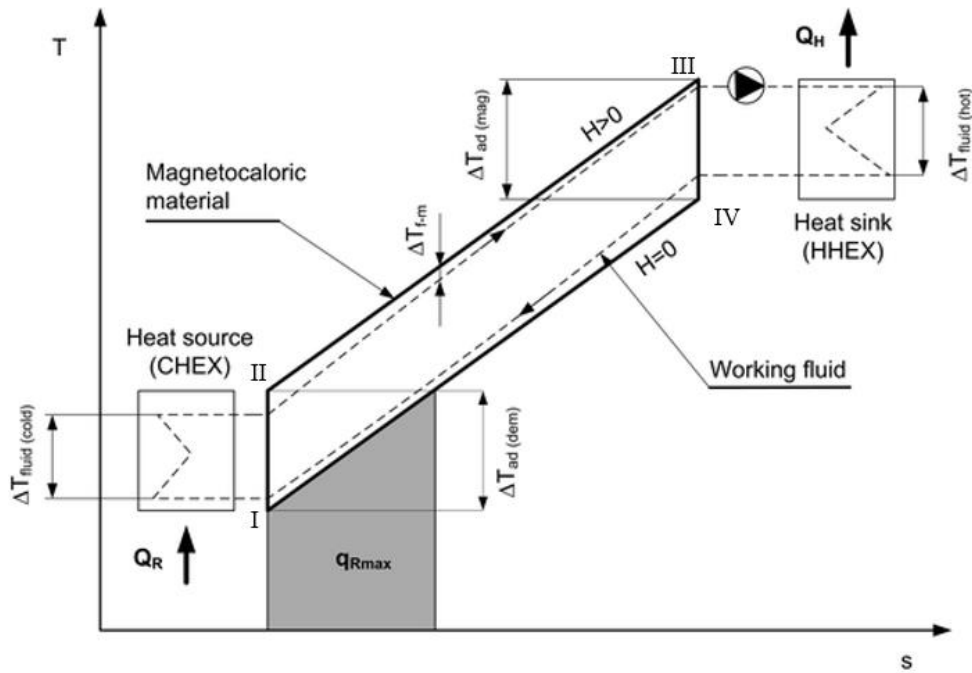


Figura 2.16 Diagrama T-s ciclo AMR Bryton.[14]

La representación de un ciclo AMR en un diagrama T-s es complicada ya que cada parte infinitesimal del AMR realiza un ciclo en sí y más aún si se pretende representar la variación de temperatura del fluido junto al ciclo, para ello nos apoyaremos en el siguiente ejemplo:

Supongamos un AMR construido con un material de tal forma que la distribución de temperaturas de Curie a lo largo de su longitud es continua, la representación de la distribución sería:

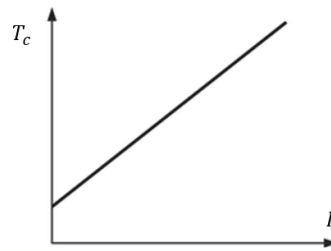


Figura 2.17 Representación de la temperatura de Curie en función de la longitud del AMR.

Además, cada sección infinitesimal se encuentra a su temperatura de Curie es decir  $T_x = T_c$  (con esto aseguramos que la variación de temperatura adiabática es máxima para cada sección diferencial del AMR), por lo que la distribución de temperatura a lo largo del AMR coincide con la figura 2.14. Si a dicho AMR le aplicasemos un campo magnético en toda su longitud, cada sección diferencial experimentaría un aumento de su temperatura (que por simplicidad se considerará igual para toda sección) obtendremos el siguiente perfil de temperaturas:

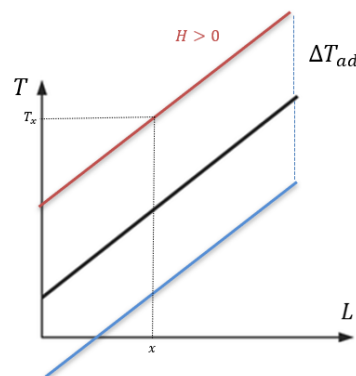


Figura 2.18 Representación de la distribución de la temperatura a lo largo de la longitud del AMR en situación magnetizado y desmagnetizado.

$$T_x = T_{c,x} + \Delta T_{ad} \quad (36)$$

La explicación del ciclo mostrado en la figura 2.16 por lo tanto sería la siguiente:

- **I-II.** Se magnetiza el AMR, aumentando su temperatura a lo largo de toda su longitud.
- **II-III.** Se produce el intercambio de calor entre el fluido y el AMR a campo constante, uno aumentando su temperatura y otro disminuyendo.
- **III-IV.** Se desmagnetiza el AMR, obteniendo una temperatura por debajo del ambiente.
- **IV-I.** El fluido cede calor al AMR, enfriándose.

Teniendo esto en cuenta, los puntos **II** y **III** lo que muestra realmente son las temperaturas para  $x=0$  y  $x=L$  del AMR tras ser magnetizados. Una representación un poco más clara de un ciclo AMR Brayton se muestra a continuación en la figura 19, en (a) y (b) se muestra el ciclo para un rango temperaturas distintos.

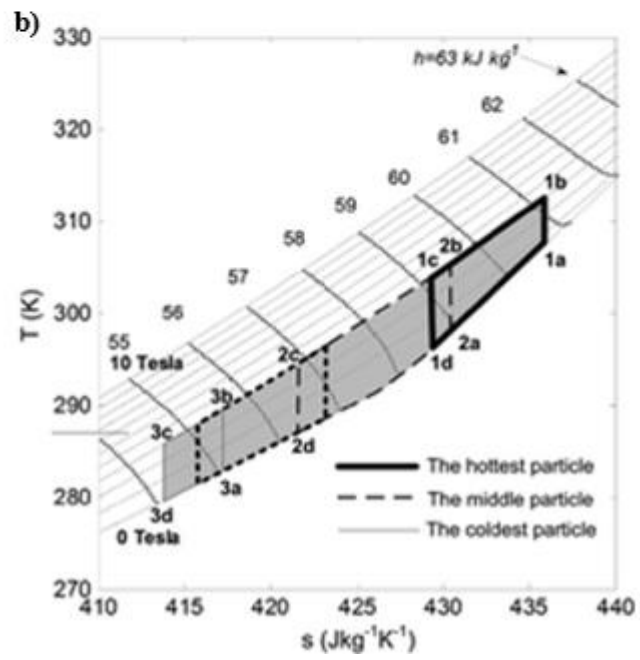
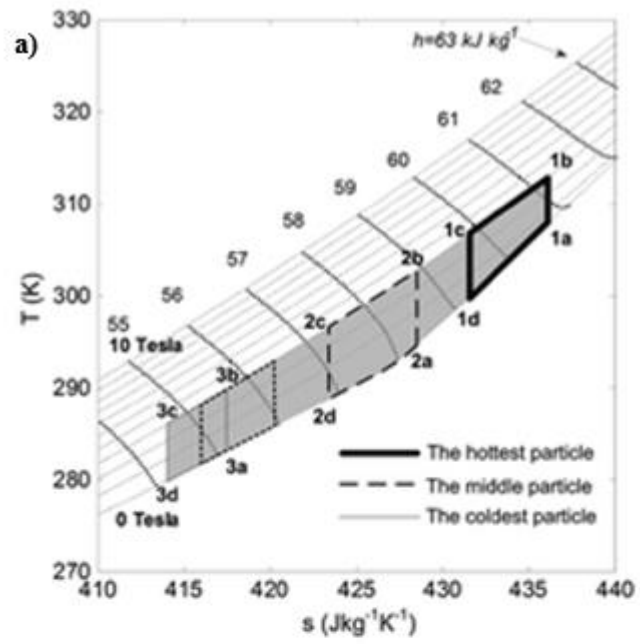


Figura 2.19(a/b) Representación de un ciclo AMR Brayton operando en condiciones estacionarias distintas. [14]



# 3 REFRIGERADORES MAGNÉTICOS

Una vez explicado el principio físico en el que se basa la tecnología y su aplicación en ciclos termodinámicos se detallarán los componentes elementales que componen un refrigerador magnético, los criterios de selección para cada una de las partes y finalmente una explicación del funcionamiento general de los equipos haciendo una distinción entre los refrigeradores alternativos y rotativos.

## 3.1 Componentes de un refrigerador magnético

Un sistema de refrigeración magnético se compone fundamentalmente (obviando válvulas, sistemas de control etc.) de un refrigerante, una fuente de campo magnético, un fluido térmico y una máquina que realice el trabajo necesario para que el ciclo opere.

### 3.1.1 El refrigerante

El refrigerante en un sistema de refrigeración es el encargado de absorber y ceder el calor a las distintas fuentes del ciclo. Aunque no se ha mencionado previamente, el refrigerante no necesariamente debe ser sólido, existen fluidos magnetocalóricos denominados ferrofluidos o fluidos magnetoreológicos que consisten en partículas de materiales magnéticos en suspensión, y aunque su uso es prometedor, su estudio no entra dentro del alcance de este trabajo centrándonos en los AMRs.[15]

En este apartado se tratarán los criterios de selección para el material magnetocalórico de un AMR y el diseño del propio AMR.

- Criterios de selección para el MCM de un AMR

Las características que deben cumplir los materiales que presentan MCE para ser elegidos en sistemas de refrigeración magnética a temperatura ambiente son variadas, las más resaltables serán indicadas a continuación:

- Temperatura de Curie apropiada

Para aplicaciones de refrigeración a temperatura ambiente son necesarias temperaturas de Curie cercanas a la temperatura del medio.

La temperatura de Curie del material ferromagnético coincide con la máxima respuesta magnetocalórica del material y depende principalmente de los distintos elementos que componen la aleación y de sus concentraciones, este último factor es clave ya que una de las líneas de investigación en la construcción de los AMR consiste en secciones contiguas fabricadas de la misma aleación en la que la concentración de uno o varios elementos cambia a lo largo del paso del regenerador, obteniendo así características mecánicas parecidas en todo el regenerador pero con temperaturas de Curie diferentes.

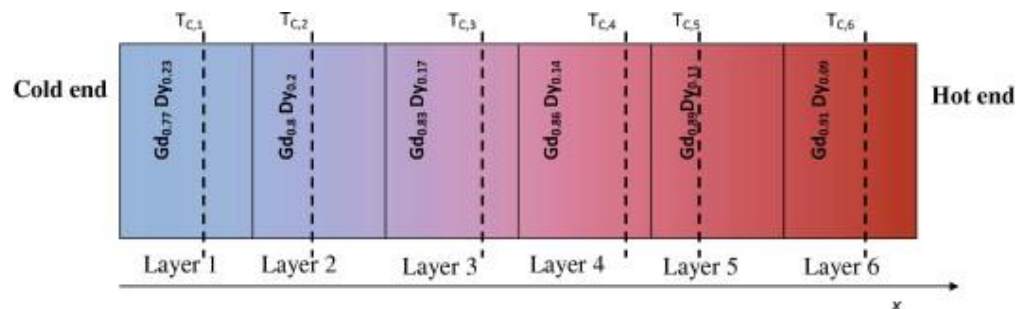


Figura 3.1 Representación esquemática de un AMR de seis capas y seis temperaturas de curie distintas.[16]

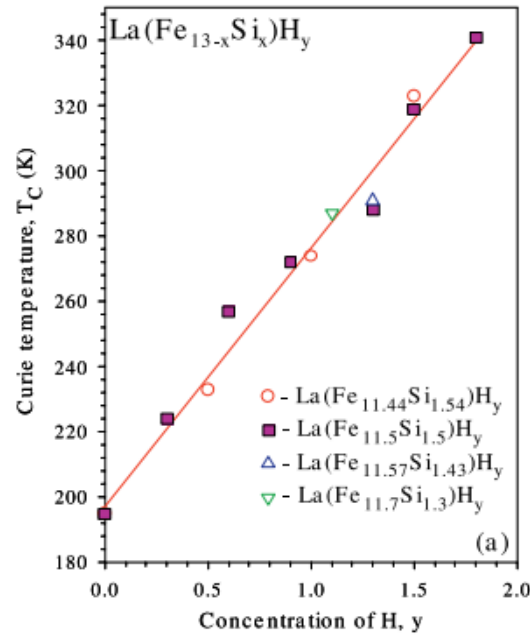


Figura 3.2. Variación de la temperatura de Curie en función de la concentración de hidrógeno para la familia de materiales La (FeSi).[17]

- Intensidad del MCE

Una vez asumida que la temperatura de Curie del MCM es cercana al ambiente, el siguiente paso consiste en cuantificar la intensidad de su MCE, esto es claramente problemático debido a que tanto  $\Delta T_{ad}$  como  $\Delta S_m$  son parámetros que describen el efecto. A priori y según parte de la literatura es recomendable optar por materiales con mayor  $\Delta T_{ad}$  en detrimento de  $\Delta S_m$  [11], sin embargo  $\Delta T_{ad}$  está imitada por el rango de temperaturas en el que se considera que el MCE es relevante, dicho rango de temperatura denominado  $\delta T$  se define como el rango de temperaturas en el que la variación de entropía isoterma es igual o mayor que la mitad de la máxima para un campo incidente dado  $H$ .

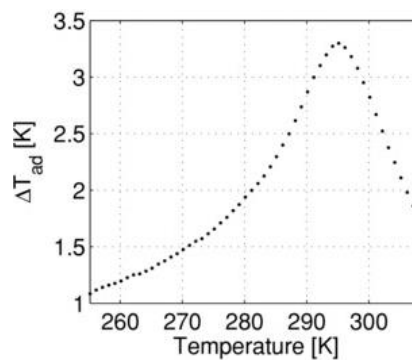


Figura 3.3 Variación de temperatura adiabática para el Gadolinio en función de la temperatura.[5]

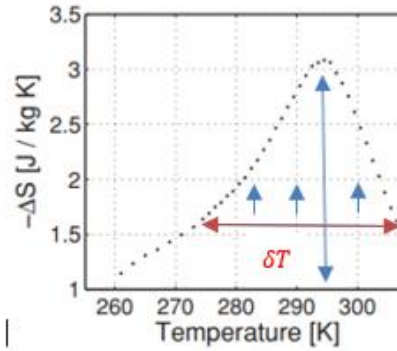


Figura 3.4 Variación de la entropía magnética en función de la temperatura indicando el rango de  $\delta T$ .

Si  $\Delta T_{ad} > \delta T$  el MCM “abandonaría” la zona en el que el MCE es significativo y su aportación al proceso de refrigeración sería nula, esta condición provoca que los materiales con transición de fase de primer orden (cuyas curvas de  $\Delta S_m$  y  $\Delta T_{ad}$  muestran una relación  $\Delta T_{ad}/\delta T$  mayor que las de segundo orden) no sean considerados una opción tan viable como los materiales cuya transición de fase es de segundo orden.[4]

Debido a la relación entre  $\Delta T_{ad}$  y  $\Delta S_m$  el parámetro utilizado para comparar la intensidad del efecto magnetocalórico aplicado a un proceso es la capacidad de refrigeración, que se define como:

$$q = \int_{T_c}^{T_h} \Delta S_m(T) dT \quad (1)$$

Dicha expresión es poco intuitiva, ya que requiere de la integración de la curva  $\Delta S_m(T)$  cuya expresión no es conocida, por ello se propone una expresión equivalente de obtención más rápida y apta para aplicaciones ingenieriles. Y que representa la cantidad de calor que puede transferirse del foco frío al foco caliente en un ciclo de refrigeración ideal.

$$q_r = \frac{(2T_c + \Delta T_{ad})\Delta S_m(T_c)}{2} \quad (2)$$

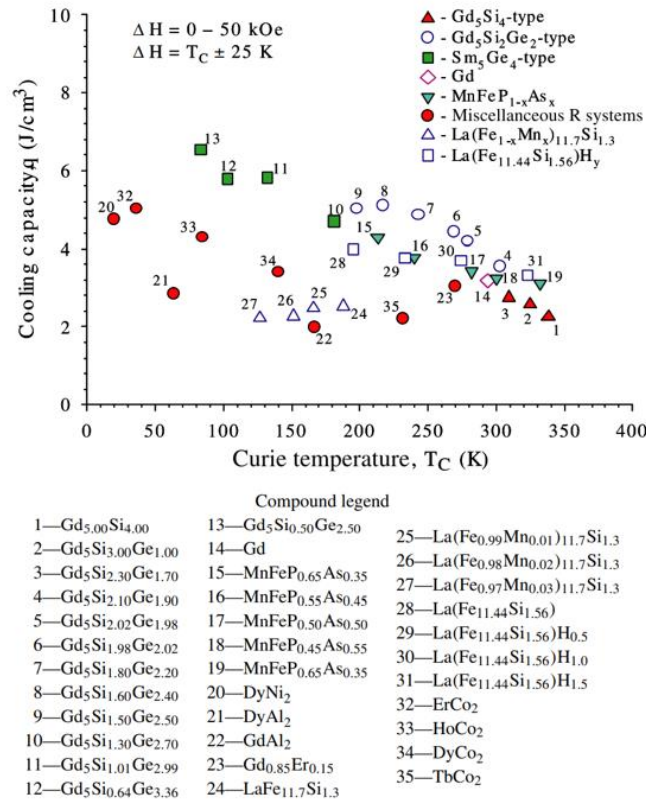


Figura 3.5 Capacidad de refrigeración por unidad de volumen en julio por centímetro cúbico para diferentes familias de materiales magnetocalóricos con una variación de campo de  $50 \text{ kOe}$  ( $5T$ ). [18]

Para valorar el potencial de la tecnología es recomendable comparar con los valores de refrigerantes utilizados actualmente.

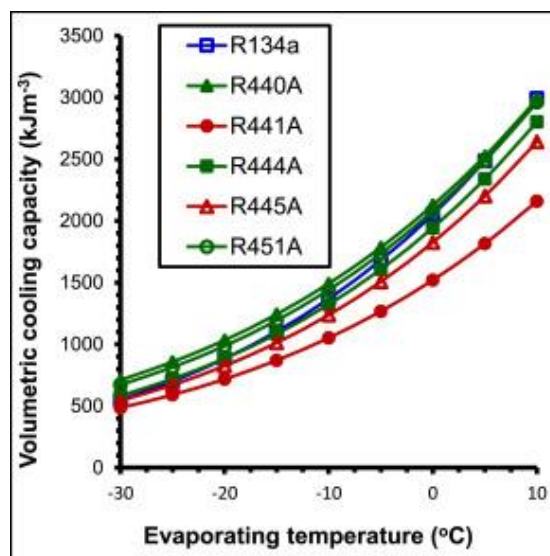


Figura 3.6 Capacidad de refrigeración por unidad de volumen en kilojulio por metro cúbico para distintos refrigerantes utilizados actualmente. [19]

Como puede apreciarse los valores se mueven para un intervalo de temperaturas entre  $-30^\circ\text{C}$  y  $10^\circ\text{C}$  entre  $0,5$  y  $3 \frac{\text{J}}{\text{cm}^3}$ , aproximadamente el mismo rango (si no menores) que la capacidad refrigerante de los MCM. Claro que es importante resaltar que la variación de campo a la que se realiza la clasificación de los distintos materiales es considerablemente mayor que los valores convencionales de los prototipos registrados,  $50$



$kOE$  equivale a  $5 T$ , los valores de variación de campo con imanes permanentes suelen tener como máximo  $1,5 T$  en el mejor de los casos, es por ello que las capacidades de refrigeración son tan altas respecto a los refrigerantes convencionales pero dan una idea aproximada del posible potencial de la tecnología.

Otra desventaja que presenta la refrigeración magnética respecto a los ciclos de compresión de vapor convencionales y que es claramente apreciable en las figuras que la temperatura de operación del refrigerante líquido es altamente variable con la presión, mientras que en el material magnetocalórico dicha temperatura está limitada por la expresión  $(T_c \pm \Delta T_{ad})$ .

- Histéresis pequeña o nula

La histéresis es un fenómeno físico que se produce en la desmagnetización del MCM, que provoca que la magnetización del material permanezca aún en ausencia de un campo magnético externo. Este fenómeno es propio de materiales magnetocalóricos con transición de fase de primer orden y por lo general no es común en materiales con transición de fase de segundo orden, lo que los sitúa en una mejor posición de cara a ser utilizados como refrigerantes.

- Conductividad térmica

En general, la conductividad térmica debe ser lo mayor posible ya que a mayor conductividad térmica, mayor transmisión de calor a lo largo del AMR por unidad de longitud, pudiéndose así reducir la longitud del AMR. Sin embargo, para AMRs “cortos” la conductividad térmica es directamente proporcional a la frecuencia de operación del ciclo, a mayor velocidad de operación, mayor debe ser la conductividad térmica de las distintas secciones del AMR.

- Buenas propiedades mecánicas y eléctricas

La transmisión de calor entre el fluido y el AMR depende entre otras variables, de la forma geométrica del mismo, lo que puede requerir propiedades específicas para su mecanizado y fabricación.

Igualmente, una alta resistividad eléctrica minimizará las pérdidas por corrientes inducidas, aunque en la mayoría de los prototipos presentados son prácticamente despreciables.

- Resistencia a la corrosión

La corrosión del AMR debe evitarse, ya sea mediante la utilización de materiales inertes o fluidos no corrosivos. [20]

- Diseño del AMR

Un intercambiador de calor convencional es un equipo que permite el intercambio de calor entre dos elementos uno frío y otro caliente sin que se mezclen entre sí. Un AMR es un dispositivo similar con la salvedad de que actúa a la vez como intercambiador, es decir como agente intermedio que facilita la transferencia y como sustancia fría o caliente dependiendo de en qué fase del ciclo se encuentre.

Por lo tanto, la optimización del diseño del AMR es muy similar a la optimización de un intercambiador de calor con la salvedad de que dicho diseño debe cumplir los factores necesarios para que la magnetización y desmagnetización se realice de forma correcta.

Una comparación entre distintas geometrías fue realizada por Tian Lei en 2017[21] en un estudio donde comparaba seis diseños distintos, empaquetamiento de esferas, placas paralelas, microcanales circulares, microcanales rectangulares y banco de tubos mediante un modelado numérico. Los parámetros para la simulación y las geometrías del estudio se muestran a continuación:

Parameter	Value
Maximum applied magnetic field $B$	1.2 T
Regenerator volume $V_r$	$2.25 \times 10^4 \text{ mm}^3$
Number of regenerator beds $N_r$	20
Temperature span $\Delta T$	280–300 K
Aspect ratio $R_a$	0.1–8
Frequency $f$	0.3–10 Hz
Regenerator geometry	Packed sphere bed Parallel plate matrix Micro-channel matrix Packed screen bed
Hydraulic diameter $D_h$	0.05–0.20 mm
Porosity $\varepsilon$	0.36, 0.50 and 0.64
Heat transfer fluid	Aqueous solution with 20% v/v ethylene glycol
MCM	Gadolinium
MCM thermal conductivity $k_s$	11 W/(m·K)
MCM density $\rho_s$	7900 kg/m <sup>3</sup>

Tabla 3.1 Parámetros de la simulación.[21]

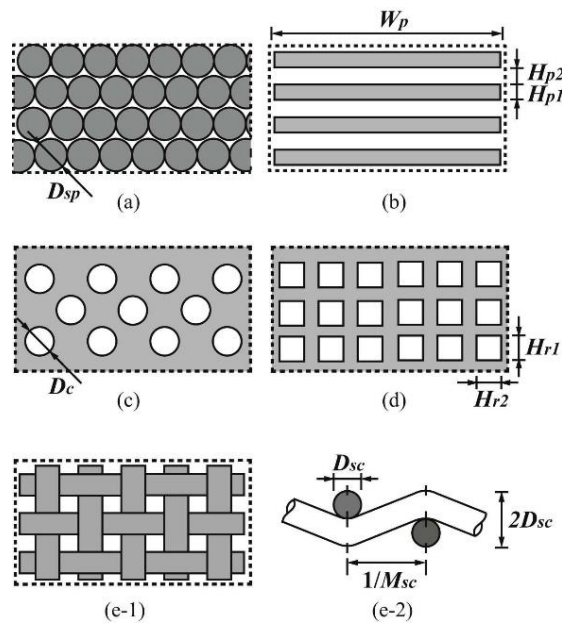


Figura 3.7 Representación esquemática de las distintas geometrías del estudio.[21]

Para la simulación numérica se propuso un modelo de transferencia de calor de una dimensión que se tratará en el tercer apartado de este trabajo.

El resultado final obtenido fue para cada porosidad, la frecuencia de operación, el diámetro hidráulico y la relación de aspecto que maximizaba el COP del ciclo.

Geometry	Porosity $\epsilon$	Hydraulic diameter $D_h$	Aspect ratio $R_a$	Frequency $f$	COP
Packed sphere bed	0.36	0.075	1.0	2.3	7.6
Parallel plate matrix	0.36	0.10	2.1	4.7	9.0
	0.50	0.10	1.5	4.5	10.0
	0.64	0.15	2.2	3.7	11.2
Micro-channel matrix	0.36	0.075	1.9	4.5	7.8
	0.50	0.10	2.1	3.8	9.0
	0.64	0.10	2.0	3.7	10.1
Packed screen bed	0.36	0.10	3.3	2.0	7.7
	0.50	0.15	1.9	1.2	8.9
	0.64	0.15	2.4	1.0	9.6

Tabla 3.2 Frecuencia y COP máximos en función de la geometría y otros parámetros.[21]

Como puede observarse en la tabla, una mayor porosidad del material permite un COP máximo mayor en todos los casos.

Cabe resaltar que los valores de COP presentados en el estudio son teóricos, ya que el COP de Carnot calculado en base a la diferencia de temperatura entre focos es de 15.

### 3.1.2 Fuente de campo magnético

La fuente de campo magnético es el componente con mayor coste de adquisición del refrigerador y una de las partes con mayor influencia en el coste operacional de la máquina, por lo que su influencia en la viabilidad de la tecnología es enorme.

La variación de campo magnético necesaria puede ser provocada por corrientes (electroimanes) o por imanes permanentes. Los electroimanes en general no son una opción viable por su baja eficiencia debida en parte al efecto Joule, a no ser que sean imanes superconductores (imanes generados por espiras de un material superconductor) cuyo uso en refrigeración ambiente no tiene sentido debido a que requieren temperaturas muy bajas de operación, por ello la mayor parte de los prototipos hasta la fecha utilizan imanes permanentes como fuente de campo magnético y es en ellos en los que se centrará este apartado.[22]

A la hora diseñar el campo magnético no solo es importante el material del imán sino también su diseño dentro de la estructura ya que cada refrigerador requerirá de unas características específicas de campo dependiendo de su funcionamiento.[23]

- Material del imán

Un imán permanente es un material que mantiene su magnetización una vez eliminada el campo magnético que la provocó. Las propiedades requeridas para que un material actúe como fuente de campo magnético en un refrigerador son aquellas que determinan la magnitud y la estabilidad del campo magnético que pueden proporcionar que incluyen la coercitividad, la magnetización de saturación, la remanencia además de su comportamiento en el ciclo de histéresis y su producto energético máximo. [24]

Además de unas buenas propiedades magnéticas, el imán debe poder trabajar en un intervalo grande de temperaturas, presentar buenas propiedades para su mecanizado ,ser resistente a la corrosión y tener una baja resistividad eléctrica, todo ello teniendo en cuenta el factor económico.

- Diseño

Una vez determinado el material para la fuente de campo magnético, el flujo que esta genere debe conducirse para proporcionar la intensidad y orientación necesaria para los ciclos de magnetización y desmagnetización. Esto se consigue mediante la suma de varios imanes y la reconducción del flujo con materiales de baja coercitividad como el hierro dulce. Actualmente se utilizan dos diseños para obtener el campo deseado:

- Diseño simple

El flujo generado por el imán es guiado por material magnético blando hasta la sección donde se alojará el AMR en el refrigerador.

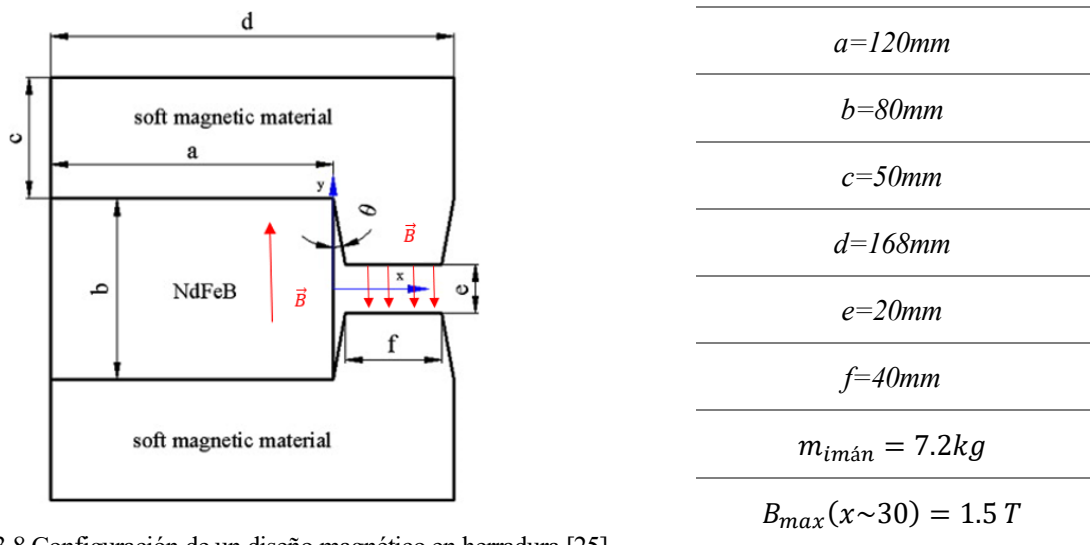


Figura 3.8 Configuración de un diseño magnético en herradura.[25]

Este tipo de imanes son utilizado generalmente en refrigeradores alternativos con movimiento lineal, el diseño mostrado en la figura.

- Diseño Halbach

Una matriz Halbach consiste en un conjunto de imanes permanentes con una orientación en su campo magnético distinta y unidos entre sí, esto provoca una superposición de flujos a cada lado de la matriz obteniendo así un campo magnético asimétrico, con valores de densidad de flujo mayores en un lado que si todos estuvieran orientados de la misma manera, mientras que en el otro lado se produce una cancelación flujos que provoca un campo magnético cercano a cero.

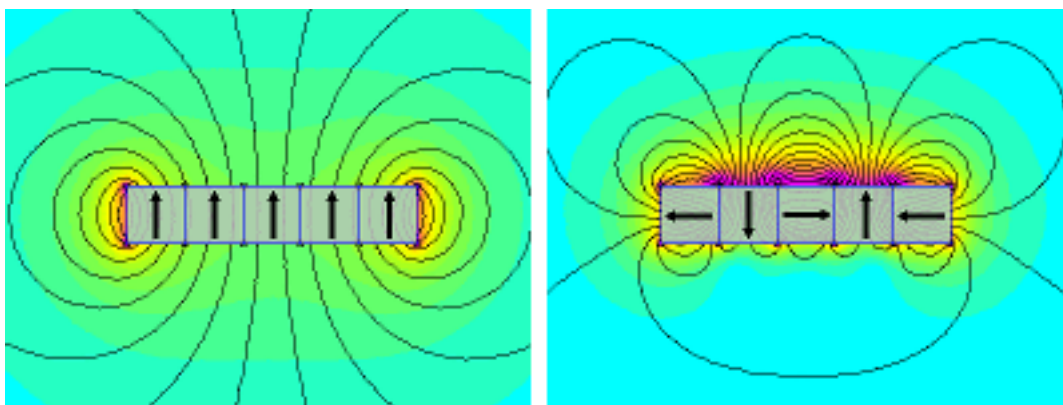


Figura 3.9 Representación esquemática de un diseño tipo Halbach.[26]

Este tipo de disposición de los imanes es la más utilizada en refrigeradores magnéticos ya que permite con una sola matriz generar la zona de alta densidad de flujo magnético que se requiere para magnetizar un AMR a la vez que se dispone de un con flujo prácticamente nulo para el AMR frío. Para intercambiar ambos lados se requiere una rotación  $\alpha$  en la orientación de algunos de los imanes.

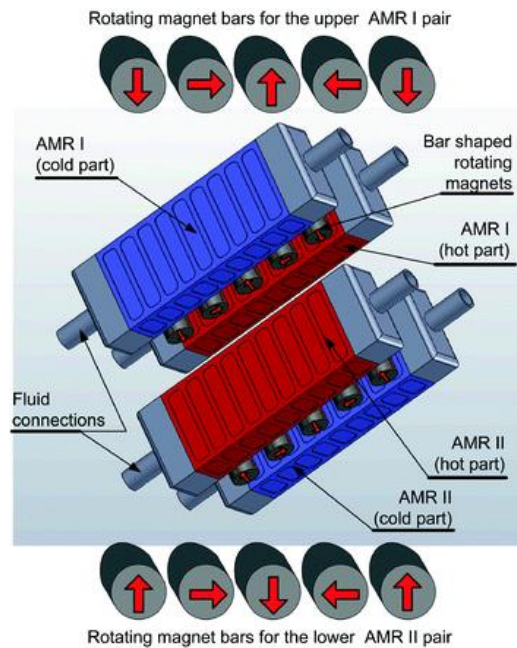


Figura 3.10 Diseño de un AMR con barras de imanes en configuración Halbach.[27]

Este mismo principio puede aplicarse a una geometría cilíndrica obteniendo un cilindro Halbach, esta disposición permite disponer de un campo magnético contenido en un volumen cuya intensidad y orientación es función de la disposición de los imanes y los materiales encargados de guiar el flujo.

La configuración cilíndrica presenta además una ventaja importante respecto a los imanes en línea ya que con el diseño adecuado es posible obtener varios polos magnéticos en el interior del cilindro, aumentando así en número de AMRs que pueden integrarse en el refrigerador.

Los diseños con cilindros Halbach pueden ser estáticos (la orientación del polo en el interior del cilindro no varía) o rotativos (en cuyo caso un elemento en el interior del cilindro es móvil, pudiendo ser un imán u otro cilindro Halbach concéntrico, que al rotar provoca la inversión del campo).

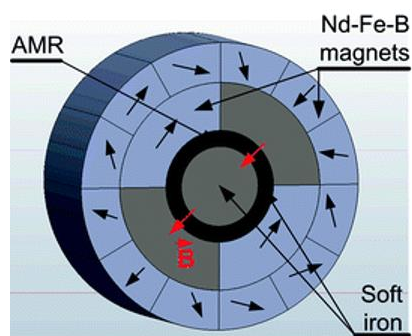


Figura 3.11 Representación de un diseño magnético tipo Halbach para un AMR rotativo.[22]

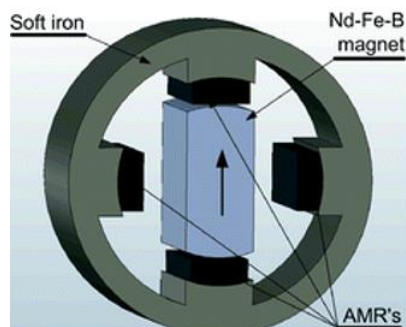


Figura 3.12 Representación de un diseño magnético rotativo tipo Halbach para un AMR fijo.[22]

Para evaluar y poder comparar los distintos diseños Bjork[28] propuso el parámetro  $\Lambda_{cool}$ , definido como:

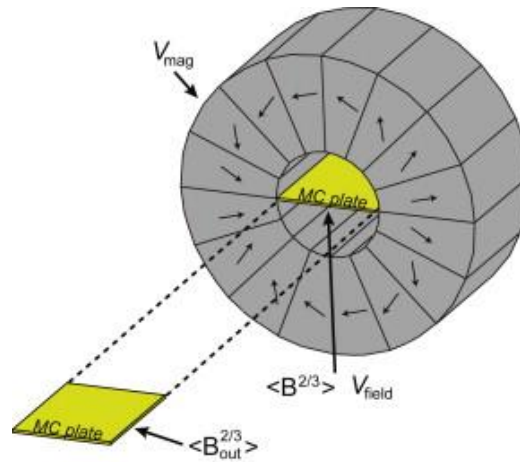


Figura 3.13 Representación esquemática de los valores del parámetro  $\Lambda_{cool}$ . [28]

$$\Lambda_{cool} = \left( B_{alto}^{\frac{2}{3}} - B_{bajo}^{\frac{2}{3}} \right) \frac{V_{campo}}{V_{imanes\ tot}} \cdot P_{imán} \quad (3)$$

Siendo  $B_{alto}^{\frac{2}{3}}$  y  $B_{bajo}^{\frac{2}{3}}$  los promedios de los campos magnéticos en las zonas de magnetización y desmagnetización respectivamente,  $V_{campo}$  el volumen de la región con alto campo magnético,  $V_{imanes\ tot}$  el sumatorio del volumen de todos los imanes necesarios para el ensamblaje y  $P_{imán}$  representa que fracción total del ciclo en el que el imán está en uso, un valor de  $P_{imán} = 0,5$  indicaría por lo tanto que el 50% del tiempo de ciclo el imán está transicionando entre posiciones.

La contribución de la variación de campo al parámetro está elevada a  $2/3$  debido a que la intención del autor es maximizar el cambio de temperatura adiabático del refrigerante producido por el flujo y no la densidad de flujo en sí. La variación de temperatura adiabática en el entorno de la temperatura de Curie en materiales que presentan transición de fase de 2º orden escala con el flujo elevado a  $2/3$  aproximadamente (la relación entre la variación de temperatura adiabática y la densidad de flujo del gadolinio, el material más utilizado en este tipo de aplicaciones es 0,7).

La optimización de este parámetro implica, por lo tanto:

- La utilización de la mínima cantidad de imanes posible.
- Maximización del volumen de magnetización en el que se alojará el MCM.
- Transiciones o movimientos relativos cortos en relación a la duración del ciclo.
- Una densidad de flujo en la zona desmagnetización cercana a 0.
- La utilización de la mínima cantidad de flujo para obtener la variación de temperatura necesaria para el ciclo.

Este parámetro no tiene en cuenta variables como el precio o el torque, por lo que en 2010 un equipo de la universidad de Grenoble realizó un estudio más completo[28] en el que se tenía en cuenta variables como el precio, las fuerzas magnéticas y el torque o el COP magnético, definido como el calor absorbido por el MCM entre el trabajo mecánico necesario para generar el campo magnético alternativo con ese ensamblaje.



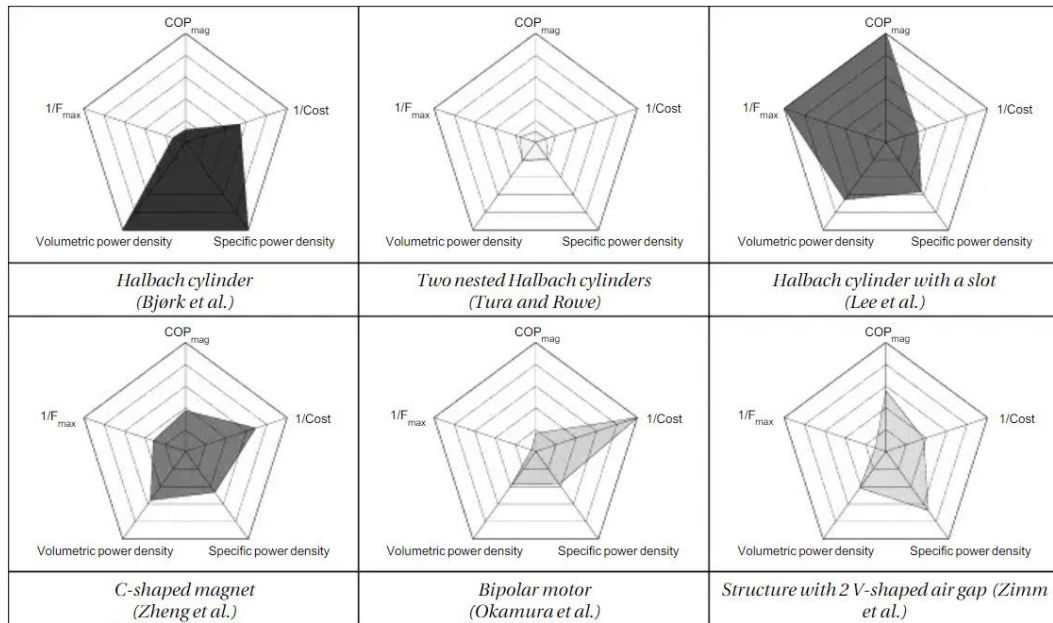


Figura 3.14 Comparativa mediante diagramas pentagonales de seis diseños magnéticos distintos.[28]

El resultado fue la tabla mostrada en la figura 3.14 que permitía una comparación mucho más fundamentada .

### 3.1.3 Fluido térmico

No existe una gran bibliografía de los requerimientos al HTF en un sistema de refrigeración magnética y aunque se conoce que su impacto en el COP del refrigerador es alto, la cantidad de estudios acerca de este elemento en comparación con el diseño magnético o la construcción del AMR son muy bajos.[27]

Un estudio incluido en el libro “*Magnetocaloric Energy Conversion*” comparó de forma numérica varios fluidos con el modelo numérico desarrollado en 2010 por Tusek y Kitanovski. [29]

Los fluidos incluidos en el estudio fueron *agua* , *agua+etanol(20%/m/m)*, *agua+ etanol(50%/m/m)*, *etilenglicol*, *aceite de silicona* y *galinstano* (un metal líquido compuesto de galio e indio principalmente). Las propiedades termohidráulicas de los fluidos se muestran a continuación:

	Calor específico [ $\frac{J}{kgK}$ ]	Densidad [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	Conductividad térmica[ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]	Difusividad térmica[ $\frac{m^2}{s}$ ]	Viscosidad dinámica [Pas]
<b>Agua</b>	4,180	998	0,599	$1,44 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-3}$
<b>Agua+etanol (20%)</b>	4,350	968	0,465	$1,10 \cdot 10^{-7}$	$2,23 \cdot 10^{-3}$
<b>Agua+etanol (50%)</b>	3,470	922	0,342	$1,07 \cdot 10^{-7}$	$2,31 \cdot 10^{-3}$
<b>Etilenglicol</b>	2,303	1,120	0,303	$1,17 \cdot 10^{-7}$	$3,00 \cdot 10^{-3}$
<b>Aceite de silicona</b>	1,62	855	0,163	$1,18 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 29^{-3}$
<b>Galinsteno</b>	370	6,440	16,05	$6,74 \cdot 10^{-7}$	$2,40^{-3}$

Tabla 3.3 Recopilación de las propiedades de los distintos fluidos.[11]

Como resultado final del estudio, se concluyó que para una geometría de empaquetamiento de esfera en el cual la viscosidad y la densidad del fluido tiene una gran importancia es preferible utilizar líquidos con baja densidad

y viscosidad como el agua, mientras que en geometrías no tan dependientes del flujo en sí, como las placas paralelas, las propiedades térmicas cobra una mayor importancia situando al galinsteno como mejor candidato.

### 3.2 Tipología de refrigeradores

Debido a que es una tecnología todavía en desarrollo, existen numerosas configuraciones posibles de máquinas que producen frío basándose en el MCE ya que no se ha encontrado un diseño óptimo. El objetivo de este apartado es clasificar los tipos de refrigeradores y explicar en detalle su funcionamiento, incluyendo ejemplos de prototipos ya existentes con números reales para una mejor comprensión de su funcionamiento.

Existen numerosas características en base a las cuales se pueden clasificar los distintos prototipos de refrigeradores magnéticos, la más común fue propuesta por Scarpa en 2012[29] que utiliza doce parámetros para la diferenciación de los prototipos y que posteriormente fue ampliada.

- (1) Tipo de ciclo
- (2) Tipo de imán (permanente o electroimán)
- (3) Tipo de imán permanente (imán simple, imán tipo Halbach 2D o imán tipo Halbach en 3D)
- (4) Aplicación del campo magnético (inmersión, composición mediante movimiento de imanes, electroimanes)
- (5) Número de capas en regenerador (numero de distintos materiales con distinta temperatura de Curie)
- (6) Estructura del regenerador (ordenada, desordenada, fluido magnetocalórico o material magnetocalórico con diodos térmicos)
- (7) Fluido de transferencia (líquido, gas o fluido con cambio de fase)
- (8) Sistema de bombeo (bidireccional, unidireccional)
- (9) Movimiento relativo entre el MCM y el imán (si/no)
- (10) Movimiento relativo entre el MCM y el imán (MCM estático/MCM móvil)
- (11) Movimiento relativo entre el MCM y el imán (lineal/rotativo/estático)
- (12) Movimiento relativo entre el MCM y el imán (discontinuo bidireccional/discontinuo unidireccional/continuo)

Con todos los parámetros anteriormente mencionados se obtiene una clasificación rigurosa del prototipo, aunque normalmente suelen hacerse dos distinciones principalmente ya que son las que más incidencia tendrán en el diseño de la máquina, que corresponden con los apartados (2) y (12) de la clasificación de Scarpa, es decir, el tipo de imán y el movimiento relativo, rotativo lineal o estático.

Sistemas alternativos	Sistemas rotativos
Fácil funcionamiento	Alta frecuencia
Alta fiabilidad	Mayor eficiencia
Voluminosos	Mayor rango de operación
Bajas frecuencias	Funcionamiento complejo
Requiere doble regenerador	Problemas de sellado y estanqueidad

Tabla 3.4 Tabla comparativa rotativos vs alternativos



### 3.2.1 Refrigeradores magnéticos alternativos

El funcionamiento de los refrigeradores alternativos consiste en ciclos alternativos de magnetización y desmagnetización del material magnetocalórico producido por un movimiento relativo lineal entre el MCM y el imán.

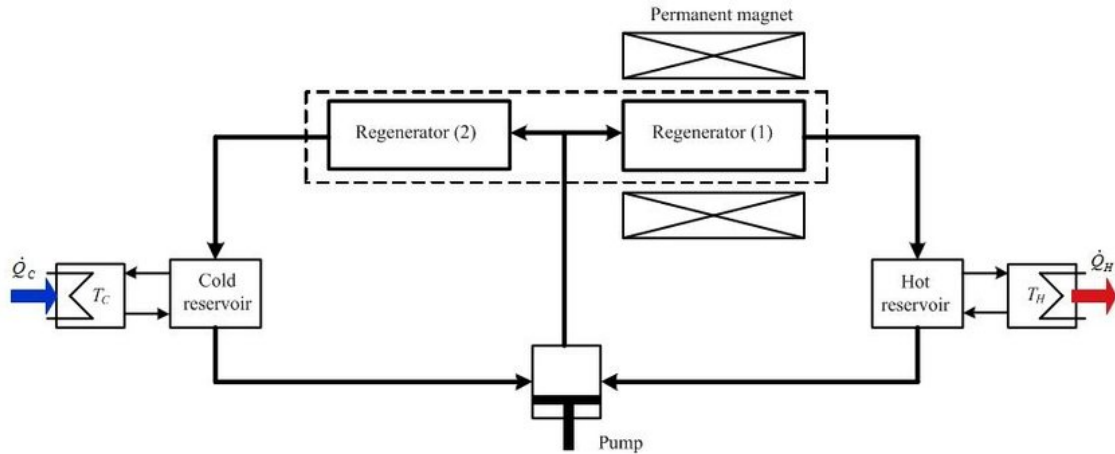


Figura 3.15 Esquema simple de un refrigerador magnético.[13]

Para una producción de frío de forma casi constante se requiere además de la utilización de dos AMRs, un sistema de válvulas de 4 vías o bien una bomba bidireccional que permita la inversión del flujo, dividiendo así su funcionamiento en dos semiciclos (a) y (b).

El funcionamiento de los refrigeradores alternativos con sistema de válvulas es el que sigue:

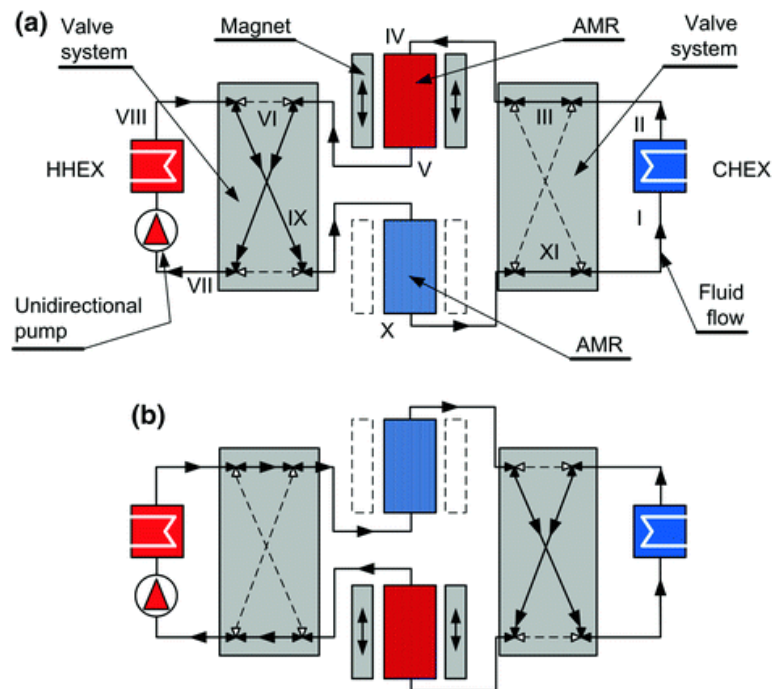


Figura 3.16 Esquema de funcionamiento de un refrigerador magnético utilizando un sistema de válvulas de tres vías para invertir el flujo.[27]

- **I-II.** El fluido caloportador absorbe calor del ambiente frío aumentando su temperatura.
- **II-III.** El fluido atraviesa el sistema de válvulas derecho que dirige el fluido hacia el MCM.
- **III-IV.** El fluido llega al MCM magnetizado, cuya temperatura ha aumentado al ser expuesto al campo magnético.
- **IV-V.** El refrigerante magnetizado intercambia calor con el fluido caloportador, disminuyendo su temperatura.

- **V-VI.** El fluido, a una temperatura mayor que la del foco caliente debido al intercambio con el MCM se encuentra con el segundo sistema de válvulas que redirige el fluido hacia la entrada del intercambiador del foco caliente
- **VII-VIII.** Se produce el intercambio de calor entre el foco caliente y el fluido caloportador, reduciéndose así la temperatura del fluido caloportador.
- **VIII-IX.** El fluido vuelve a pasar por el sistema de válvula de 4 vías dirige el flujo hacia el 2º refrigerante sólido que se encuentra a una temperatura menor que la del ambiente debido a la desmagnetización producida en el MCM al remover el campo magnético incidente.
- **IX-X.** Se produce el intercambio calorífico entre el fluido y el MCM frío, enfriando el fluido caloportador por debajo de la temperatura del foco frío.
- **X-XI.** El fluido entra en el sistema de válvulas derecho que lo dirige al intercambiador del foco frío
- **XI-b.** Se produce el cambio del semiciclo *a)* al semiciclo *b)*, invirtiendo el sentido del ciclo mediante el sistema de válvulas y se produce el movimiento del imán magnetizando el otro MCM.

Esta disposición permite la agrupación de varios ciclos con distinto refrigerante dando lugar a sistemas en cascada, o si la temperatura de salida del primer refrigerante coincide con la de temperatura de entrada del segundo refrigerante, puede obviarse el intercambiador intermedio tal y como se muestra en la figura 17.

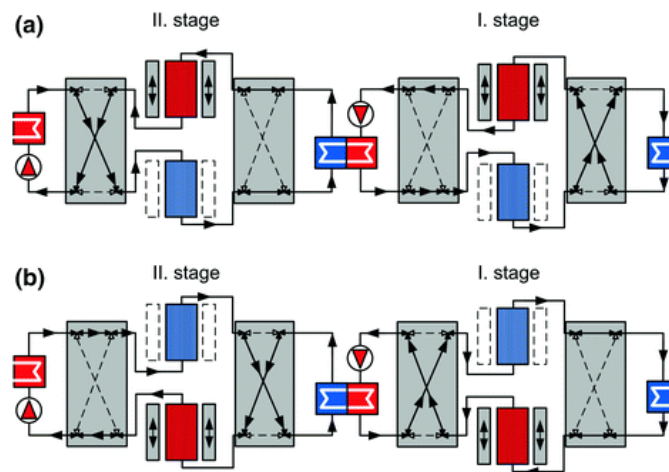


Figura 3.17 Esquema de funcionamiento de un refrigerador magnético utilizando sistemas de válvulas de tres vías para la inversión del flujo en cascada.[27]

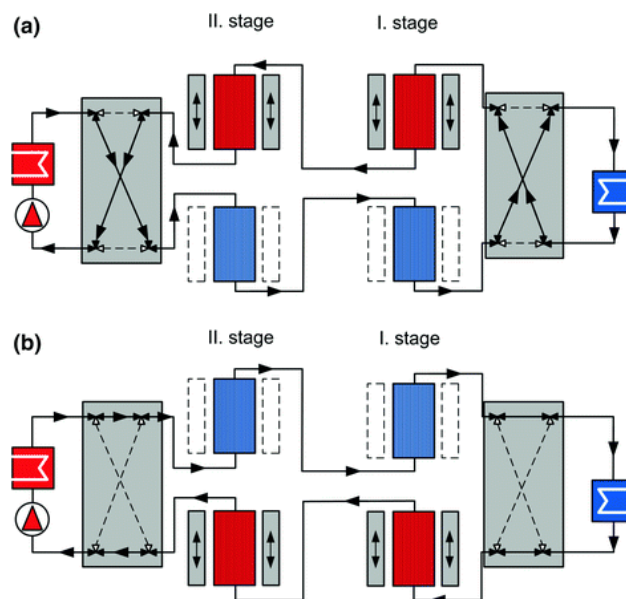


Figura 3.18 Esquema de funcionamiento de un refrigerador magnético utilizando sistemas de válvulas de tres vías para la inversión del flujo en cascada sin intercambiador intermedio.[27]

Igualmente, la utilización de bombas de doble flujo simplificaría el esquema ya que evitaría el uso del sistema de válvulas de 3 vías.

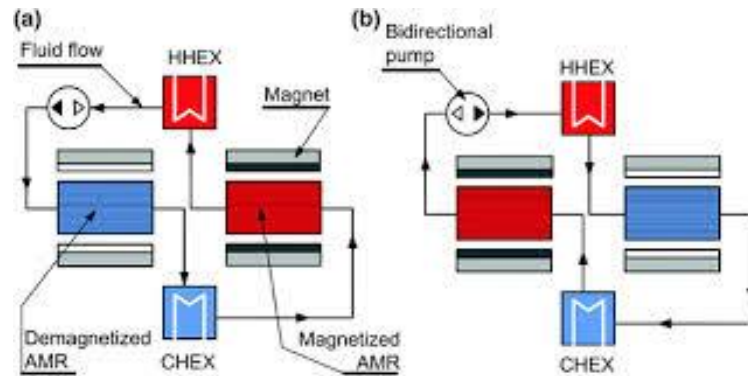


Figura 3.19 Esquema de funcionamiento de un refrigerador magnético utilizando una bomba bidireccional para invertir el flujo.[27]

Para una mayor comprensión del funcionamiento de los refrigeradores magnéticos alternativos, se propone como ejemplo el desarrollado por la Universidad de Génova en 2013[30] que se muestra a continuación:

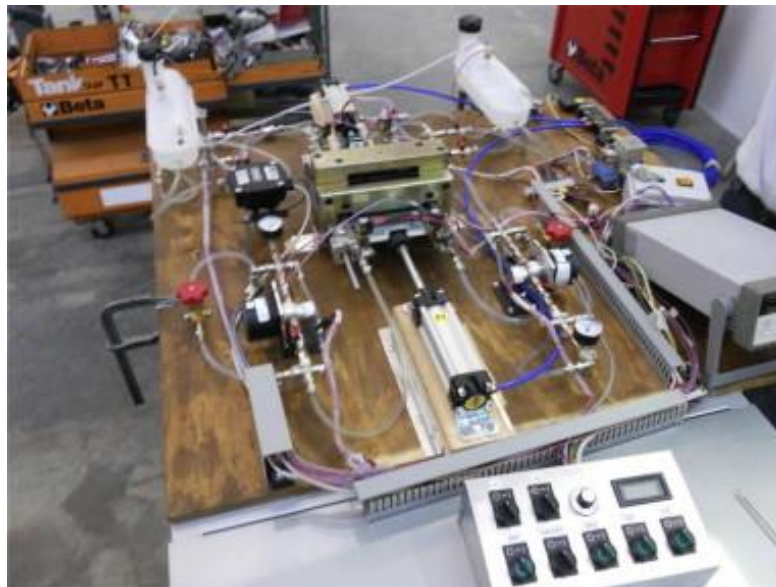


Figura 3.20 Foto del prototipo desarrollado por la Universidad de Génova.[30]

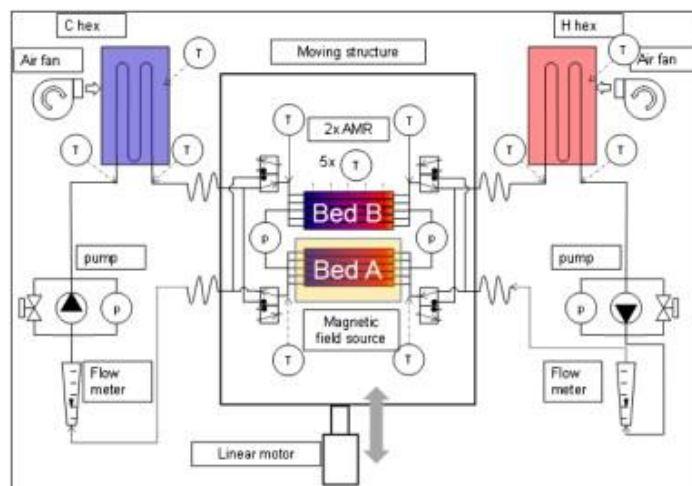


Figura 3.21 Representación esquemática del sistema hidráulico del prototipo de refrigerador magnético alternativo lineal de la Universidad de Génova.[30]

El prototipo se compone de dos placas conformadas por láminas paralelas de gadolinio de  $0.8\text{mm}$  cada una que realizan un ciclo AMR mediante la exposición alterna de cada una de ellas a un campo magnético permanente generado por una estructura de imanes ferromagnéticos.

Los regeneradores están contenidos en una estructura de plástico que contiene las válvulas de inversión y que está unida a un motor que realiza el trabajo necesario para mover el conjunto dentro y fuera del campo.

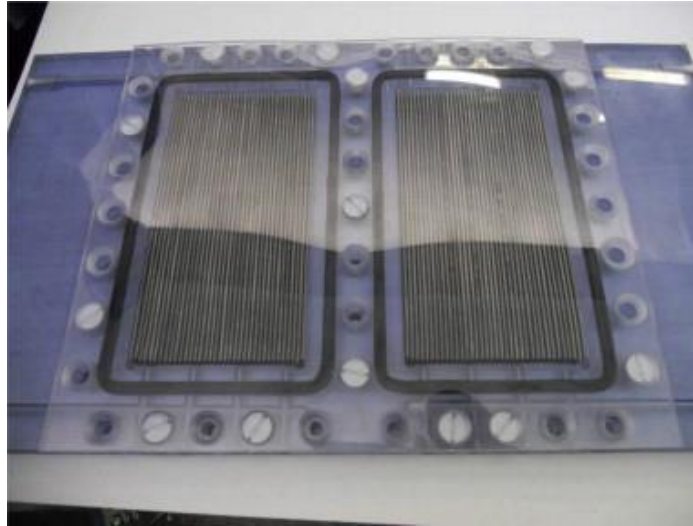


Figura 3.22 Construcción de AMR en placas paralelas contenida en una estructura de plástico.[30]

La estructura magnética de hierro dulce ( $35\text{kg}$ ) junto con los imanes permanentes de  $\text{NdFeB}$  ( $5\text{kg}$ ) proporcionan una intensidad de campo magnético de  $1,55\text{T}$ . El fluido de transferencia utilizado fue una mezcla agua-etanol al  $50\%$  con un flujo variable (la bomba permitía su regulación) entre  $5$  y  $20\text{g/s}$ . La frecuencia de operación a la cual se hicieron las mediciones publicadas fue  $0,12\text{Hz}$ , con una duración de cada semiciclo de  $4\text{s}$  y un tiempo de transición entre ambos de  $0,2\text{s}$ .

Los resultados obtenidos con este prototipo fueron relativamente pobres en comparación con otros de dimensiones y campo magnético similares, ya que el rango de temperatura máximo alcanzado entre focos sin carga térmica y en régimen permanente fue de  $4,45\text{K}$ , frente a los  $30^\circ\text{C}$  declarados del prototipo suizo diseñado por Balli et al. [31]

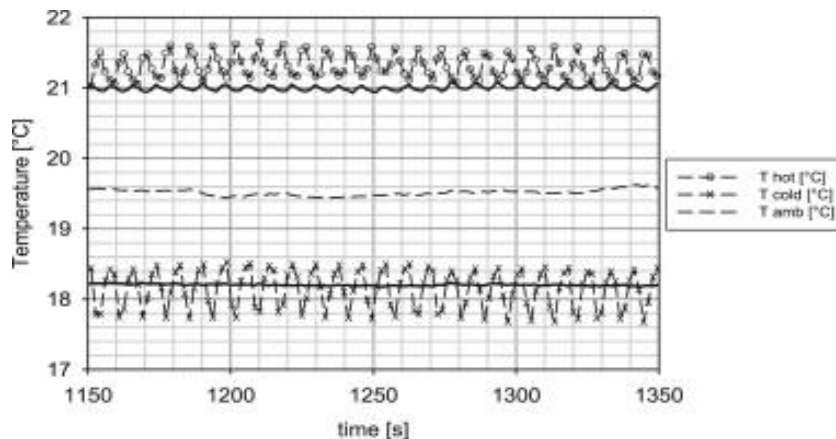


Figura 3.23 Evolución de las temperaturas a lo largo del tiempo con el refrigerador operando en régimen permanente.[30]

Las líneas discontinuas marcadas muestran las medidas de temperatura en los extremos del regenerador (cerca de las válvulas); Las líneas continuas muestran las medidas de temperatura en un extremo de los dos intercambiadores de calor.

### 3.2.2 Refrigeradores magnéticos rotativos

En los refrigeradores magnéticos rotativos la magnetización y desmagnetización se produce mediante una



rotación alrededor de un eje de la máquina, normalmente el axial, lo que permite un aumentar la frecuencia del ciclo y por lo tanto alcanzar unos mayores valores de refrigeración. Dependiendo del diseño de la máquina, la rotación será continua o discontinua (y por lo tanto el funcionamiento es similar a un RM alternativo), indiferentemente de ello, los RM rotativos presentan una mayor compacidad y por lo tanto una mayor capacidad de refrigeración por unidad de volumen; por lo que la línea de desarrollo de la tecnología se centra más en este tipo de refrigeradores.

La geometría más común en los prototipos desarrollados consiste en varios cilindros concéntricos y estancos en cuyo interior se encuentran una o varias coronas móviles que contienen los imanes o los AMR (según el tipo) a los que entra el fluido caloportador procedente de los focos frío y caliente.

A la hora de definir la rotación del refrigerador, existen dos opciones, optar por un montaje de imanes fijo y que la rotación la realice los AMR o bien el sólido al que están unidos, u optar por un diseño de AMR fijo y que la rotación la realice el imán dando lugar a un campo magnético variable en el interior de la máquina.

#### ○ Refrigeradores magnéticos con AMR rotativo

Este tipo de refrigeradores normalmente constan de una corona o tambor móvil que contiene los AMRs en el interior, dicha corona se encuentra envuelta en una estructura fija también cilíndrica que contiene los imanes necesarios para generar el campo magnético. El fluido entra en el refrigerador procedente de los intercambiadores situados en los focos frío y caliente respectivamente y a su paso por el interior varía su temperatura. La rotación del AMR puede ser discontinua, en cuyo caso el funcionamiento sería similar al de los refrigeradores alternativo. Una rotación continua también es posible, ya que los procesos de magnetización y desmagnetización no tienen que ser estrictamente secuenciales y puede darse una pequeña superposición entre etapas en favor de una mayor frecuencia de operación, sin embargo, una rotación continua implica un aumento en la complejidad del sistema de válvulas.

A continuación se muestran un esquema de una de las distintas configuraciones posibles de refrigeradores con AMR rotativo.

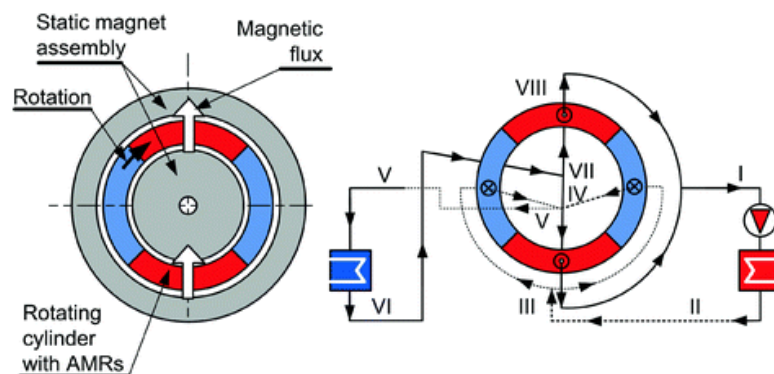


Figura 3.24 Representación esquemática de la sección axial de un refrigerador con AMR rotativo(izquierda).  
Representación del esquema hidráulico de dicho regenerador(derecha).[11]

En la figura 3.41 se muestra un esquema de un diseño de refrigerador cilíndrico con dos polos en los que el fluido circula de forma axial a través de los cuatro AMRs; el HTF expulsa calor al ambiente al pasar por el intercambiador, se divide el flujo en  $N$  direcciones, siendo  $N$  el número de polos del refrigerador que seguidamente pasarán por los AMR no expuestos al campo magnético que se encuentran fríos para posteriormente absorber calor del foco frío terminando así el semiciclo, si la rotación de este ejemplo fuera discontinua, sería necesaria una rotación de  $90^\circ$  entre semiciclos.

En la siguiente figura se muestran otras configuraciones posibles de forma esquemática:

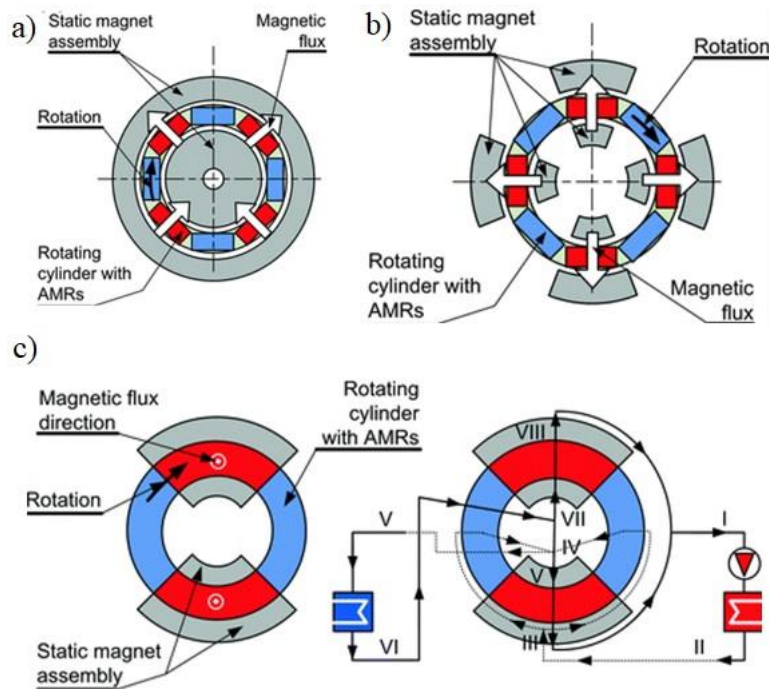


Figura 3.25 Figura conjunta de varias configuraciones de AMR rotativo.[11]

- En la figura (a) se muestra un montaje de 4 polos con 8 regeneradores con flujo axial de HTF en el que cada semiciclo corresponde a un giro de  $45^\circ$  de la corona.
- La figura (b) representa una configuración que consta de 4 polos con 8 regeneradores, sin embargo en este caso el diseño que envuelve la corona con los AMRs no la rodea completamente y por lo tanto se considera un diseño de la estructura magnética “abierta”
- En la figura (c) puede observarse un diseño de 2 polos con 4 regeneradores y su esquema hidráulico, en este caso el fluido no atraviesa la corona de forma axial sino de forma radial, en este tipo de prototipos el fluido suele inyectarse en el centro del eje de giro y distribuirse en el interior mediante un sistema de válvulas. Uno de los mayores inconvenientes de optar por este sistema es que la transferencia de calor AMR-fluido influye en el radio total de la máquina.

Para una mejor comprensión del funcionamiento de este tipo de refrigeradores se opta por seleccionar un modelo real que ayude a la visualización:

Un ejemplo de esta configuración es el prototipo danés desarrollado por Engelbrecht et al. en 2012[32] que se muestra a continuación:

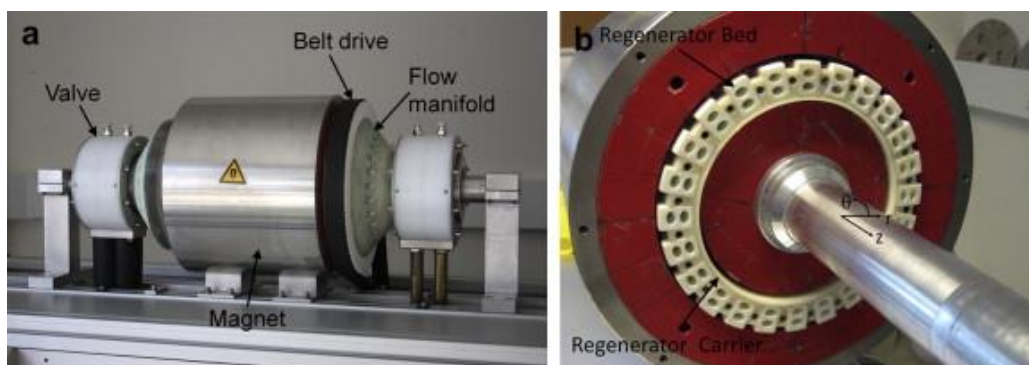


Figura 3.26 Modelo danés de refrigerador magnético.[32]

La máquina consta una corona de nylon que aloja 24 regeneradores que gira en el interior de dos cilindros concéntricos que contiene dos matrices Halbach concéntricas que proporcionan un campo magnético de  $1,44T$  en su interior con 4 polos y 4 regiones de baja intensidad separadas entre sí  $45^\circ$ .

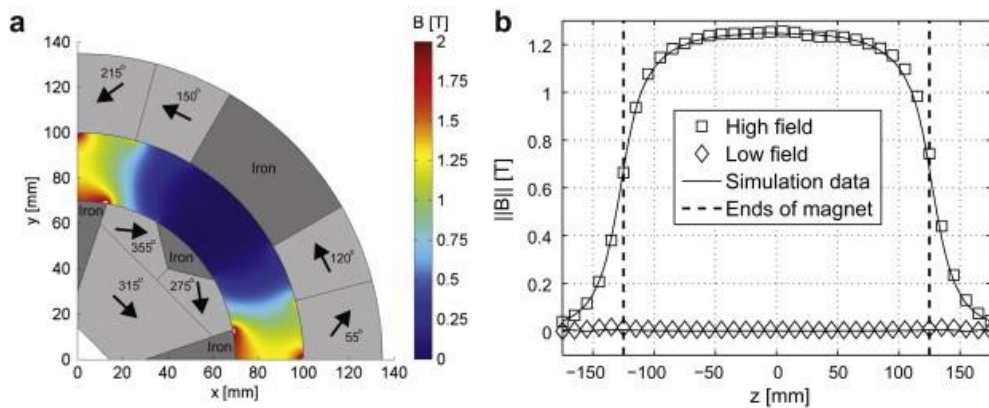


Figura 3.27. (a) Distribución del campo magnético en función de  $x$  e  $y$  en el interior del cilindro. (b) Distribución del campo magnético a lo largo del eje  $z$ . [32]

Cuando la corona gira alrededor del eje axial, cada uno de los AMRs instalados se verá expuesto a un campo magnético variable que dará lugar al MCE. La frecuencia del ciclo, al disponer la máquina de 4 polos, será de 4 veces la frecuencia de giro de la corona, permitiendo alcanzar frecuencias mucho mayores que los refrigeradores alternativos.

La corona realiza la rotación conectada a un motor de corriente continua y el sistema de control del fluido asegura la sincronización y la inversión del flujo con la rotación. El esquema hidráulico de la máquina y el esquema del flujo a la entrada del cilindro se muestra a continuación:

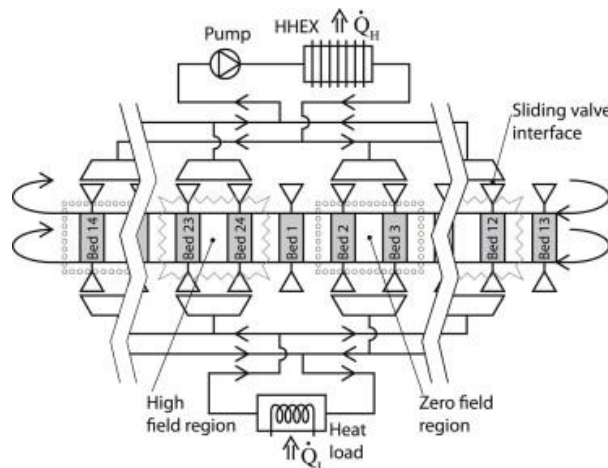


Figura 3.28 Esquema del recorrido del fluido de transferencia. [32]

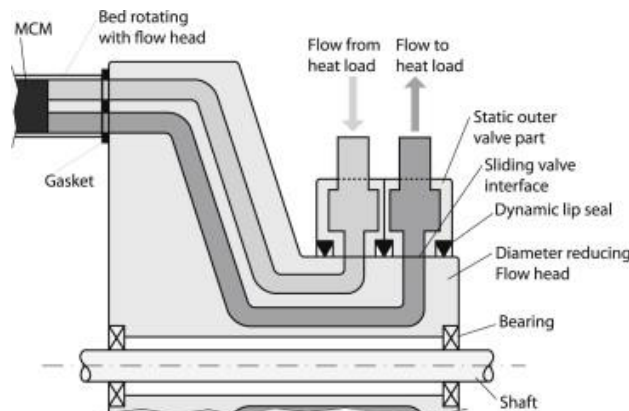


Figura 3.29 Vista esquemática cercana del sistema de válvulas de entrada al regenerador. [32]

El caudal se reduce a la entrada del regenerador para evitar pérdidas por fricción y la entrada se produce en distintos canales para evitar pérdidas convectivas con el conducto. Los regeneradores con los que se probó el equipo y se publicaron los resultados (el diseño de la corona está ideado para poder cambiar el regenerador por

otro MCM u otra geometría) se conformaban de esferas de gadolinio de entre  $0,25$  y  $0,8\text{mm}$  de diámetro sumando una masa total de  $2,8\text{kg}$ . Cabe destacar los huecos de la corona no estaban completos, sino que el regenerador ocupaba un  $40\%$  de la longitud total disponible en cada uno de ellos, se optó por esta configuración para reducir la pérdida de carga del fluido a su paso.

Algunos de los resultados publicados se recogen en la siguiente tabla:

<i>Caudal</i>	<i>Frecuencia</i>	<i>Temperatura en Foco caliente</i>	<i>Potencia refrigeración</i>	<i>Rango de temperaturas</i>
$7.6\text{ L min}^{-1}$	$1.8\text{ Hz}$	$299.9\text{ K}$	$324\text{ W}$	$8.5\text{ K}$
$8.3\text{ L min}^{-1}$	$1.8\text{ Hz}$	$300.1\text{ K}$	$498\text{ W}$	$2.9\text{ K}$
$10.0\text{ L min}^{-1}$	$1.5\text{ Hz}$	$297.9\text{ K}$	$400\text{ W}$	$13.8\text{ K}$
$11.4\text{ L min}^{-1}$	$1.8\text{ Hz}$	$292.3\text{ K}$	$1010\text{ W}$	$0.3\text{ K}$

Tabla 3.5 Resultados según distintas variables del prototipo danés..

Junto con los resultados se publicaron varias gráficas en las que se mostraba el desempeño de la máquina:

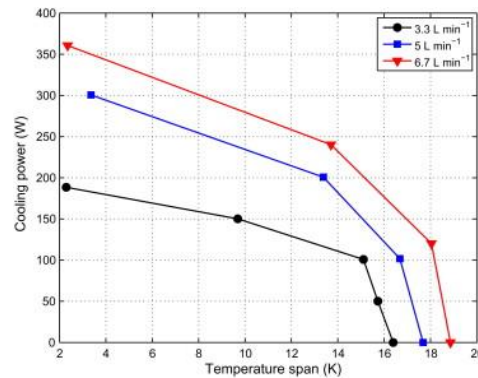


Figura 3.30 Rango de temperaturas para distintas potencias a en operando a  $1\text{ Hz}$  y para varios caudales (rango de temperaturas tomado como diferencia entre la salida del HFT a las salidas del focos frío y caliente).[32]

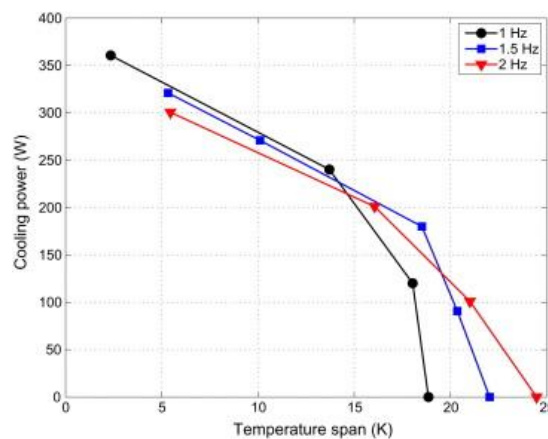


Figura 3.31 Variación del rango de temperatura para diferentes frecuencias de operación del ciclo para un caudal fijo de  $6,7\text{ l/min}$ . [32]



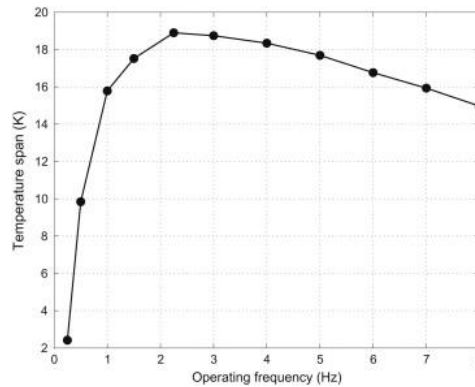


Figura 3.32 Variación del rango de temperaturas con la frecuencia para un caudal fijo de 8,3 l/min y una potencia de 200W.[32]

Aunque los resultados fueron prometedores, el COP alcanzado fue un 5,6% del COP de Carnot, siendo este 32,6, muy lejos todavía de su límite teórico.

o Refrigeradores magnéticos rotativos con AMR fijo

En este caso es la fuente de campo magnético la que realiza la rotación, permitiendo así simplificar el sistema de válvulas ya que los conductos del fluido de transferencia no están incluidos en ninguna parte móvil del equipo (la bomba bidireccional sigue siendo necesaria). El hecho de que el campo magnético sea variable durante el funcionamiento aumenta enormemente las posibles configuraciones, siendo este uno de los parámetros a optimizar.

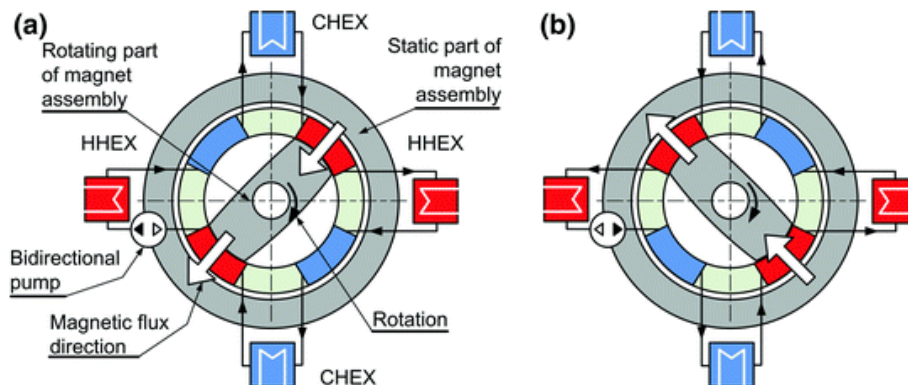


Figura 3.33 Representación axial de un refrigerador que opera con AMR fijo y rotación de la estructura magnética.[11]

La figura 3.50 muestra un diseño magnético cerrado de dos polos con flujo azimutal y bomba bidireccional, aunque se muestran cuatro intercambiadores en la figura son solo representativos. Las etapas coinciden con las explicadas en el refrigerador alternativo.

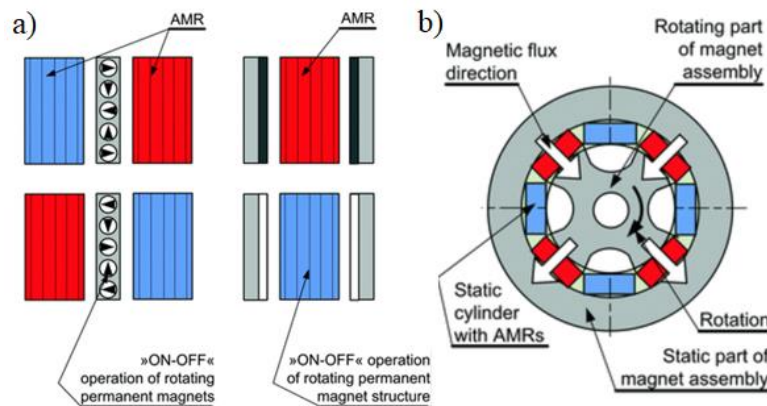


Figura 3.34 Representación de otras configuraciones posible de AMR fijo y estructura magnética rotativa.[11]

La figura (a) muestra una configuración con barras de imanes entre dos AMRs que juntas configuran un matriz Halbach que genera un campo magnético asimétrico, cuando el semiciclo termina ciertas barras giran  $90^\circ$  para invertir el campo desmagnetizando uno de los lados.

Un refrigerador que opta por AMR y un diseño magnético rotativo es el prototipo *FAME*, desarrollado por Huang et al en 2018, cuyos resultados fueron publicados en 2019.[33]

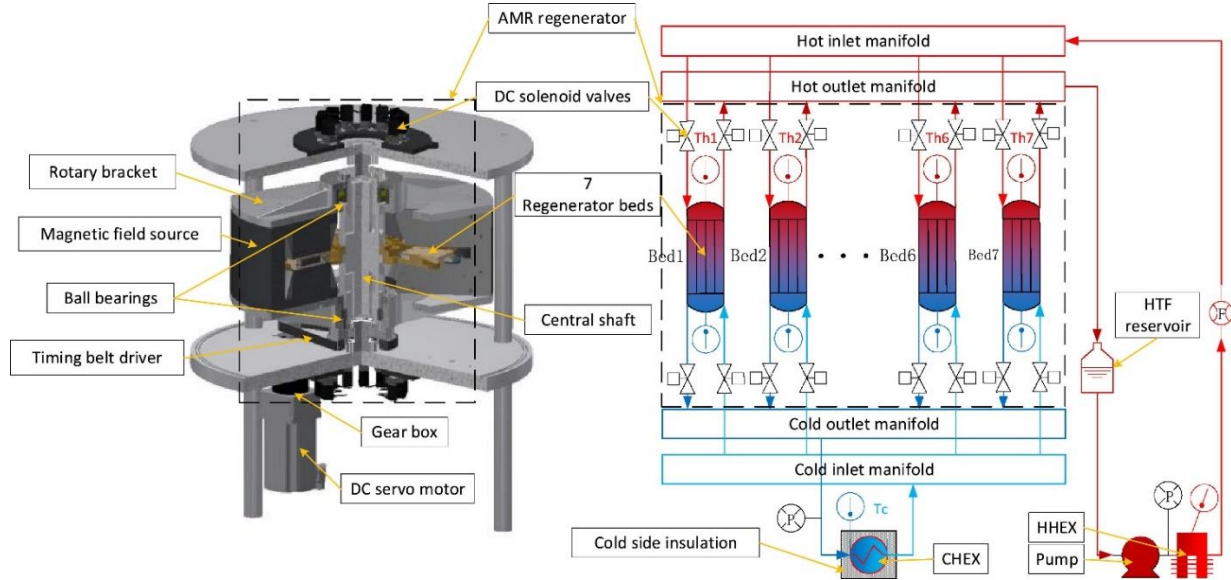


Figura 3.35 Prototipo FAME.[33]

Este prototipo fue diseñado con el objetivo de estudiar el desempeño de varios materiales magnetocalóricos como refrigerantes, de ahí la disposición vertical, y el uso de válvulas de solenoides (ya que permiten una programación más flexible que las mecánicas).

La máquina está compuesta por dos estructuras magnéticas iguales con forma de abanico situadas de forma simétrica a un soporte de aluminio rotativos. Las estructuras magnéticas contienen dos imanes de  $NdFeB$  conformando un campo magnético en el volumen hueco de  $0,7$  litros de  $0,875T$  mediante un diseño de herradura simple, de forma similar a la figura 3.42c) pero con el imán realizando la rotación.

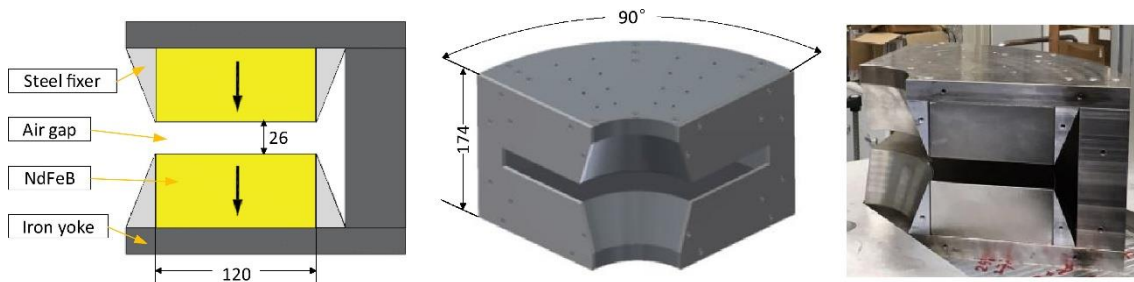


Figura 3.36 Ilustración del diseño magnético del prototipo FAME.[33]

La estructura del AMR está compuesta de un cilindro de epoxy centrado en el eje de rotación de la máquina y colocado en el interior del hueco de la estructura magnética en cuyo interior se encuentran los siete regeneradores de esferas de gadolinio con un intervalo de  $51,4^\circ$ . A la entrada y salida de cada regenerador se dispone una válvula solenoide que permite el flujo unidireccional dentro de cada uno de los siete regeneradores y un flujo continuo unidireccional en el flujo que va hacia los intercambiadores exteriores, esto se consigue gracias a los colectores situados a ambos extremos.

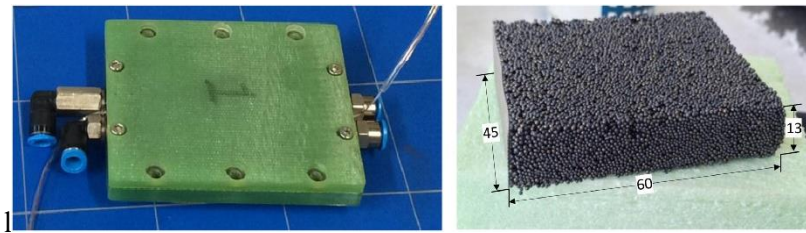


Figura 3.37 Foto del AMR del prototipo FAME.[33]

La rotación de la estructura de aluminio era realizada por un servomotor de corriente continua de velocidad variable que permite una frecuencia de ciclo desde  $0$  a  $3\text{ Hz}$ , por lo que al haber dos polos en el campo magnético generado la frecuencia de giro del motor variará entre  $0$  y  $1,5\text{ Hz}$ . El fluido de transferencia elegido para las pruebas fue agua con un agente inhibidor de la corrosión, el tipo de bomba no se especifica en la publicación pero por la configuración del refrigerador se intuye que es unidireccional y de frecuencia variable ya que si no no sería posible la sincronización del bombeo con el giro del AMR.

Los resultados obtenidos fueron un  $COP$  de  $1,59$  para una frecuencia de operación de  $1,7\text{ Hz}$  del ciclo, un caudal de  $4,34$  litros por minuto, una temperatura del foco caliente de  $295\text{ K}$  y un intervalo de temperatura sin carga térmica de  $11,6\text{ K}$ . Los resultados obtenidos fueron modestos visto desde un punto de vista de refrigeración, pero debe tenerse en cuenta que el objetivo principal de los desarrolladores era maximizar la accesibilidad y el control del ciclo para poder realizar pruebas con distintos AMRs y no optimizar el rendimiento de la máquina.

# 4 ECUACIONES DE TRANSFERENCIA

El objetivo de este apartado es definir las ecuaciones que permiten modelar un sistema de refrigeración magnética que opera con un ciclo AMR Brayton. Se definirán las ecuaciones que rigen la transferencia de calor en cada uno de los elementos del refrigerador de forma aislada, así como los consumos de la bomba y el motor.

## 4.1 Introducción e hipótesis necesarias

Actualmente existe muchos modelos numéricos que simulan el comportamiento del sistema, y pueden clasificarse en función de cuántas dimensiones tiene en consideración para el cálculo de la transferencia de calor, las pérdidas de carga etc. En este estudio nos centraremos en los planteamientos de los modelos numéricos que consideran el intercambio de calor en una sola dimensión, por lo que habrá dos variables diferenciales en las ecuaciones, el tiempo  $t$  y una variable espacial  $x$ .

Algunas de las hipótesis que asumen este tipo de modelos son similares a las que se supondrían en una simulación de un sistema de refrigeración convencional.[14]

- Las propiedades físicas del fluido vienen determinadas por su presión y temperatura.
- El calor por radiación es despreciable
- No hay mezclas de flujos caliente y frío.
- Los fluidos son incrompresibles.
- El material magnetocalórico está uniformemente distribuido.
- Se desprecian los calores por fricción.
- Las pérdidas por histéresis y por inducción son despreciadas y la magnetización se produce se forma instantánea.
- No ocurren cambios de fase en el fluido HTF.
- Se desprecia la conductividad térmica del fluido.

Aunque la realización de la simulación numérica no entra dentro del objetivo de este trabajo, el siguiente diagrama de flujo que fue utilizado para la simulación de un modelo por *Tusek et al.*[29] y muestra los

distintos pasos por lo que se tomará como base para explicar las ecuaciones.

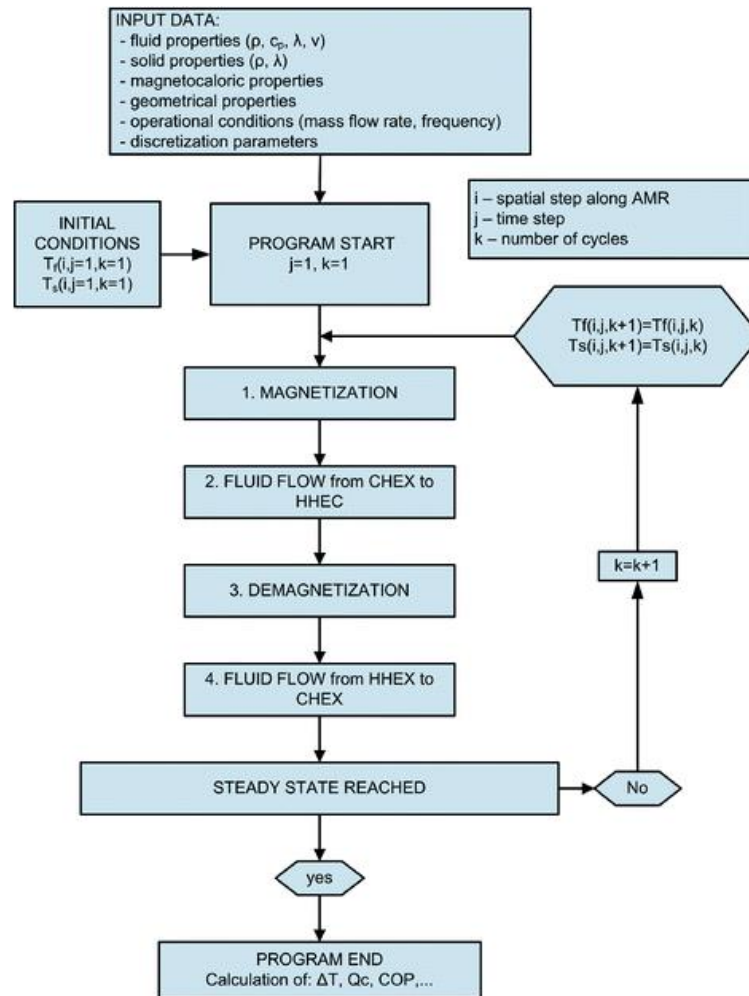


Figura 4.1 Diagrama de flujo de la simulación de un sistema AMR.[29]

El diagrama de flujo que muestra la implementación de una simulación de un AMR resuelta por el método de diferencias finitas con el programa MATLAB. El programa realiza varias iteraciones del ciclo hasta que se alcanza un régimen permanente, el simulador considera que se alcanza el estado permanente cuando la temperatura de salida del fluido del AMR se repite en dos ciclos con una tolerancia dada. Las variables  $i$  y  $j$  son los incrementos diferenciales de distancia y tiempo. Los datos necesarios para el funcionamiento de la simulación son las propiedades del fluido y el material magnetocalórico, la geometría tanto de los conductos como de los regeneradores y los intercambiadores. Las temperaturas iniciales del sólido y del fluido, así como las temperaturas de los focos también deben indicarse en la cabeza del programa.

El ciclo Brayton es de programación simple respecto al resto debido a que la magnetización y la desmagnetización se producen (de forma teórica) sin transmisión de calor con el fluido, es decir, si se aplica un balance de energía a un volumen de control que contenga el AMR en un período de tiempo igual a un ciclo la ecuación resultante sería:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \dot{Q}_{MCE} + \dot{Q}_{CV} \quad (1)$$

Donde el término de la izquierda representa la energía absorbida por el sólido por unidad de volumen,  $\frac{\partial}{\partial x} \left( k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right)$  el calor por difusión a lo largo del sólido, y  $\dot{Q}_{MCE}$  y  $\dot{Q}_{CV-HTf}$  los calores intercambiados.  $\dot{Q}_{MCE}$  es la representación del efecto magnetocalórico en las ecuaciones, aunque no sea un flujo de calor como tal.

Si se actúa de forma similar, pero con el fluido se obtiene (despreciando la viscosidad y la conductividad del fluido):

$$A_{f,AMR} \rho_f c_f \left( \frac{\partial T_{f,AMR}}{\partial t} + u_x \frac{\partial T_{f,AMR}}{\partial x} \right) = \dot{Q}_{CV} \quad (2)$$

Ahora bien si se divide el ciclo en los 4 procesos que lo componen y nombramos  $\tau_1 \tau_2 \tau_3 \tau_4$  al período de tiempo de cada parte siendo los tiempo de magnetización prácticamente 0, es decir  $\tau_{1,3} \ll \tau_{2,4}$

## 4.2 Magnetización

En la etapa de magnetización la velocidad del fluido es igual a cero y la duración es prácticamente instantánea. Esto es:  $t \in (0, \tau_1), u_x = 0$

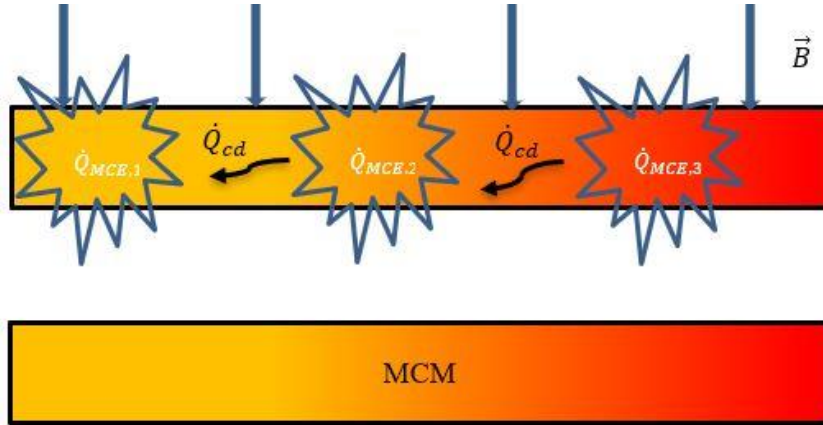


Figura 4.2 Transferencia de calor durante la magnetización.

$$A_s \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \dot{Q}_{MCE} \quad (3)$$

Cada sección diferencial (o cada sector discreto) del AMR experimentará un aumento de su temperatura debido al MCE, aunque aparezcan en la ecuación los calores de conducción, al ser esta etapa prácticamente instantánea, no se produce conducción relevante. Se señala la conducción en la figura ya que aunque en esta explicación la magnetización se considera instantánea, en otros modelos que si consideran el tiempo de magnetización si es relevante.

Hay dos posibles formas de introducir  $\dot{Q}_{MCE}$  [34]:

- ‘‘Actualizar’’ las temperaturas finales del anterior ciclo:

De esta forma las temperaturas se incrementan ‘‘manualmente’’ en cada iteración, esto es:

$$T_{s,fi}(x) = T_{s,i}(x) + \Delta T_{ad}(x, T_{s,i}, \mu_0 H_i, H_{fi}) \quad (4)$$

$T_{s,i}(x)$  representa la temperatura antes de la magnetización y  $T_{s,fi}(x)$  después, para aplicar este método es necesario conocer la temperatura adiabática en función de la variación de campo y la temperatura del material para cada sección del AMR si éste este compuesto por tramos discretos o para cada sección diferencial si la distribución fuese continua (lo cual no es posible prácticamente)

- Incluir en las ecuaciones de balance las mediciones del efecto mediante sus coeficientes

$$\dot{Q}_{MCE}(x) = -A(x) \rho T_s \frac{\partial s_m}{\partial \mu_0 H}(x, \mu_0 H, T_s) \frac{\partial \mu_0 H}{\partial t} \quad (5)$$

Esta forma tiene el inconveniente de que es necesario disponer de muchos datos sobre el refrigerante, pero si estos están disponibles es la más cercana a la realidad. Además, ya no podría suponer la

magnetización instantánea. (El signo menos se debe a que  $\partial s_m$  disminuye al aumentar  $\mu_0 H$ )

### 4.3 Calentamiento del fluido de transferencia y expulsión de calor

Esta etapa consta de dos partes:

- Paso del fluido por el AMR proveniente del foco frío.
- Paso del fluido por el intercambiador del foco caliente.

En esta etapa:  $t \in (\tau_1, \tau_2)$   $u_x > 0$

- Calentamiento del fluido en el AMR

En esta etapa del ciclo ya no se da efecto magnetocalórico solo existe conducción y convección en el AMR.

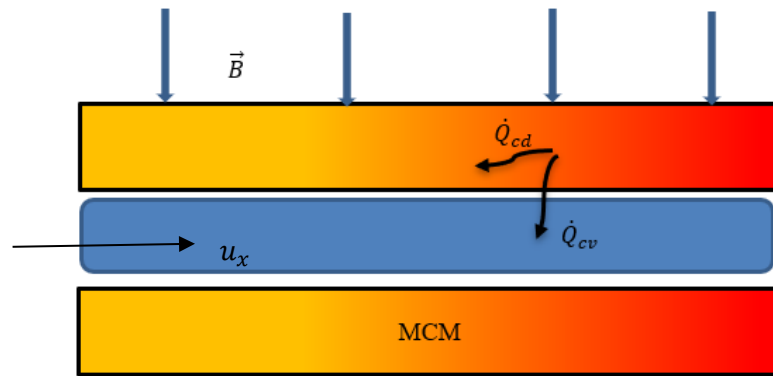


Figura 4.3 Transferencia de calor durante el calentamiento del fluido.

El balance de energía para el sólido pasa a ser, para cada unidad de longitud:

$$A_s \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \dot{Q}_{CV,AMR} \quad (5)$$

Y para el fluido:

$$A_{f,AMR} \rho_f c_f \left( \frac{\partial T_{f,AMR}}{\partial t} + u_x \frac{\partial T_{f,AMR}}{\partial x} \right) = \dot{Q}_{CV,AMR} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{CV} = h \frac{A_{f-s,AMR}}{L_{AMR}} (T_s(x, t) - T_{f,AMR}(x, t)) \quad (7)$$

El coeficiente  $h$  es el coeficiente de calor por convección y se calcula como sigue:

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{D_h} \quad (8)$$

Siendo  $Nu$  el número de Nusselt,  $k_f$  la conductividad térmica del fluido y  $D_h$  el diámetro hidráulico. El número de Nusselt es función de número de Reynolds, de Prandtl y de propiedades del fluido como la viscosidad cinemática.



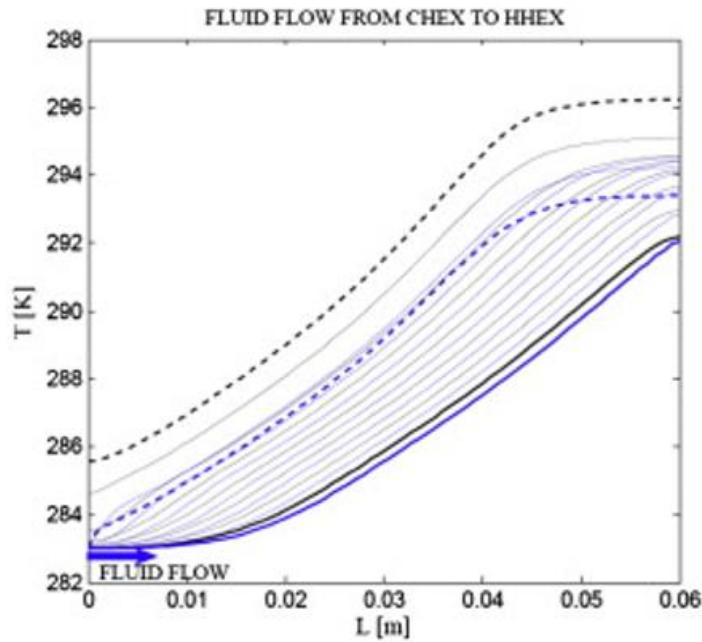


Figura 4.4 Perfil de temperatura modelado del paso del fluido por el AMR.[29]

En la imagen pueden observarse el calentamiento del fluido a su paso por el AMR. Las líneas de puntos representan el estado inicial, las continuas gruesas el estado final y las continuas finas las del régimen transitorio. Las líneas negras corresponden al AMR y las azules al fluido de transferencia.

- Expulsión de calor al ambiente

El fluido cede ahora calor al ambiente mediante un intercambio convectivo cuyas ecuaciones son similares a las del AMR, con la salvedad de que ahora las condiciones geométricas que definen la convección cambian.

Al despreciar las pérdidas en los conductos, la temperatura de salida del fluido en el AMR es la temperatura de entrada al siguiente intercambiador. El calor cedido al ambiente por cada unidad de longitud será:

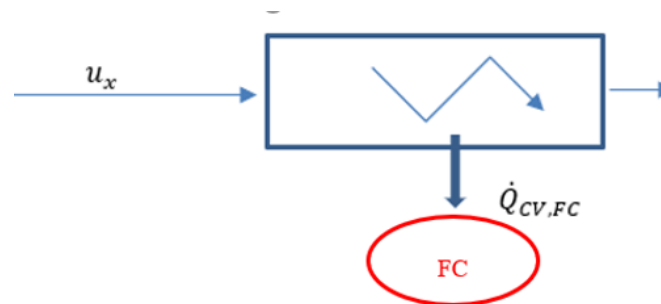


Figura 4.5 Transferencia de calor al foco caliente.

$$A_{f,FC} \rho_f c_f \left( \frac{\partial T_{f,FC}}{\partial t} + u_x \frac{\partial T_{f,FC}}{\partial x} \right) = \dot{Q}_{CV,FC} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{CV,FC} = h_{FC} \frac{A_{f,FC}}{L_{FC}} (T_{f,FC}(x, t) - T_{FC}) \quad (10)$$

La temperatura de salida del fluido del foco caliente corresponderá al valor de la variable:  $T_{f,FC}(x = L_{FC}, t = \tau_2)$ .



#### 4.4 Desmagnetización

El fluido deja de circular por el interior del AMR y se retira el campo magnético.  $t \in (\tau_2, \tau_3)$ ,  $u_x = 0$

Ahora las ecuaciones son similares al punto 3.1 teniendo en cuenta que ahora la eliminación del campo magnético provoca un efecto magnetocalórico en sentido inverso, que en las ecuaciones se modela como una transferencia de calor hacia el interior del material.

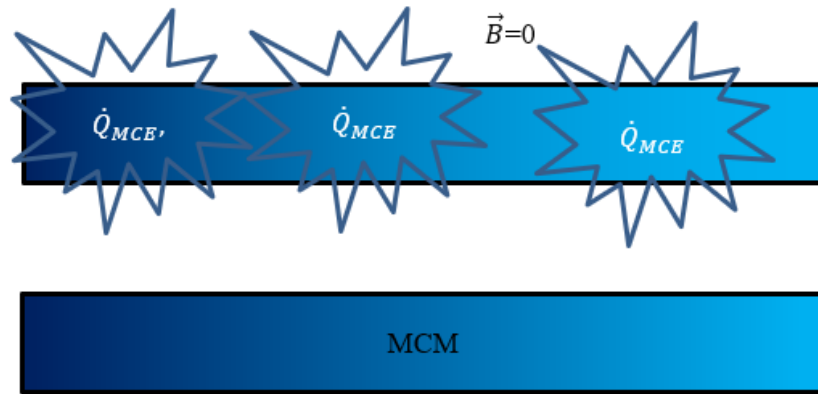


Figura 4.6 Transferencia de calor durante la magnetización.

$$A_s \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \dot{Q}_{MCE,des} \quad (11)$$

El efecto de la desmagnetización puede modelarse de forma similar a la magnetización:

- Añadiendo manualmente la variación de temperatura restando la variación de temperatura adiabática:

$$T_{s,fi}(x) = T_{s,i}(x) - \Delta T_{ad}(x, T_{s,i}, \mu_0 H_i, H_{fi}) \quad (12)$$

- Incluir el calor por la desmagnetización mediante los coeficientes:

$$\dot{Q}_{MCE}(x) = -A \rho T_s \frac{\partial s_m}{\partial \mu_0 H}(x, \mu_0 H, T_s) \frac{\partial \mu_0 H}{\partial t} \quad (13)$$

En esta ocasión  $\frac{\partial s_m}{\partial \mu_0 H} > 0$  por lo que cada sección diferencial absorbe calor. Realmente, tal y como se explica en el apartado uno, no existe un flujo de calor sino que cada sección diferencial del material magnetocalórico aumenta su entropía magnética al no incidir sobre él un campo que oriente sus dominios, disminuyendo su entropía de red que es función de la temperatura.

#### 4.5 Enfriamiento del fluido de transferencia y absorción de calor

Esta etapa consta de dos partes:

- Paso del fluido por el AMR proveniente del foco caliente
- Paso del fluido por el intercambiador del foco frío.

En esta etapa:  $t \in (\tau_3, \tau_4)$   $u_x < 0$ .

- Enfriamiento del fluido en el AMR

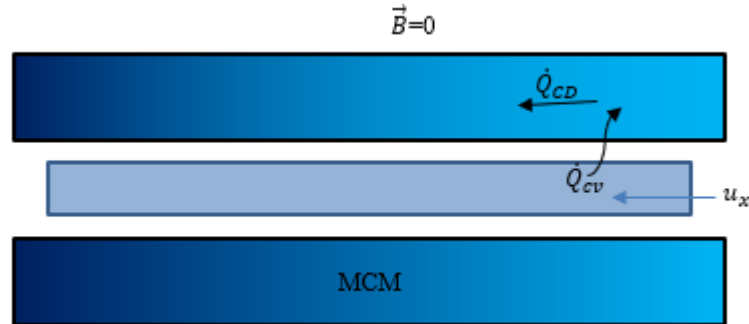


Figura 4.7 Transferencia de calor durante el enfriamiento del fluido.

El balance de energía para el sólido y el fluido es el mismo que en el calentamiento, cambiando el sentido de la convección.

$$A_s \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \dot{Q}_{CV,AMR} \quad (5)$$

$$A_{f,AMR} \rho_f c_f \left( \frac{\partial T_{f,AMR}}{\partial t} + u_x \frac{\partial T_{f,AMR}}{\partial x} \right) = \dot{Q}_{CV,AMR} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{CV} = h \frac{A_{f-s,AMR}}{L_{AMR}} (T_{f,AMR}(x, t) - T_s(x, t)) \quad (14)$$

- Absorción de calor del foco frío

El fluido frío absorbe calor del foco frío aumentando su temperatura y finalizando así el ciclo.

$$A_{f,FF} \rho_f c_f \left( \frac{\partial T_{f,FF}}{\partial t} + u_x \frac{\partial T_{f,FF}}{\partial x} \right) = \dot{Q}_{CV,FF} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{CV,FF} = h_{FF} \frac{A_{f,FF}}{L_{FF}} (T_{f,FF}(x, t) - T_{FF}) \quad (16)$$

## 4.6 Cálculo de parámetros de interés

Una vez alcanzado el régimen permanente con o sin carga térmica pueden calcularse varios parámetros de utilidad para comprender mejor el desempeño de la máquina:

- Rango de temperatura del AMR

Se define el rango de temperaturas del AMR como la diferencia entre la temperatura del fluido a la salida del extremo caliente durante la fase de magnetización y la temperatura de salida por el extremo frío, esto es:

$$\Delta T_{AMR} = T_{f,max}(x = L) - T_{f,AMR}(x = L) \quad (17)$$

Esta es la variación de temperatura máxima del ciclo y define su rango de funcionamiento.

- Potencias de refrigeración y calefacción

Se definen como el calor intercambiado con el foco frío y caliente respectivamente y se calculan como sigue:

$$\dot{Q}_R = f \int_0^{\tau_{ciclo}} \dot{m}_f c_p (T_{f,FF}(x=0, t) - T_{f,FF}(x=L, t)) dt \quad (18)$$

$$\dot{Q}_C = f \int_0^{\tau_{ciclo}} \dot{m}_f c_p (T_{f,FC}(x=L, t) - T_{f,FF}(x=0, t)) dt \quad (19)$$

Donde  $f$ ,  $\dot{m}_f$ ,  $c_p$  son la frecuencia del ciclo, la masa del fluido por unidad de tiempo y el calor específico a presión constante del fluido caloportador.

- Trabajo del ciclo

El trabajo a aportar para que el ciclo opere se obtiene como la suma del trabajo necesario para el bombeo del fluido y la variación del campo magnético:

$$P_{mec} = P_{bom} + P_{mag} \quad (20)$$

La potencia de la bomba se calcula como:

$$P_{bom} = \frac{\dot{m}_f \Delta P}{\rho_f \eta} \quad (21)$$

Siendo  $\Delta P$  la pérdida de carga del circuito donde debe tenerse en cuenta la caída de presión del AMR y los intercambiadores de ambos focos, los conductos, las válvulas de inversión en caso de haberlas.

$\eta$  es el rendimiento mecánico de la bomba.

$P_{mag}$  indica el trabajo necesario para magnetizar y desmagnetizar el AMR, y se obtiene como:

$$P_{mag} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_R \quad (22)$$

Este valor, para que el modelo sea considerado termodinámicamente consistente debe coincidir con la siguiente expresión[35]

$$\dot{w}_{mag} = m_{mcm} \oint T ds = m_{mcm} f \int_0^{\tau} \int_0^L T_s(x, t) \frac{ds}{dt} dt dx \quad (23)$$

Cabe resaltar que, debido a la tipología del ciclo, el trabajo de magnetización y el de bombeo no coinciden en ningún momento, esto puede apreciarse en la siguiente figura.

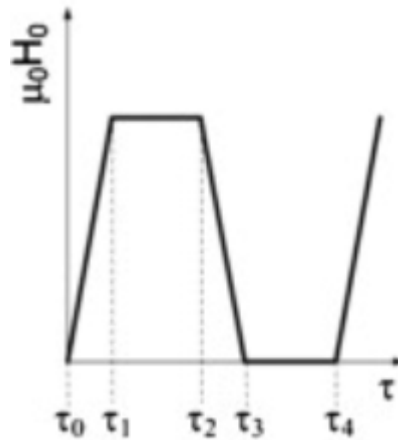


Figura 4.8 Variación de la incidencia del campo en función del tiempo durante el ciclo

Dividiendo el período del ciclo en los cuatro tramos definidos previamente puede observarse que el trabajo de bombeo corresponde únicamente a los períodos de campo constante y el trabajo de

magnetización a los de magnetización y desmagnetización.

- COP

El COP del ciclo se obtiene como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_R}{P_{bom} + P_{mag}}$$

El objetivo de la modelación numérica de los AMR consiste en obtener una serie de indicaciones acerca del posible desempeño de la máquina antes de realizar un prototipo, además permite intuir el comportamiento de este y comparar distintas combinaciones de geometría, refrigerante, temperaturas y frecuencias, aunque debe tenerse en cuenta que los valores obtenidos en prototipos reales se encuentran muy lejos de los valores obtenidos matemáticamente.

## 4.7 Pérdidas

En el modelo propuesto no se suponen pérdidas de ningún tipo ya que se propone un modelo teórico ideal para facilitar la comprensión del sistemas, aunque en sistemas reales se dan grandes pérdidas que deben tenerse en cuenta en la realización de prototipos. El orden de magnitud de estas pérdidas es enorme , ya que los sistemas de refrigeración magnética alcanzan de forma teórica valores de COP relativos al de Carnot del 60% , valores mucho mayores que los obtenidos por refrigeración de compresión de vapor. Actualmente el único refrigerador magnético que ha conseguido operar alrededor del 60% de la eficiencia de Carnot es el desarrollado por Sergiu Lionte et al.[35] , cuyos resultados fueron publicados en Octubre de 2020, de dicho prototipo se hablará en el siguiente apartado.

Algunas de estas pérdidas son:

- Pérdidas por el campo de desmagnetización: En las ecuaciones indicadas anteriormente se considera el campo en el interior del material magnetocalórico igual al que se obtiene en las mediciones cuando el volumen del hueco es ocupado por aire, realmente este valor no es así ya que influye tanto la geometría como el tipo de material.
- Pérdidas por el ambiente: Al igual que en cualquier sistema de refrigeración, los aislamientos no son ideales por lo que existirían pérdidas caloríficas hacia el entorno, esto se vería traducido en que las temperaturas de salida del AMR y entrada a los intercambiadores no coincidirían.
- Pérdidas por fricción: El flujo a su paso, tanto por los conductos como el AMR y los intercambiadores sufre una fricción que incluiría un calor adicional en las ecuaciones.
- Pérdidas por histéresis, tanto térmicas como magnéticas.

## 5 ESTADO DE LA TECNOLOGÍA Y ASPECTOS ECONÓMICOS

En este apartado se revisará el estado actual de la tecnología, en que situación se encuentra actualmente la refrigeración magnética y sus posibles campos de desarrollo. Igualmente se dedicará una sección al prototipo BUA, una unidad de refrigeración magnética diseñada para alcanzar los  $15kW$  de potencia de refrigeración con un alto rendimiento.

### 5.1 Prototipo BUA

El prototipo BUA[35] es el mayor refrigerador magnético presentado hasta la fecha, está diseñado para ofrecer una potencia frigorífica de hasta  $15 kW$  con un intervalo de temperatura de  $20K$  siendo el primer prototipo diseñado a escala industrial. Sus datos fueron publicados en *International Journal of Refrigeration* en febrero de 2021.

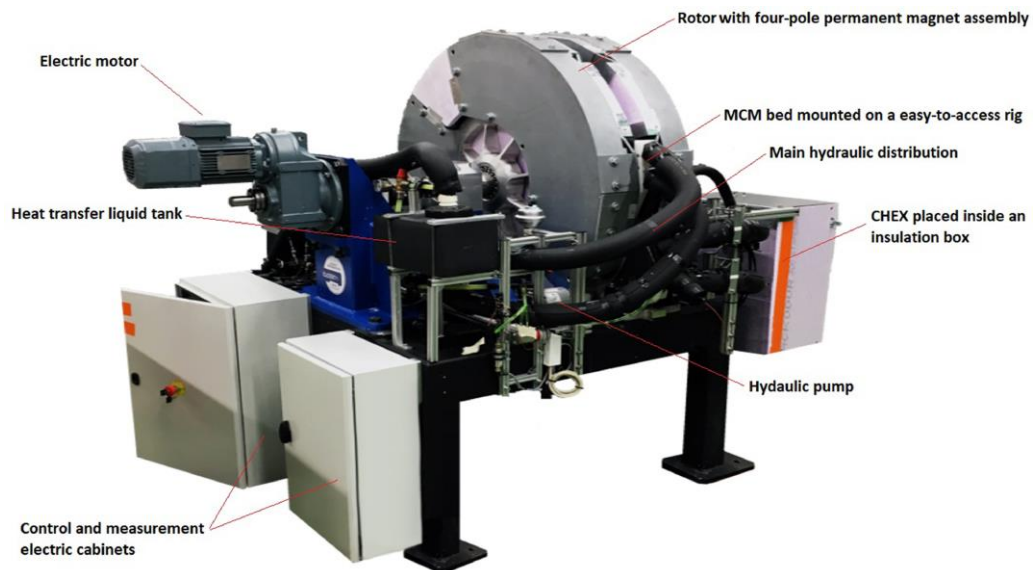


Figura 5.1 Refrigerador magnético BUA.[35]

- Componentes
  - Diseño magnético

El funcionamiento del refrigerador es de tipo rotativo continuo con AMR fijo, el diseño magnético está compuesto de una estructura de imanes de  $NdFeB$  con una densidad de flujo máxima por unidad de  $0,65T$  en cuyo interior se genera un campo magnético de cuatro polos con una densidad de flujo máxima de  $1,34T$ ; dicha estructura está conectada a un eje accionado por un motor que realiza el trabajo necesario. El diseño magnético fue realizado mediante un software de análisis numérico que limitaba valores como el peso total de la estructura o el coste del mismo.



Figura 5.2 Diseño magnético del prototipo BUA.[35]

- AMR

Para la construcción del AMR se optó por una configuración de siete segmentos conformados por cinco materiales distintos con una geometría de intercambiador de placas paralelas debido a que era la solución óptima en la relación pérdida de carga/transferencia convectiva. Los materiales utilizados fueron *Gd-Er* en el extremo frío y *Gd* en el extremo caliente, cuyas temperaturas de Curie son  $0^{\circ}\text{C}$  y  $20^{\circ}\text{C}$  respectivamente, el resto de los materiales fueron elegidos con un intervalo de temperatura de  $5\text{K}$ . La corona de AMR está diseñada para alojar 32 AMR, lo que implicaría 16 ciclos funcionando en paralelo, cada uno de ellos de  $2,75\text{ kg}$ , sin embargo, solo dos de ellos fueron instalados para reducir costes.

- Fluido de transferencia

El fluido utilizado fue una mezcla de agua y etilenglicol con inhibidores de corrosión.

- Otros

Las válvulas utilizadas para la sincronización son de tipo mecánico. Tanto en el intercambiador del foco frío como en el del foco caliente se disponía de un ventilador para facilitar la convección, los conductos contaban con aislamiento térmico para evitar pérdidas.

- Datos y mediciones

Los datos y las mediciones fueron realizados por un laboratorio independiente (CEMAFROID) siguiendo la metodología normalizada “*F EN ISO 23,953-2*”. La tabla de resultados presentada es la que sigue.:

Test version	Test nr. 1	Test nr. 2	Uncertainties
Temperature span (K)	21.40	18.35	
$T_{\text{hot\_out}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	21.25	17.25	$\pm 0.1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{cold\_in}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	-0.15	-1.10	$\pm 0.1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{cold\_out}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	1.58	0.92	$\pm 0.1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
Torque ( $N\cdot m$ )	29.8	29.2	$\pm 0.5$ (%)
Rotation speed (rpm)	15.23	15.23	$\pm 1$ (%)
Flow rate (l/min)	6.45	6.47	$\pm 2$ (%)
Pressure drop (bar)	2.35	2.46	$\pm 2$ (%)
$P_{\text{mec}}$ (W)	47.4	46.6	$\pm 1.5$ (%)
$P_{\text{hydr}}$ (W)	25.3	26.5	$\pm 4$ (%)
Cooling capacity (W)	768	900	$\pm 12$ (%)
Primary COP (-)	10.6	12.3	$\pm 12.3$ (%)
$P_{\text{motor}}$ (W)	52.7	51.8	$\pm 1.5$ (%)
$P_{\text{pump}}$ (W)	38.9	40.8	$\pm 4$ (%)
COP (-)	8.4	9.7	$\pm 12.3$ (%)
COP of Carnot (-)	14.0	16.8	$\pm 1.05$ (%)
% COP of Carnot (%)	60	58	$\pm 12.4$ (%)

Tabla 5.1 Tabla con los valores de funcionamiento del prototipo BUA[35]

Los valores declarados son claramente alentadores, ya que es el primer prototipo tras más de veinte años de

desarrollo que consigue alcanzar unos valores de eficiencia cercanos a los pronosticados por los modelos numéricos (60% COP Carnot). Debe recordarse que los valores proporcionados en la tabla son con la máquina en un modo de funcionamiento parcial ya que solo dos de los 32 regeneradores están ocupados, según los autores la potencia de refrigeración máxima de la máquina alcanzaría los 15 kW con un rango de temperatura de 19 K. El valor del COP en ambas pruebas incluso tomando toda la incertidumbre declarada de forma negativo arrojaría unos valores de 7,36 y 8,5 absolutos y de un 46% y 48 % del COP de Carnot. El prototipo BUA está diseñado, además, con la posibilidad de incorporar una extensión de dos estatores y tres rotores adicionales que permitiría valores de refrigeración de 30 kW. Este prototipo es la prueba de que la refrigeración magnética a temperatura ambiente puede ser competitiva en términos de rendimiento en el mercado actual, los costes de fabricación no han sido declarados por lo que no puede tenerse en consideración para evaluar el potencial económico de la tecnología, que por ahora aún está lejos de ser una alternativa viable como se verá en la siguiente sección.

## 5.2 Aspectos económicos

A la hora de adquirir un equipo de refrigeración a temperatura ambiente de cualquier tipo las variables más importantes en su selección son:

- Coste de adquisición: Se refiere al desembolso que debe realizarse por la máquina, depende de muchas variables como la potencia, el rendimiento, la marca, opciones de control etc.
- Coste de operación: Se refiere al consumo del equipo durante su funcionamiento, en el caso de un sistema de refrigeración por compresión de vapor será determinado en gran medida por el consumo del compresor y en menor relevancia el bombeo de fluido o el consumo de los ventiladores en caso de haberlos, aparte de la energía requerida por los sistemas auxiliares. En un sistema de refrigeración magnética estos costes serán los producidos por el movimiento del motor, el bombeo del fluido y los sistemas auxiliares.
- Rendimiento o eficiencia: Indican que porcentaje (>100% normalmente) del consumo eléctrico se ve transformado en potencia frigorífica. Existen varios parámetros que definen el rendimiento total de un sistema de producción de frío en base a unas condiciones estándar absolutas como el EER o estacionales como el SEER. A la hora de comparar entre sistemas magnéticos y por compresión de vapor no pueden utilizarse dicho parámetros ya que están pensados para comparar sistemas de refrigeración convencionales entre sí, es por ello que en comparaciones de sistemas magnéticos y por compresión se utiliza el porcentaje del COP de Carnot realizable debido a que la mayoría de los prototipos no pueden alcanzar o no pueden acomodarse a las condiciones requeridas para establecer su EER o SEER.
- Otros parámetros a la hora de adquirir un equipo son sus niveles de ruido, el volumen ocupado etc.

La refrigeración magnética a temperatura ambiente hoy en día no es una alternativa viable a la refrigeración por compresión de vapor, aunque prototipos como BUA demuestran que a nivel de costos de operación puede ser competitiva ya que pueden alcanzar mayores valores de rendimientos de Carnot obteniendo así una mayor potencia de refrigeración por cada wattio de trabajo. Sin embargo, dicha mejora en el rendimiento no justifica en ningún caso el coste de inversión de un sistema de refrigeración magnético.

### 5.2.1 Costes de adquisición

La adquisición de las materias primas necesarias para la construcción de un refrigerador suponen el mayor coste para la inversión de la máquina. Esto se debe a los elevados precios de las materias primas que conforman tanto el diseño magnético como el AMR de un refrigerador magnético.

Tanto el Neodimio como el Gadolinio, son materiales pertenecientes al grupo denominado “tierras raras”, considerados materiales estratégicos para el desarrollo tecnológico en los próximos años. La producción mundial de estos materiales está controlada por China, esto se debe a que posee las mayores reservas naturales del planeta además de una política medioambiental laxa, lo que provoca una alta volatilidad en los precios de este tipo de materiales haciéndolos depender de la situación geopolítica mundial. El proceso de separación de los metales puros a partir de sus óxidos (que es su estado más común en la naturaleza) es altamente costoso y contaminante obligando a países como EE. UU a exportar sus extracciones en territorio nacional a otros países para ser tratadas.

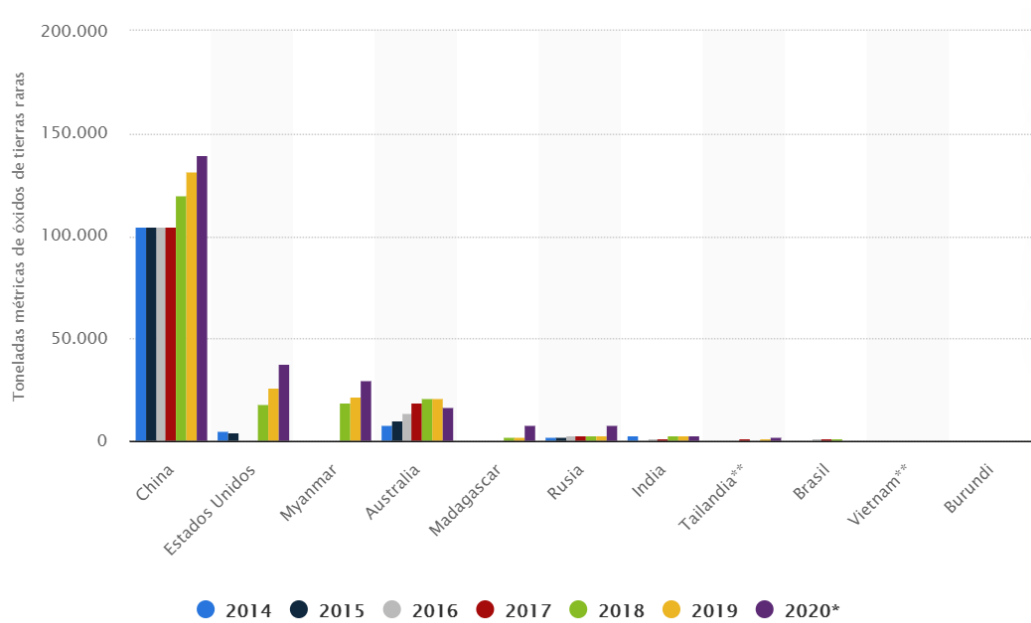


Figura 5.3 Gráfico histórico de producción mundial de tierras raras. [35]

En 2015, Kitanovski et al realizó un estudio de costes de los componentes principales de un refrigerador usando Gadolinio en base a un diseño propio. Para la operación de dicho refrigerador se supuso necesaria una masa de 6kg de imanes de neodimio, 22,2kg de hierro dulce y 0,60 kg de material refrigerante. Fijando la temperatura del foco frío en 19°C y el campo magnético incidente igual 1T puede obtenerse la capacidad de refrigeración máxima. [36]

<i>Material</i>	$\Delta T_{ad} [K]$	$\Delta S_{isoterma} [J/kgK]$	$q_{r,m\acute{a}x} [J/kg]$
<i>Gd</i>	3.3	3.1	910

Tabla 5.2 Propiedades magnetocalóricas del *Gd*

<i>Potencia máxima de refrigeración [W]</i>	<i>Material</i>	<i>Frecuencia (Hz)</i>			
		1	2	5	10
	<i>Gd</i>	604	1208	3019	6039

Tabla 5.3. Potencia de refrigeración máxima posible para una masa de 0,66 kg de refrigerante sólido en función de la frecuencia de operación.



El estudio original estima el precio por kilo de refrigerante, hierro dulce e imán en base a los precios del mercado en 2015 por lo que los datos se actualizarán a los precios actuales.

<i>Material</i>	<i>Precio actual(€/kg)</i>	<i>Precio 2015(€/kg)</i>	<i>Masa(kg)</i>	<i>Coste element(€)</i>	<i>Incremento por manufactura</i>	<i>Coste total 2015</i>	<i>Coste total actual(2021)</i>
<i>NdFeB</i>	77	40	6	462	+25%		
<i>Hierro dulce</i>	5	5	22.2	111	+25%		
<i>AMR Gd</i>	133,30	150	0,66	87,978	0		
						<b>538€</b>	<b>904,228€</b>

Tabla 5.4 Estimación de costes

Los incrementos de precio de la tabla se han realizado teniendo en cuenta la variación exclusivamente de la materia prima. El precio del Neodimio ha sufrido un incremento muy notorio debido a un aumento en su utilización en otros campos de la ingeniería, como la energía eólica o su aplicación en distintos componentes del coche eléctrico su precio ha aumentado un *192,5%* [37] en los últimos seis años por lo que se supondrá ese aumento respecto al precio propuesto por Kitanovski en 2015. De manera equivalente, el óxido de gadolinio el material a partir del cual se extrae el metal ha sufrido un descenso de un *12,52%*. [38]



Figura 5.4 Evolución histórica del precio del Neodimio en yuanes chinos por tonelada. [38]

Como puede apreciarse en la figura 5,4 el precio de la construcción de un prototipo de refrigerador se ha duplicado prácticamente. Si tiene en cuenta que el diseño magnético y el refrigerante suponen un 70% del coste total del refrigerador [36] el coste de inversión por cada watio de refrigeración en función de la frecuencia resultaría:

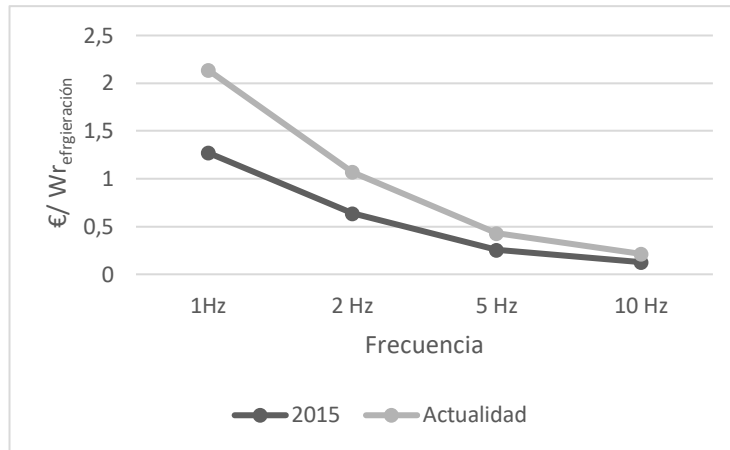


Figura 5.5 Gráfico coste de adquisición por unidad de potencia de refrigeración (wats) en función de la frecuencia de operación.

La comparación entre distintos equipos que incluso comparten principio de funcionamiento no es fácil ya que depende de numerosas variables, como las temperaturas de los focos fríos y caliente, la humedad etc. Sin embargo puede apreciarse a simple vista que el coste de adquisición en función de la potencia de refrigeración hace inviable este tipo de refrigeración, no debe perderse de vista que según las condiciones anteriores establecidas, el coste de un refrigerador magnético operando a  $2\text{Hz}$  con una potencia máxima de refrigeración de  $2\text{kW}$  con un intervalo de temperatura de  $(16,7-21,3)\text{K}$  (lo que haría inútil su aplicación real) implicaría una inversión de más de  $2000\text{€}$  y todo ello suponiendo un desempeño ideal de la máquina y el ciclo.

## 5.2.2 Costes de operación

Los costes de operación dependen enormemente de la configuración del refrigerador, como ejemplo de la distribución de consumos de un sistema de producción de frío magnético se propone el publicado por *Alan.T.D Nakashima et al* [39] correspondiente al consumo de un enfriador de vino con capacidad de 31 botellas. Esta máquina frigorífica es, junto con BUA, el mayor avance reciente ya que es considerado el primer prototipo con aplicaciones comerciales en el campo de la refrigeración magnética.

El refrigerador consta de una corona de AMR fija que alberga 8 regeneradores en su interior de esferas de gadolinio, el campo magnético es generado por un cilindro Halbach capaz de generar una variación de intensidad de campo en su interior de hasta  $0,98\text{T}$

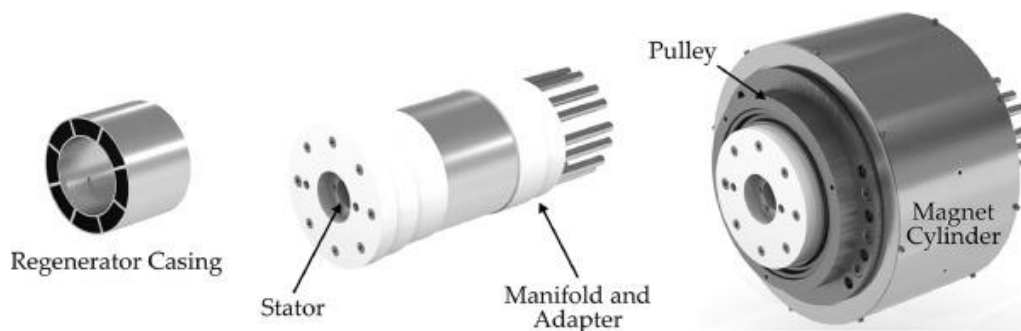


Figura 5.6 Estructura magnética y carcasa de AMR del enfriador de vino[39]

Se ha optado por este refrigerador debido a que ofrece una información muy detallada y desglosada de los consumos respecto a los demás equipos publicados, aunque los valores de la potencia de refrigeración relativa a dichos consumos no fue publicada.

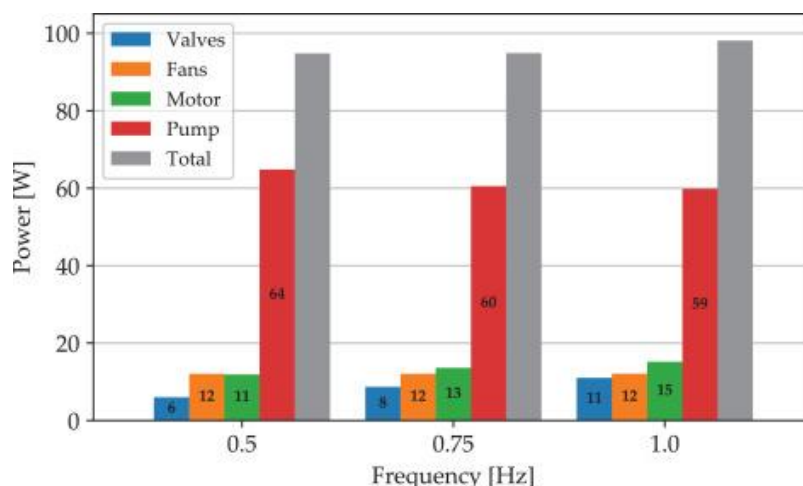


Figura 5.7 Consumo de los distintos elementos en función de la frecuencia de operación, para un caudal fijo de 150 litros hora.[39]

Como puede observarse en la figura 5.5 el mayor consumo del refrigerador magnético es el consumo de la bomba, ya que tiene que dar un salto de presiones suficiente como para salvar las pérdidas de carga en los ocho regeneradores y los dos intercambiadores en los extremos. En la siguiente figura puede apreciarse como varía el del conjunto en función del aumento del caudal, esto es clave ya que la figura muestra un aumento del trabajo magnético (motor) al aumentar el caudal insignificante, lo que demuestra que el trabajo magnético es prácticamente independiente del mismo. Esta afirmación es de gran importancia ya que en los sistemas de compresión de vapor las variaciones de caudal de refrigerante afectan al consumo del compresor, que tiene un rendimiento mucho menor que el de cualquier bomba convencional, es por ello por lo que los sistemas de refrigeración magnética se ven favorecidos por aplicaciones que requieran capacidad de refrigeración altas, tal y como demuestra el prototipo BUA.

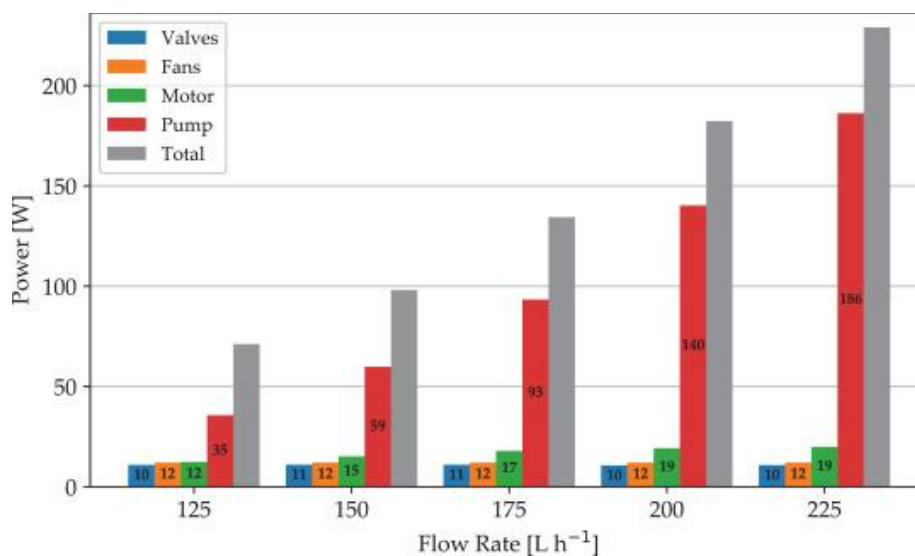


Figura 5.8 Variación de los consumos para una frecuencia fija y un caudal variable.[39]

### 5.2.3 Rendimientos

Los rendimientos teóricos de los sistemas RM son capaces de alcanzar valores mayores al 60% de COP de Carnot, el prototipo BUA es prueba de ello, mientras que los sistemas convencionales y de absorción alcanzan valores del 40-50% en el mejor de los casos.

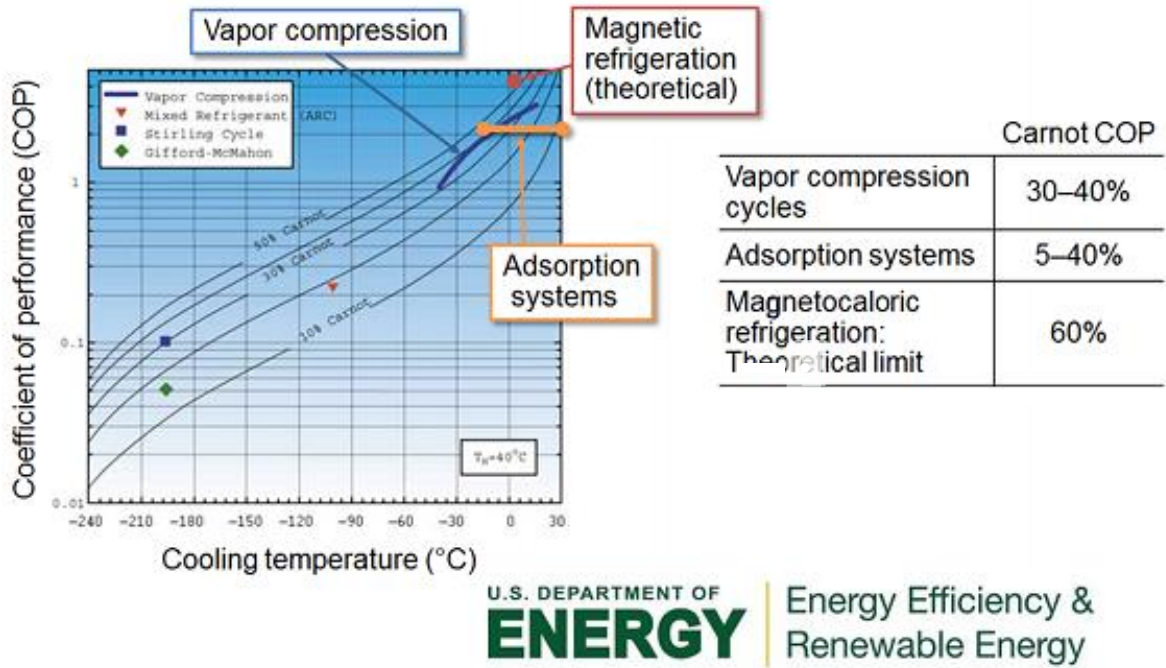


Figura 5.9 COP de las distintas tecnologías en función de la temperatura de refrigeración. [40]

### 5.3 Estado de la tecnología

Prototipos como BUA demuestran que a nivel de costos de operación puede llegar a ser competitiva a nivel industrial, donde los períodos de retorno de inversión esperados son, por lo general, más largos además de disponer de una mayor cantidad de capital capaz de acometer la inversión que requeriría un refrigerador magnético a gran escala. En los casos donde la relación entre costes de operación y costes de inversión sea grande, la refrigeración magnética será una alternativa real en un futuro cercano ya que como se ha demostrado en este trabajo, pueden obtenerse rendimientos considerablemente más altos que por ciclos de compresión.

En aplicaciones donde grandes variaciones de temperatura no son necesarias también tendrá más dificultades para llegar a ser una opción viable, ya que uno de los principales problemas que presentan la refrigeración magnética es su poca flexibilidad ante cambios de temperatura y carga térmica. Esto se debe principalmente a que en sistemas de compresión podemos regular el rango de temperaturas variando la presión de evaporación del refrigerante mientras que su equivalente en RM, la temperatura de Curie del material, no es regulable.

Aplicaciones como la conservación de medicamentos o la climatización geotérmica (donde el intercambio con la tierra reduce el rango de temperaturas necesario para la climatización) pueden ser otro campo donde la refrigeración magnética sea una alternativa viable

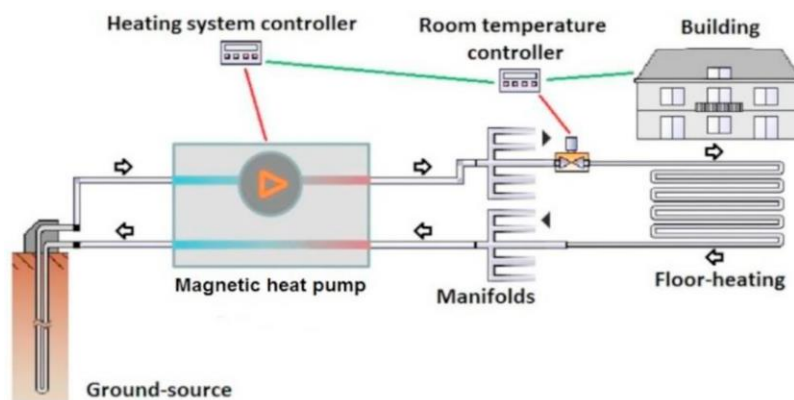


Figura 5.10 Bomba de calor tierra-agua para refrigeración y/o calefacción.[41]

Igualmente su aplicación de forma conjunta con otros efectos calóricos se está estudiando, el efecto barocalórico y electrocalóricos (variación de temperatura de los sólidos al variar la presión y el campo eléctrico, respectivamente) están siendo estudiados así como su combinación con el efecto magnetocalórico para obtener mayores respuestas de los materiales que permitan sistemas de refrigeración mas versátiles y mas eficientes.

## 6 CONCLUSIONES

En este apartado se realizará una comparación, tanto teórica como práctica entre los sistemas de refrigeración por compresión de vapor y los sistemas de RM a nivel de desempeño y costes. Finalmente se propondrán una serie de estudios posibles acerca del tema y una opinión personal.

### 6.1 Comparaciones

Realizar comparaciones entre sistemas de compresión de vapor y sistemas de refrigeración magnética es difícil, resultaría equivalente comparar entre automóviles propulsados por sistemas eléctricos o por sistemas de combustión, ya que sobre uno de los campos se dispone de mucha información (sistemas de compresión de vapor) y la tecnología está muy desarrollada mientras que del otro no se disponen tantos conocimientos, además de que las variables de comparación no son las mismas, sin embargo si que existen algunas materias comparables, sobre todo en el ámbito teórico.

- Rendimiento: En este apartado hay que diferenciar entre *rendimiento* y *potencial de rendimiento* de los sistemas magnéticos. El rendimiento de los sistemas magnéticos actualmente es bajo en comparación con los sistemas de compresión de vapor actuales sin embargo el rendimiento potencial, es decir si la tecnología estuviera más desarrollada, es mayor. La mayoría de los prototipos de RM presentan un COP con valores entre uno y tres mientras que la calificación energética más baja de un equipo de aire acondicionado (como ejemplo de una aplicación de un sistema de refrigeración) corresponde al tipo G mediante la legislación actual que supone un SEER [42] (ratio de eficiencia energética *estacional*) menor a 2,6,. Si consideramos el SEER como el rendimiento general de la máquina, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor con menores rendimientos están situados por encima del rendimiento de una máquina de refrigeración magnética media. El prototipo BUA sin embargo presenta valores de COP reales mayores a 9, por lo que si cumpliera los requisitos manteniendo dichos valores, sería un sistema calificado como A+++ compitiendo en eficiencia con la gama más alta siendo un prototipo de una tecnología aún en desarrollo.
- Variación en las condiciones de operación: El efecto magnetocalórico, al estar sujeto a una temperatura de transición de fase no regulable no admite tan bien los cambios en los parámetros de operación como los sistemas de compresión de vapor, que aunque a coste de bajar su eficiencia, pueden aumentarlo variando la presión del refrigerante lo que los hace mucho más flexibles a los distintos escenarios posibles.
- Contaminación y emisiones: la refrigeración magnética se considera una energía limpia ya que no emplean hidrofluorocarbonos (HFC). El fluido caloportador suele ser agua y el refrigerante es sólido por lo que no hay riesgo de fuga. Sin embargo la fabricación de los componentes más importantes si que implica una gran contaminación ya que la obtención de las materias primas de sus componentes principales si es muy contaminante.[42]

A continuación se realizará una comparación entre un sistema de refrigeración magnético y un sistema de refrigeración por compresión de vapor, la comparación, aún sin ser rigurosa, si que presenta un valor interesante que corresponde con el porcentaje de COP de carnot de la máquina. Este parámetro al depender de las temperaturas de cada ciclo, indica como de óptimo es el desempeño de cada uno de los sistemas en función del máximo realizable.

- Como representación del prototipo magnético se tomará el prototipo BUA, suponiendolo completamente equipado, es decir suponiendo una potencia de refrigeración  $15kW$  para ese misma diferencia de temperatura y ese rendimiento. Esta suposición no se alejaría demasiado de la realidad ya que BUA opera con un ciclo Brayton AMR, por lo que cada uno de los regeneradores realizaría un ciclo termodinámico equivalente al ya medido y su rendimiento y variación temperaturas no serían muy distintos de los ya publicados[43]

- Como representación de refrigeradores por compresión de vapor se ha elegido un equipo de potencia similar a la estimada y declarada del prototipo BUA ,una enfriadora aire-agua de la marca Carrier modelo 30RBV-017 de potencia nominal a plena carga de  $15kW$  como modelo ejemplo de refrigerador industrial que opera con R410a como refrigerante.[44]

<i>Variables</i>	<i>Enfriadora Carrier 30RBV-017</i>	<i>Prototipo BUA (completamente equipado)</i>
<i>Potencia de refrigeración(W)</i>	15600	15000
<i>Variación de temperatura(°C)</i>	28	21,4
<i>Temperatura foco frío(°C)</i>	7	-0,15
<i>Temperatura foco caliente(°C)</i>	35	21,5
<i>COP Carnot</i>	11	16,8
<i>COP</i>	3,3	9,7
<i>%COP Carnot</i>	30%	58%
<i>Consumo eléctrico(W)</i>	4727	1546
<i>Precio(€)</i>	8350	~30000
<i>Precio/potencia de refrigeración (€/Wrefrigeración)</i>	0,535	~2

Tabla 6.1 Comparación enfriadora Carrier y prototipo BUA, ambos con potencias de refrigeración similares

El COP de Carnot de la enfriadora se ha calculado mediante las temperaturas de condensación y evaporación marcadas por las condiciones EUROVENT. El precio de la enfriadora es el del equipo, sin ninguna opción de instalación ni mantenimiento.[45]

Los costos del prototipo se han supuesto en base a las estimaciones realizadas por wattio de refrigeración. Cabe decir que dicha estimación es optimista el precio por wattio de refrigeración utilizado para calcularla corresponde a una frecuencia de operación de 1 Hz, mientras que la frecuencia del prototipo BUA es de 0,25.

En la tabla queda reflejada (aún teniendo en cuenta las estimaciones realizadas) la mayor ventaja y el mayor contra de los sistemas de refrigeración magnéticos; un % COP de Carnot mucho mayor que las máquinas de refrigeración por compresión de vapor, es decir, una mayor potencia frigorífica por cada wattio consumido pero a modo de contra una menor variación de temperatura junto a un coste de adquisición cuatro veces mayor (con estimaciones optimistas).

## 6.2 Opinión personal y estudios posibles

Mis expectativas acerca del futuro de los sistemas de refrigeración magnéticos son moderadas, la refrigeración magnética a día de hoy no es una alternativa viable a la compresión mecánica en ningún escenario, si bien es cierto que el estudio de los RM a temperatura ambiente es “joven” y no puede competir con una tecnología que ha sido optimizada durante los últimos 100 años, parte de los primeros artículos sobre el tema consultados para la realización de este estudio auguraban un escenario mucho más optimista para la actualidad que en el que nos encontramos. Actualmente la refrigeración magnética parece mucho más destinada a aplicaciones muy concretas que a sustituir por completo a los ciclos por absorción o por compresión. Los grandes costos de inversión y la limitación en el rango de temperaturas limitan a los sistemas de refrigeración magnéticos de tal forma que, a día de hoy, solo tendrían sentido en grandes aplicaciones industriales, donde un mejor rendimiento y por tanto un menor consumo justifiquen la inversión y permitan que el período de retorno de la misma no se alargue demasiado.

La refrigeración magnética comercial tardará años en llegar, su desarrollo se verá influenciado en gran parte por el precio de las materias primas y este depende en gran medida del desarrollo de otras tecnologías también relacionadas con la transición energética como el vehículo eléctrico o la energía eólica o hidráulica.

La mejora y el desarrollo de la refrigeración basada en el efecto magnetocalórico vendrá determinada por los avances en los diferentes campos que abarca, ya que es una tecnología enormemente multidisciplinar. Todo los campos que abarca son dignos de estudio, tanto a nivel de TFG como a nivel de tesis o trabajos de fin de master. Desde un punto de vista ingenieril, hay varios campos de estudio sobre la tecnología, cada uno relacionado con una rama de la ingeniería: estudios sobre nuevos materiales magnetocalóricos y la medición del efecto son posibles trabajos de fin de grado relacionados con la rama de ingeniería de los materiales; el estudio sobre los distintos ciclos termodinámicos magnéticos, la eficiencia y el funcionamiento general de los sistemas RM, la modelización y estudio de los distintos mecanismos de transferencia calor que se dan en el refrigerador, el estudio de las distintas geometrías y diseño de los intercambiadores y el regenerador corresponderían a la ingeniería energética; el control, la sincronización y monitorización de las distintas variables del sistemas corresponderían a la rama de automática...

Centrándonos en la rama de la ingeniería energética, la realización de modelos más exactos que incluyan y modelen mejor las pérdidas y la transferencia de calor en los sistemas magnéticos ayudaría a comprender por qué no se alcanzan los valores de eficiencia teóricos y donde habría que poner el foco en los diseños para obtener mejores rendimientos. Igualmente los estudios sobre la distinta geometría de regeneradores resultan interesantes ya que todos los intercambiadores de calor comunes actúan como agente intermedio en la transferencia, y por tanto su geometría está optimizada para ello, sin embargo en los AMR el intercambiador actúa al mismo tiempo como refrigerante e intercambiador y quizá se requieran otro tipo de geometrías.



## REFERENCIAS

- [1] Comisión Europea, “Estrategia de la UE relativa a la calefacción y la refrigeración,” p. 15, 2016.
- [2] D. Mayclin, “Air conditioning accounts for about 12% of U.S. home energy expenditures,” *U.S. Energy Information Administration, Independent Statistics & Analysis*, 2018. [Online]. Available: <https://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=36692>. [Accessed: 21-Oct-2020].
- [3] A. Smith, “Who discovered the magnetocaloric effect? Warburg, Weiss, and the connection between magnetism and heat,” *Eur. Phys. J. H*, vol. 38, no. 4, 2013, doi: 10.1140/epjh/e2013-40001-9.
- [4] R. Caballero Flores, “Efecto magnetocalórico en materiales con transiciones de fase de segundo orden: Optimización de la capacidad de refrigeración,” p. 2, 2011.
- [5] N. A. de Oliveira and P. J. von Ranke, “Theoretical aspects of the magnetocaloric effect,” *Phys. Rep.*, vol. 489, no. 4–5, pp. 89–159, Apr. 2010, doi: 10.1016/J.PHYSREP.2009.12.006.
- [6] J. M. A. L. Andrés, “Propiedades magnetocalóricas y transiciones de fase en manganitas y aleaciones de SmCoFe,” p. 85, 2015.
- [7] V. Franco, J. S. Blázquez, J. J. Ipus, J. Y. Law, L. M. Moreno-Ramírez, and A. Conde, “Magnetocaloric effect: From materials research to refrigeration devices,” *Prog. Mater. Sci.*, vol. 93, pp. 112–232, 2018, doi: 10.1016/j.pmatsci.2017.10.005.
- [8] L. Tocado Martínez, *Colección de Estudios de Física 73 Estudio termo-magnético de materiales con efecto magnetocalórico gigante*. .
- [9] “The thermodynamics of magnetocaloric energy conversion,” *Green Energy Technol.*, vol. 179, pp. 1–21, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-08741-2\_1.
- [10] J. Hoyos and J. Velásquez, “Principios termodinámicos de la refrigeración magnética,” *Dyna*, vol. 73, no. 149, pp. 95–105, 2006.
- [11] A. Kitanovski, J. Tušek, U. Tomc, U. Plaznik, M. Ožbolt, and A. Poredoš, “Magnetocaloric Energy Conversion,” *Green Energy Technol.*, vol. 179, no. Mcm, pp. 167–210, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-08741-2.
- [12] J. L. García, “Desarrollo de un sistema de medida del efecto magnetocalórico,” 2014.
- [13] J. Romero Gomez, “Universidad de a coruña,” p. 175, 2013.
- [14] “Active magnetic regeneration,” *Green Energy Technol.*, vol. 179, pp. 97–166, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-08741-2\_4.
- [15] “Magnetocaloric fluids,” *Green Energy Technol.*, vol. 179, pp. 167–210, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-08741-2\_5.
- [16] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino, “A numerical analysis of an active magnetic regenerative refrigerant system with a multi-layer regenerator,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 1, pp. 97–107, Jan. 2011, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2010.06.048.
- [17] K. A. Gschneidner, V. K. Pecharsky, and A. O. Tsokol, “Recent developments in magnetocaloric materials,” *Reports Prog. Phys.*, vol. 68, no. 6, p. 1479, May 2005, doi: 10.1088/0034-4885/68/6/R04.
- [18] A. Gschneidner, V. K. Pecharsky, and A. O. Tsokol, “Recent developments in magnetocaloric materials,” *Reports Prog. Phys.*, vol. 68, no. 6, pp. 1479–1539, 2005, doi: 10.1088/0034-4885/68/6/R04.
- [19] B. O. Bolaji, “Theoretical assessment of new low global warming potential refrigerant mixtures as eco-friendly alternatives in domestic refrigeration systems,” *Sci. African*, vol. 10, p. e00632, Nov. 2020, doi:

- 10.1016/J.SCIAF.2020.E00632.
- [20] “Magnetocaloric materials for freezing, cooling, and heat-pump applications,” *Green Energy Technol.*, vol. 179, pp. 23–37, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-08741-2\_2.
- [21] T. Lei, K. Engelbrecht, K. K. Nielsen, and C. T. Veje, “Study of geometries of active magnetic regenerators for room temperature magnetocaloric refrigeration,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 111, pp. 1232–1243, Jan. 2017, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2015.11.113.
- [22] “Magnetic field sources,” *Green Energy Technol.*, vol. 179, pp. 39–95, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-08741-2\_3.
- [23] B. Monfared and B. Palm, “Material requirements for magnetic refrigeration applications,” *Int. J. Refrig.*, vol. 96, pp. 25–37, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.08.012.
- [24] E. P. Furlani, “Materials,” *Perm. Magn. Electromechanical Devices*, pp. 1–72, Jan. 2001, doi: 10.1016/B978-012269951-1/50002-4.
- [25] Z. G. Zheng, H. Y. Yu, X. C. Zhong, D. C. Zeng, and Z. W. Liu, “Design and performance study of the active magnetic refrigerator for room-temperature application,” *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 1, pp. 78–86, Jan. 2009, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2008.06.004.
- [26] “Halbach Arrays.” [Online]. Available: <https://www.kjmagnetics.com/blog.asp?p=halbach-arrays>. [Accessed: 01-Sep-2021].
- [27] “Design issues and future perspectives for magnetocaloric energy conversion,” *Green Energy Technol.*, vol. 179, pp. 331–366, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-08741-2\_8.
- [28] R. Bjørk, C. R. H. Bahl, A. Smith, and N. Pryds, “Review and comparison of magnet designs for magnetic refrigeration,” *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 3, pp. 437–448, May 2010, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2009.12.012.
- [29] J. Tušek, A. Kitanovski, I. Prebil, and A. Poredoš, “Dynamic operation of an active magnetic regenerator (AMR): Numerical optimization of a packed-bed AMR,” *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 6, pp. 1507–1517, Sep. 2011, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2011.04.007.
- [30] L. A. Tagliafico, F. Scarpa, F. Valsuani, and G. Tagliafico, “Preliminary experimental results from a linear reciprocating magnetic refrigerator prototype,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 52, no. 2, pp. 492–497, Apr. 2013, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2012.12.022.
- [31] M. Balli *et al.*, “A pre-industrial magnetic cooling system for room temperature application,” *Appl. Energy*, vol. 98, pp. 556–561, Oct. 2012, doi: 10.1016/J.APENERGY.2012.04.034.
- [32] K. Engelbrecht *et al.*, “Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator,” *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 6, pp. 1498–1505, Sep. 2012, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2012.05.003.
- [33] B. Huang *et al.*, “Development of an experimental rotary magnetic refrigerator prototype,” *Int. J. Refrig.*, vol. 104, pp. 42–50, Aug. 2019, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2019.04.029.
- [34] P. Nikkola, C. Mahmed, M. Balli, and O. Sari, “1D model of an active magnetic regenerator,” *Int. J. Refrig.*, vol. 37, no. 1, pp. 43–50, Jan. 2014, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2013.09.026.
- [35] A. -Tušek, J. -Poredoš, A. Alen Šarlah, and -Jaka Tušek -Alojz Poredoš, “Comparison of Thermo-Hydraulic Properties of Heat Regenerators Applicable to Active Magnetic Refrigerators,” *Strojniški vestnik-Journal Mech. Eng.*, vol. 58, pp. 16–22, 2012, doi: 10.5545/sv-jme.2010.250.
- [36] “Economic aspects of the magnetocaloric energy conversion,” *Green Energy Technol.*, vol. 179, pp. 367–393, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-08741-2\_9.
- [37] “Neodimio - Contrato De Futuros - Precios.” [Online]. Available: <https://es.tradingeconomics.com/commodity/neodymium>. [Accessed: 01-Sep-2021].
- [38] “• Rare earth oxide gadolinium oxide price globally 2009-2025 | Statista.” [Online]. Available: <https://www.statista.com/statistics/450160/global-reo-gadolinium-oxide-price-forecast/>. [Accessed: 01-Sep-2021].
- [39] A. T. D. Nakashima *et al.*, “A magnetic wine cooler prototype,” *Int. J. Refrig.*, vol. 122, pp. 110–121,

- Feb. 2021, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2020.11.015.
- [40] A. M. Momen, “Magnetocaloric Refrigerator Freezer,” *U.S. DoE Build. Technol. Off. Peer Rev. Effic. Renew. Energy*, p. 21, 2014.
- [41] Y. Zhang, J. Wu, J. He, K. Wang, and G. Yu, “Solutions to obstacles in the commercialization of room-temperature magnetic refrigeration,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 143, p. 110933, Jun. 2021, doi: 10.1016/J.RSER.2021.110933.
- [42] “REGLAMENTOS REGLAMENTO DELEGADO (UE) N o 626/2011 DE LA COMISIÓN de 4 de mayo de 2011 por el que se complementa la Directiva 2010/30/UE del Parlamento Europeo y del Consejo en lo que respecta al etiquetado energético de los acondicionadores de aire,” 2011.
- [43] S. Lionte, M. Risser, and C. Muller, “A 15kW magnetocaloric proof-of-concept unit: Initial development and first experimental results,” *Int. J. Refrig.*, vol. 122, pp. 256–265, Feb. 2021, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2020.09.019.
- [44] R. Oficial, P. Espa, and D. E. B. Elektronik, “carrier-tarifa-de-precios-oct18,” 2007.
- [45] “Certified product directory | Eurovent Certita Certification.” [Online]. Available: [https://www.eurovent-certification.com/es/advancedsearch/result?program=LCP-HP&product\\_type=LCP%2FA%2FP%2FC&brand%5B%5D=CARRIER&keyword=30RBV017&range%5B%5D=AquaSnap\\_30RBV%2FRQV#access-results](https://www.eurovent-certification.com/es/advancedsearch/result?program=LCP-HP&product_type=LCP%2FA%2FP%2FC&brand%5B%5D=CARRIER&keyword=30RBV017&range%5B%5D=AquaSnap_30RBV%2FRQV#access-results). [Accessed: 07-Sep-2021].



