

Instituto Tecnológico de Costa Rica
Vicerrectoría de Investigación y Extensión
Dirección de Proyectos
Informe final de proyectos de investigación y extensión

Este informe consta de dos documentos que deben entregarse en conjunto: Documento 1, que constituye un informe técnico sobre los resultados obtenidos en el proyecto o actividad; Documento 2, en donde deben presentarse todos aquellos problemas técnicos y administrativos que hayan afectado el desarrollo del proyecto o actividad y sus resultados.

En ambos documentos debe cumplirse con la totalidad de los apartados indicados, salvo que se especifiquen como opcionales.

DOCUMENTO 1

Debe presentarse un impreso debidamente empastado y un digital que debe ser un único archivo en formato PDF.

Instituto Tecnológico de Costa Rica
Escuela de Ingeniería en Producción Industrial
Escuela de Ciencia en Ingeniería de los Materiales

Informe Final

Proyecto de investigación

Desarrollo y evaluación de un dispositivo de intercambio térmico con esponja
metálica como elemento de transferencia del calor

Ing. Marcela Meneses Guzmán, PhD
Ing. Bruno Chinè Polito, PhD
Ing. Mario Conejo Solís
Ing. Francisco Rodríguez Méndez, MSc

Junio 2024

Contenido

DOCUMENTO 1	1
1. Autores y direcciones	6
2. Resumen	6
3. Palabras clave	7
4. Introducción	8
Objetivo General:	8
Objetivos específicos (OE) y Productos	8
5. Seleccionar, elaborar y caracterizar las esponjas metálicas para el intercambiador de calor	9
5.1. Marco Teórico	9
5.2. Metodología	10
5.2.1 Espuma metálica de aluminio	11
5.2.2 Esponja metálica de cobre	13
5.3. Conclusiones	14
5.4. Referencias	15
6. Diseñar y construir el intercambiador con esponja metálica y su sistema experimental de prueba	17
6.1. Introducción	17
6.2. Diseño y fabricación del intercambiador de calor	21
6.3. Diseño y desarrollo del circuito experimental de prueba	28
6.4. Referencias	36
7. Modelar computacionalmente el flujo convectivo y la transferencia de calor del intercambiador con esponjas metálicas	38
7.1. Introducción	38
7.2. Hipótesis del modelo computacional	39
7.3. Ecuaciones gobernantes y modelo computacional	41

7.4	Resultados	43
7.5	Referencias	49
8.	Evaluar y caracterizar el intercambiador de calor con esponjas metálicas, mediante trabajo experimental	51
8.1.	Introducción	51
8.2.	Experimentos.....	52
8.3.	Resultados	52
8.3.1.	Temperaturas de entrada y de salida del agua y del aire para experimentos con uso de pasta térmica y esponja de cobre (Experimentos 4 y 5)	52
8.3.2.	Comparación de resultados entre Experimentos 1,4 y 5	56
8.3.3.	Comparación de resultados entre Experimentos 1, 2 , 3, 4 y 5	60
8.4.	Conclusiones	62
9.	Evaluar la eficiencia del intercambiador de calor mediante un modelo computacional validado 63	
9.1.	Introducción	63
9.2.	Modelación computacional del intercambiador de calor compacto	63
9.2.1	Intercambiador con tres tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, sin esponja metálica (caso a).....	64
9.2.2	Intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua y dos esponjas metálicas (caso d).....	68
9.2.3	Otros casos modelados del intercambiador de calor (caso c).....	72
9.3.	Modelación computacional de otras condiciones de operación del intercambiador de calor	73
9.3.1	Intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre y dos esponjas metálicas para transferencia de energía aire-aire.	74
9.3.2	Intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre y dos esponjas metálicas para transferencia de energía aire-aire, con variación de la temperatura del aire frio	76
9.4.	Conclusiones	77
9.5.	Referencias	78

10.	Evaluar la capacidad térmica de esponjas metálicas con propiedades magnetocalóricas como elementos intercambiadores de calor en un sistema de refrigeración magnética	79
10.1.	Introducción	79
10.2.	Marco Teórico.....	81
10.2.1	Efecto Magnetocalórico y Principios Termodinámicos	81
10.2.2	Regenerador Magnético Activo y ciclo magnético	82
10.2.3	Procesamiento de los regeneradores.....	85
10.2.4	Materiales Magnetocalóricos	86
10.2.5	Simulación computacional de sistemas de refrigeración magnética	89
10.2.6	MCM como capas delgadas o películas finas	90
10.3.	Metodología	91
10.3.1	Caracterización experimental	91
10.3.2	Diseño del circuito experimental.....	93
10.3.3	Modelado matemático-computacional	98
10.4.	Resultados experimentales y análisis	108
10.4.1	Análisis termo-mecánico en películas finas de $La(Fe,Co,Si)_{13}$	108
10.4.2	Delta Tad y Cp para diferentes MCM	111
10.4.3	Desempeño térmico de AMR con placas paralelas y medio poroso	112
10.4.4	Evaluación del comportamiento de varios AMR	116
10.5	Conclusiones	120
10.6	Referencias.....	122
11	Conclusiones Generales	127
12	Recomendaciones.....	130
13	Agradecimientos (opcional)	130

Código y Título del proyecto

Código: 5402-1351-2301

Nombre: Desarrollo y evaluación de un dispositivo de intercambio térmico con esponja metálica como elemento de transferencia del calor

1. Autores y direcciones

Equipo de trabajo

Marcela Meneses Guzmán, Coordinadora	Ingeniera, MSc, PhD
Bruno Chinè Polito	Ingeniero, MSc, PhD
Mario Conejo Solís	Ingeniero
Francisco Rodríguez Méndez	Ingeniero, MSc, estudiante de posgrado del Programa de Doctorado Académico en Ingeniería

Colaboradores Externos

Nombre y apellidos	Ente externo al que pertenece
Prof. Ing. Michele Monno, coordinador Ing. Valerio Mussi	Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Laboratorio Macchine Utensili e Sistemi di Produzione (MUSP) del Politecnico de Milan, Italia
Ing. Jose Scopelliti, coordinador Ing. Alejandro García.	Comisión Nacional de Energía Atómica, ENDE Dept.- INEND, Buenos Aires , Argentina
Dra. Franca Albertini, coordinadora Dr. Simone Fabbrici	CNR-Istituto dei Materiali per l'Elettronica ed il Magnetismo, Parma, Italia

2. Resumen

El consumo de energía en el mundo crece de continuo, acompañando el desarrollo tecnológico de nuestras sociedades modernas. Las investigaciones científicas y tecnológicas proponen soluciones y oportunidades para reducir la demanda de energía, como en el caso particular de los equipos para aplicaciones de Calentamiento, Ventilación y Aire Acondicionado, HVAC por su sigla en inglés. El componente principal de un equipo HVAC es el intercambiador de calor, quienes además juega un rol fundamental también en otras aplicaciones de carácter industrial, produciendo un impacto

significativo en la eficiencia energética, costos y dimensiones del sistema de intercambio térmico. Por lo tanto, la posibilidad de contar con un intercambiador de calor más eficiente y compacto es una alternativa interesante. En este proyecto se desarrolla un sistema de intercambio térmico compacto que introduce las esponjas metálicas como elementos para transferir el calor. La solución que se investiga mediante el proyecto es de aumentar la superficie de transferencia térmica usando materiales celulares, en particular espumas metálicas de celda abiertas o esponjas metálicas (*open cell metal foam* o *metal sponge*, en inglés). El propósito es brindar una alternativa a los sistemas de intercambio térmico que usan por ejemplo aletas a forma de láminas, de más compleja manufactura, y que requieren inversiones importantes en su mantenimiento. Se valora, además, la posibilidad de usar materiales celulares en el caso de la transferencia de calor que emplea efectos magnetocalóricos en los procesos de refrigeración magnética. En este último caso, el desarrollo de la investigación se realiza con el apoyo de un trabajo de Doctorado en Ingeniería, con una dedicación específica al tema del intercambio térmico con efectos magnetocalóricos.

En el proyecto se han usado dos métodos efectivos para evaluar los dispositivos de intercambio térmico, el trabajo experimental y las técnicas computacionales, apoyadas con enfoques que involucren competencias analíticas avanzadas, simulación y modelado virtual de componentes. Para los experimentos, se ha diseñado y construido el sistema del flujo al intercambiador, con accesorios e instrumentos para la adquisición de datos. Además, se ha diseñado y fabricado el componente principal del intercambiador, seleccionando esponjas metálicas y otros materiales. Se han planificado los experimentos y evaluado el desempeño térmico del sistema. Con los primeros resultados, se han realizado ajustes al intercambiador para su configuración final. Para el trabajo de modelación y simulación se han investigado los modelos computacionales de energía y flujo y usado software computacional (CAE) de última generación como es Comsol Multiphysics. Sucesivamente se ha desarrollado el modelo del dispositivo de intercambio térmico y simulado el intercambiador del sistema experimental con el propósito de validar los resultados computacionales. Mejorado el modelo, este se ha usado para simular otros casos de interés, evaluando el intercambiador en distintas condiciones que permitan establecer su eficiencia en términos más generales.

También, en el marco de este proyecto se ha presentado y desarrollado un modelo bidimensional de un regenerador magnetocalórico activo (AMR, por su sigla en inglés), construido con placas paralelas que albergan el material poroso e incorporando materiales magnetocalóricos. Una última parte de la investigación se ha centrado en la evaluación estadística de la capacidad térmica, eficiencia y desempeño energético del sistema de refrigeración magnética con AMR porosos, propuestos como elementos para el intercambio y la regeneración del calor.

3. Palabras clave

Esponjas metálicas, intercambiador de calor compacto, métodos computacionales y experimentales, refrigeración con efecto magnetocalórico.

4. Introducción

El presente documento se ha organizado por secciones, donde cada una de estas responde a un objetivo específico y el producto resultante. Para dar una referencia al lector, a continuación se describen el objetivo general, los objetivos específicos y productos y las referencias de la sección.

Objetivo General:

Desarrollar y evaluar un intercambiador térmico con esponjas metálicas como elementos de transferencia de calor.

Objetivos específicos (OE) y Productos

1. Seleccionar, elaborar y caracterizar las esponjas metálicas para el intercambiador de calor (Sección 5).

Productos: Esponjas metálicas caracterizadas para el intercambiador de calor.

2. Diseñar y construir el intercambiador con esponja metálica y su sistema experimental de prueba (Sección 6).

Productos: Intercambiador de calor con esponjas metálicas y sistema experimental de prueba.

3. Modelar computacionalmente el flujo convectivo y la transferencia de calor del intercambiador con esponjas metálicas (Sección 7).

Productos: Modelo computacional preliminar del intercambiador de calor con esponjas metálicas.

4. Evaluar y caracterizar el intercambiador de calor con esponjas metálicas, mediante trabajo experimental y virtual (Sección 8).

Producto: Intercambiador de calor caracterizado experimentalmente

5. Evaluar la eficiencia del intercambiador de calor mediante un modelo computacional validado (Sección 9).

Producto: Eficiencia del intercambiador de calor mediante un modelo computacional validado.

6. Valorar la capacidad térmica de esponjas metálicas con propiedades magnetocalóricas como elementos intercambiadores de calor en un sistema de refrigeración magnética (Sección 10).

Producto: Sistema de intercambio térmico para refrigeración con esponjas metálicas y efecto magneto calórico.

5. Seleccionar, elaborar y caracterizar las esponjas metálicas para el intercambiador de calor

5.1.Marco Teórico

En este proyecto se plantea desarrollar un sistema de intercambio térmico compacto y eficiente que introduzca esponjas metálicas como elementos innovadores de intercambio del calor. Como la resistencia térmica del lado del aire es un elemento dominante de los intercambiadores de calor, un método común es el de aumentar las superficies de intercambio térmico con aletas y láminas. En cambio, la solución que se desea investigar es la de aumentar la superficie de transferencia térmica con materiales celulares espumas metálicas de celda abiertas o esponjas metálicas [Ban01, Ban06, Ban07, Gar16, Lef08], en inglés *open cell metal foam* o *metal sponge* (Fig. 5.1). Las esponjas de aluminio o de cobre cuentan con alta conductividad térmica de la fase sólida metálica, por lo cual

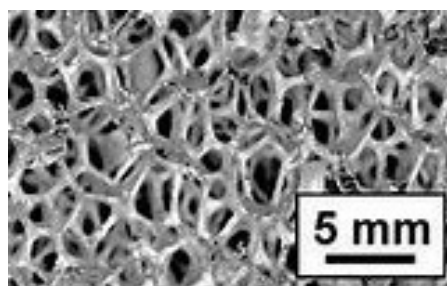


Figura 5.1. Material celular espuma metálica de celda abierta (*metal sponge*).

poseen propiedades muy aptas para este tipo de aplicaciones. Las espumas metálicas de celda abierta (o esponjas metálicas) son materiales interesantes con muchos usos potenciales. Estos materiales pueden ser usados para aumentar la transferencia de calor en muchas aplicaciones, tales como intercambiadores de calor criogénicos, sumideros de calor compactos e intercambiadores de calor compactos, como señalado por Lu *et al.* [Lu98]. Las esponjas metálicas se caracterizan por una estructura celular constituida por un metal (o por una aleación metálica) y poros comunicantes llenos de aire. Debido a su alta porosidad y gran área superficial intrínsecas [Boo03a], se considera que estos materiales puedan tener propiedades muy prometedoras para mejorar la eficiencia y minimizar peso y volumen de los nuevos intercambiadores de calor. En este caso, la complejidad del proceso de transferencia de calor convectivo y el número de parámetros que se deben analizar simultáneamente, requieren una actividad experimental preliminar muy amplia para poder diseñar componentes celulares con una calidad adecuada para los sistemas de transferencia de energía térmica. El desarrollo de modelos computacionales podría contribuir en la reducción de trabajos experimentales y costos, aunque el propósito es muy desafiante.

En la Fig. 5.1 se aprecian los pilares (*struts*) de las esponjas que se interconectan en los nodos, formando celdas y poros. Existen diferentes formas de esponjas, pero en aplicaciones térmicas se usan las que presentan pilares sólidos obtenidos por procesos de fundición, que asegura un aumento del coeficiente de intercambio térmico [Zha04]. Este tipo de esponja, inventada por la división de Materiales y Aero-Espacio de la sociedad ERG de USA en 1960, se obtiene con un proceso de manufactura de espumas metálicas de celda abierta basadas en una preforma orgánica [Ash14], generalmente poliuretano. En el caso de la esponja ERG, como el proceso de fabricación está influenciado por la gravedad, las celdas resultantes tienen forma ovalada. Otras esponjas (Alveotec, Constellium) se fabrican vertiendo metal fundido sobre un lecho de esferas solubles (esferas de sal o de arena con pegamento polimérico). Después de la solidificación del metal, las esferas se

eliminan con corrientes de agua. La esponja metálica que se crea con este proceso presenta celdas esféricas uniformes y además brinda interesantes propiedades estructurales y funcionales como alta porosidad (entre 80% y 95%), alta área de intersticios por unidad de volumen, buena absorción de energía por impacto, excelente mezcla del fluido debido a trayectorias muy tortuosas [TJo10], posibilidad de procesos de manufactura híbrida con diversos metales (Al, Cu) para formar paneles [Lev05] y diversas formas en 3D.

Respecto de la caracterización, es común describir las esponjas metálicas mediante el número de poros por pulgada lineal (PPI) y la porosidad volumétrica (volumen de poros en relación con el volumen total). La estructura de la esponja depende de la dirección en la cual se mide el PPI y se deberían reportar tres valores de este, uno para cada dirección espacial. Mahjoob y Vafai [Mah08] usan tres parámetros relacionados con el cociente superficie/volumen y tortuosidad de la esponja, es decir la porosidad volumétrica, el valor de PPI y el diámetro medio de la fibra (diámetro del pilar). El valor del cociente superficie/volumen se usa para interpretar físicamente los resultados experimentales [Cal00, Fou02] y comparar las esponjas metálicas a otras soluciones, por ejemplo las aletas corrugadas. Un método experimental que se puede usar para caracterizar las espumas es la observación con rayos X, en particular la microtomografía a RX, por ejemplo, para medir la conductividad térmica [Sol07] y caracterizar la microestructura porosa [Bau04, Sal10]. Otras técnicas posibles son los rayos gamma [Mor07, Men17] y el ultrasonido [Kat16, Kat17].

Para las aplicaciones térmicas de las esponjas, existe un gran número de parámetros que afecta la caracterización térmica del sistema, entre otros:

- a) tipo de esponja, es decir método de manufactura, espesor de la esponja;
- b) caracterización geométrica;
- c) orientación de la esponja en el sistema y condiciones de anisotropía de este material;
- d) métodos de adhesión/ensamble de la esponja a través de técnicas de pegamento epóxico altamente conductivo o de soldadura/brazado, el primero más fácil de realizar, pero con una resistencia de contacto mayor como demuestran Sekulic *et al.* [Sek14];
- e) métodos de corte, por ejemplo, el maquinado puede causar deformación plástica de los *struts* en las esquinas de la esponja, crear variaciones locales de porosidad y modificar las condiciones de pegado/contacto entre los sustratos;
- f) condiciones específicas del circuito experimental de estudio, efecto de la radiación, presencia de incrustaciones.

5.2. Metodología

Para la elaboración de los componentes térmicos con esponjas metálicas del intercambiador, se debe considerar que las esponjas presentan una estructura de tipo celular de celda abiertas que necesita métodos de fabricación, caracterización, unión y ensamble muy específicos. Los componentes deben mantener las características técnico-ingenieriles requeridas para la aplicación térmica, por ejemplo, presentar un grado de homogeneidad satisfactorio, permitir el flujo de los fluidos, favorecer la transferencia de calor, no sufrir deformaciones importantes, entre otros. Con base en estos requerimientos, se presentan dos alternativas: a) la primera es la producción en propio de las esponjas seleccionadas; b) la segunda es proceder a la adquisición de estas. En ambos casos, se deben fabricar posteriormente otros componentes del intercambiador de calor. Para la alternativa a), se puede recurrir a la colaboración internacional con los partners del proyecto, en el específico el Laboratorio MUSP del Politecnico de Milano (Italia). Las tecnologías disponibles en el laboratorio MUSP, para la producción de este material celular, se basan en métodos de producción de solamente espumas metálicas de aluminio, usando horno de convección y precursores mezclados a agentes espumantes. Para el caso b), la compañía ERG AeroSpace Co (USA) produce esponjas

metálicas de cobre y aluminio, usando la tecnología Duocel®, que representa uno de los mejores materiales celulares para este tipo de aplicaciones, de acuerdo con el estado del arte. Luego para elaborar los componentes térmicos con las esponjas metálicas, se puede hacer uso de métodos de corte específicos, por ejemplo, corte con chorro de agua o con electro-erosionadora de hilo caliente disponibles en el Laboratorio MUSP o eventualmente en el TEC. Finalmente se pueden unir a otros elementos, por ejemplo, plaquetas y tubos metálicos, mediante el uso de comunes pegamentos específicos con alta conductividad térmica o de más sofisticados métodos de brazado (*brazing*). En seguida se describe el trabajo realizado para el OE 1, comenzando con la producción y caracterización de espumas metálicas fabricadas en propio y sucesivamente con las adquiridas en el marco de este proyecto.

5.2.1 Espuma metálica de aluminio

En el Laboratorio MUSP, se manufactura una espuma metálica con celda cerrada mediante espumado en polvo (*powder compact melting technique*), utilizando precursores obtenidos con una aleación AlSi10 mezclada con polvo de hidruro de titanio (TiH_2) al 0.80% en peso [Rob22]. Los precursores en forma de largas barras, comercializados por la firma Aluligth® GmbH (Austria), han sido cortados y colocados en la cavidad de un molde de acero, de sección cuadrada de lado 166 mm y altura de 400 mm. Los precursores han sido posicionados dos planos de igual coordenada transversal Z y con la dirección de extrusión paralela a la dirección Y, en el sistema de referencia de la Fig. 5.2. El sucesivo proceso de expansión ha sido desarrollado mediante calentamiento del molde en un horno a convección de la firma Nabertherm®, colocando el molde con las caras cuadradas XY perpendiculares a la dirección de la gravedad Z. La temperatura y la velocidad de calentamiento has sido reguladas hasta alcanzar un valor de 680 °C. Sucesivamente se reduce la temperatura del molde siguiendo una rampa de enfriamiento, hasta la solidificación completa de la espuma metálica. El material celular de aluminio así obtenido puede ser utilizado directamente en aplicaciones mecánico-estructurales y, con ulteriores procesos de transformación, también en dispositivos de transferencia de calor y masa. En este último caso, una vez obtenida la estructura celular de celda cerrada, deben aplicarse procesos de transformación para obtener espumas con celdas abiertas (*open cell metal foams o sponge*), mediante corte de precisión usando chorro de agua o electro-erosionadora.

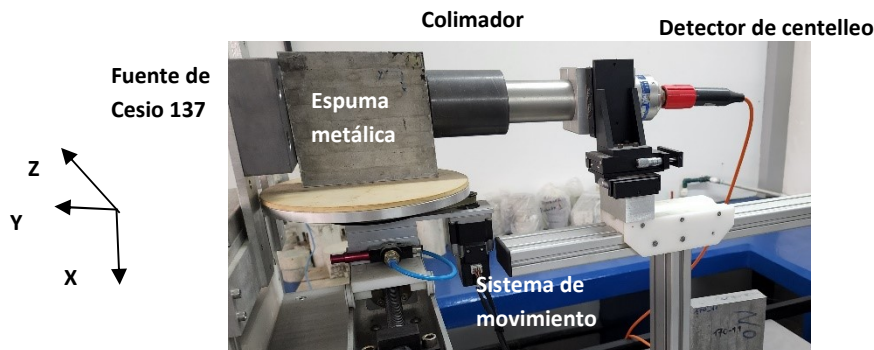


Figura 5.2. Sistema de referencia para la espuma metálica y equipo de caracterización con rayos gamma.

Durante el proceso de producción se pueden generar no homogeneidades a lo largo de la estructura del material [Ch17], como anisotropías, defectos relacionados con la distribución de tamaños de celda, forma no uniforme de la celda, variaciones en el espesor de la pared de la celda, presencia de

paredes dobles, celdas que faltan y los desajustes de la pared, celdas corrugadas o desviaciones como grietas, torceduras, culebreo, etc. Por lo tanto, es necesario caracterizar su estructura y propiedades, siendo que un indicador importante es la densidad. Esta puede medirse como una función a lo largo del espesor del material espumado brindando su perfil. Se puede comparar el perfil de densidad obtenido contra un perfil de densidad en control (o de referencia) para determinar si la estructura interna de la espuma corresponde o no a un material conforme. Bajo esta premisa, si se midieran sus propiedades térmicas, estos estarían dentro de los parámetros establecidos como de un material conforme. La caracterización de la espuma se basa en aplicar una metodología no paramétrica de monitoreo de perfiles no lineales que integre el uso de máquinas de soporte de regresión, métricas de caracterización de los perfiles y gráficos de control EWMA (*Exponentially Weighted Moving Average*) basados en rangos [Rob22].

Para obtener los datos de densidad, se emplea el procedimiento de medición descrito en [Rod17] que usa radiación electromagnética gamma proveniente de una fuente de Cesio 137 y el sistema automatizado de escaneo de la Fig. 5.2. La fuente de emisión colimada con piezas de plomo con agujero de 30.5 mm dirige la radiación gamma hacia la probeta y en el otro extremo un detector de centelleo de alta sensibilidad, también colimado con agujero de 23.0 mm, registra la intensidad de la radiación que atraviesa la muestra. La fuente y el detector tienen una posición fija, mientras que es la probeta la que se mueve mediante un sistema automatizado. En un material con espesor constante es posible medir los cambios de densidad; en cambio cuando la densidad del material es constante es posible detectar el espesor que el haz encuentra en su trayectoria. En el caso de las espumas metálicas, despreciando la radiación absorbida en los espacios vacíos de las celdas y asumiendo que la densidad del material sólido (AlSi10 y TiH_2) de las paredes de las celdas sea constante, la radiación atenuada es directamente función del espesor atravesado. Luego el registro de la intensidad de radiación absorbida por el material en diferentes puntos de la muestra, permite construir un perfil de intensidad cuya forma es equivalente a un perfil de densidad, que a su vez tiene relación con la porosidad del material celular.

La Figura 5.3 muestra la forma de los perfiles de la radiación gamma que es absorbida por la espuma metálica de AlSi10 (cuentas/segundo). El perfil de color rojo es medido para posiciones diferentes en coordenada X de la muestra, mientras que el de color azul es medido en diferentes posiciones a lo largo del eje Y de la muestra. La acumulación de material metálico en las regiones

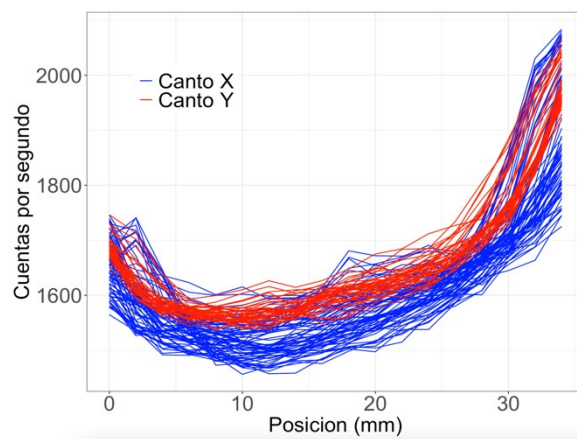


Figura 5.3. Perfil de la radiación gamma absorbida por espuma metálica de AlSi10 .

inferiores de la espuma que se origina durante el proceso de expansión del precursor, es evidente para valores bajos de absorción en dirección Z. En efecto, la influencia de la gravedad en el proceso de espumado provoca un fenómeno de drenaje de la fase líquida metálica hacia el fondo del molde provocando una disminución del tamaño de las celdas vacías y por lo tanto de la porosidad del material celular. Luego la forma de colocar los precursores sólidos en la cavidad del molde para ejecutar el proceso de espumado conlleva a valores diferentes de la atenuación de la radiación [Men17], indicando variaciones en la densidad de la espuma. La caracterización con ensayos no destructivos mediante escaneo gamma y la aplicación de técnicas no paramétricas de monitoreo de perfiles no lineales, permiten concluir que los perfiles de densidad presentan variabilidad; la variación es diferente si los perfiles se miden en forma paralela o perpendicular al acomodo de los precursores en el molde durante el proceso de espumado, indicando anisotropía en la estructura celular.

5.2.2 Esponja metálica de cobre

Las esponjas de cobre consideradas son las comercializadas por la compañía ERG AeroSpace Co (USA) que usa la tecnología Duocel® (<https://ergaerospace.com/copper-foam>). Las esponjas se caracterizan por una red tridimensional de ligamentos de cobre que forman celdas de tipo abiertas, con buena resistencia y muy buena conductividad térmica. Son muy aptas para aplicaciones donde se requiere alta conductividad y elevados valores de área superficial, por ejemplo, en intercambiadores de calor, superando las prestaciones de las esponjas de aluminio. Las propiedades principales son:

- elevada conductividad térmica
- elevada área superficial por unidad de volumen
- producción de turbulencia en el flujo de fluidos, que minimiza las capas límites y promueve la mezcla, aumentando las prestaciones térmicas
- forma y geometrías seleccionables que minimizan dimensiones y costos

En Tabla 5.1 se reportan los datos de las esponjas ERG Duocel® brindados por el fabricante.

Además, estas esponjas pueden ser maquinadas e integradas en un ensamble mediante uniones con pegamentos adhesivos, técnica de brazado y conexión mecánica.

Para el caso de las esponjas comerciales ERG Duocel®, se excluye la presencia de defectos, o variaciones importantes de la densidad o de su estructura, etc. que comportan la modificación de las propiedades físicas y en particular térmicas. Usando por lo tanto la información reportada por el fabricante, es posible caracterizar estos materiales, en particular determinar su densidad y conductividad térmica, como se indica a continuación.

- **Densidad**

Generalmente se especifica la densidad relativa ρ_r , la cual representa el porcentaje de un dado volumen ocupado por la estructura de la esponja. Esta magnitud se vincula a la porosidad específica ϕ o a cuanto aire se encuentra en el volumen considerado, así la porosidad es equivalente a $1 - \rho_r$. Por ejemplo, una esponja de cobre con densidad relativa de 8% tendrá una porosidad de 92%.

Tabla 5.1 Propiedades de las esponjas de cobre ERG Duocel®

Propiedad	Opciones comunes
Aleación de cobre	C10100
Poros por pulgada (PPI)	5,10,20,40
Densidad relativa	8-12%
Resistencia a compresión	0.903 MPa
Resistencia a tracción	6.9 MPa
Resistencia a cizalle	1.31 MPa
Módulo de elasticidad (compresión)	736 MPa
Módulo de elasticidad (tracción)	101.84 MPa
Módulo de cizalle	282 MPa
Calor específico	0.385 J/(g °C)
Conductividad térmica bulk	10.1 W/ (m °C)
Coefficiente de expansión térmica (en 0-100 °C)	1.1×10^{-5} m/(m °C)
Resistividad eléctrica bulk	6.5×10^{-5} ohm cm
Punto de fusión	1080 °C

- **Conductividad térmica**

La conductividad térmica total K de una espuma de celdas abiertas se calcula considerando cuatro componentes:

$$K = K_{solid\ ligaments} + K_{gas} + K_{gas\ convection} + K_{radiant}$$

donde:

$K_{solid\ ligaments}$ es la conductividad del arreglo 3D de los ligamentos solidos que forman la estructura de la esponja; este término se denomina también conductividad térmica bulk de la esponja. es la cantidad más grande y térmicamente dominante de los cuatro componentes y se puede calcular como:

$$K_{solid\ ligaments} = K_{solid} \times relative\ density \times 0.33$$

donde K_{solid} equivale a la conductividad térmica del material solido de los ligamentos, $relative\ density$ es la densidad relativa en %, y 0.33 representa un coeficiente que resulta de la estructura geométrica o tortuosidad de la esponja.

5.3. Conclusiones

A conclusión de la revisión efectuada con las actividades anteriores, se seleccionan las esponjas metálicas de cobre ERG Duocel®, para la construcción de los componentes del intercambiador de calor, debido a que:

- a) no requieren de ulteriores procesos de fabricación, contrariamente a las espumas de aluminio de celda cerrada;
- b) presentan mejores valores de conductividad térmica, respecto de las espumas de aluminio;
- c) brindan una estructura celular más homogénea que reduce la presencia de condiciones de anisotropía importante en sus propiedades;
- d) cuentan con una caracterización rigurosa brindada por el fabricante, especialmente en el caso de aquellas propiedades físicas para los cuales no se dispone de instrumentación de medición;
- e) pueden ser fácilmente maquinada e integradas en dispositivos mediante uniones, adhesivos, etc.
- f) su uso ha sido reportado en muchos trabajos científicos, concluyéndose que representan las mejores esponjas comerciales y de referencia para aplicaciones térmicas;
- g) tienen un costo moderado.

De las esponjas ERG Duocel® se escogen las de 40 PPI que presentan poros más pequeños, brindando el número mayor de poros por pulgada lineal, porosidad mayor y mayor área superficial por unidad de volumen.

5.4. Referencias

- [Ash14] Ashby, M. F., Evans, T., Fleck, N. A., Hutchinson, J. W., Wadley, H. N. G., & Gibson, L. J. Metal foams: a design guide. Elsevier, 2014.
- [Ban01] Banhart J., Manufacture, characterization and application of cellular metals and metal foams, Progress in Materials Science, 46, 559-632, 2001.
- [Ban06] Banhart J., Metal foams: production and stability, Advanced Engineering Materials, 8, 781-794, 2006.
- [Ban07] Banhart J., Metal foams—From fundamental research to applications, Frontiers in the Design of Materials, Universities Press (India) Limited, 279-289, 2007.
- [Bau04] Baumbach T., Helfen L., Schladitz K., Pernot P., Stanzik H. and Banhart J., High resolution microtomography and fast radiography for real time and in-situ characterization of porous microstructures, 16th World Conference on Non-destructive Testing, Montreal, 30 August- 3 September, 2004.
- [Boo03a] K. Boomsma, D. Poulikakos and F. Zwick, Metal foams as compact high performance heat exchangers, Mechanics of Materials, 35, 1161-1176, 2003.
- [Cal00] Calmide V. and Mahajan R., Forced convection in high porosity metal foams, Journal of Heat Transfer, 122, 557-565, 2000.
- [Chi17] Chiné B., Meneses-Guzmán M., Rodríguez-Méndez F. and Mussi V., Characterization of aluminium foams produced via a powder metallurgy route. In Proceedings of the 1st Iberic Conference on Theoretical and Experimental Mechanics and Materials/11th National Congress on Experimental Mechanics, 2017.
- [Fou02] Fourie J.G. and Du Plessis J.P., Pressure drop modelling in cellular metallic foams, Chemical Engineering Science, 57, 2781-2789, 2002.
- [Gar16] García-Moreno, F., Commercial Applications of Metal Foams: Their Properties and Production, Materials, 9(2), 85-112, 2016.
- [Kat16] Katchadjian, P., García, A., Brizuela, J., Camacho, J., Álvarez-Arenas, T. G., Chiné, B., & Mussi, V. (2017, February). Ultrasonic techniques for the detection of discontinuities in aluminum foams. In AIP Conference Proceedings (Vol. 1806, No. 1, p. 090018). AIP Publishing.
- [Kat17] Katchadjian P., Garcia A., Brizuela J., Britto I., Chiné B. and V. Mussi, Advanced nondestructive techniques applied for the detection of discontinuities in aluminum foams, QNDE- Review of Progress in Quantitative Nondestructive Evaluation, July 17-22, Salt Lake City, UT, USA, 2017.

- [Lef08] Lefebvre L.P., Banhart J. and Dunand D.C., Porous metals and metallic foams: current status and recent developments, *Advanced Engineering Materials*, 10, N. 9, 775-787, 2008.
- [Lev05] Novel fabrication technology for metal foams, *Journal of Advanced Materials*, 37, 60-65, 2005.
- [Lu98] T.J. Lu, H.A. Stone and M.F. Ashby, Heat transfer in open-cell metal foams, *Acta Materialia*, 46(10), 3619-3635, (1998).
- [Mah08] Mahjoob S. and Vafai K., A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 3701-3711, 2008.
- [Men17] Meneses-Guzmán M., Chiné B., Conejo-Solís M. y Mussi V. Caracterización y monitoreo del perfil de densidad de una espuma metálica, 13º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Lisboa, Portugal, 23-26 de Outubro de 2017.
- [Mor07] Moreira A. C., Appoloni C. R., Oliveira M. V. y. Fernandes C. P, Structural Characterization of Titanium Porous Foams by Gamma Rays Transmission and X Ray Microtomography, de International Nuclear Atlantic Conference, Santos, SP. Brazil, 2007.
- [Rob22] Robelo-Latorraca A., Meneses-Guzmán M., Chiné B., Monitoreo de perfiles de la intensidad de radiación absorbida por una espuma metálica, XV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, 22-24 de Noviembre, Madrid, España.
- [Rod17] Rodríguez-Méndez F., Meneses-Guzmán, M. B. Chiné-Polito B., y R. Pereira-Arroyo R., Desarrollo de un sistema automatizado de escaneo por radiación gamma, *Revista Tecnología en Marcha*, vol.32, nº3, 87-98, 2019.
- [Sal10] Salvo L., Suéry M., Marmottant A., Limodin A. and Bernard D., 3D imaging in material science: application of X-ray tomography, *Comptes Rendus Physique*, 11, 641-649, 2010.
- [Sek14] Sekulic D.P., Dakhoul Y.M., Zhao H. and Liu W., Aluminum foam compact heat exchangers: brazing vs thermal performance, *Proceed. of the Cellmat 2008 Conference*, 22 September 2014, Dresden, Germany.
- [Sol07] Solorzano E., Rodriguez-Perez M. A., Reglero J. A., De Saja J.A., Density gradients in aluminium foams: characterisation by computed tomography and measurements of the effective thermal conductivity, *Journal of Materials Science*, 42(8), 2557-2564, 2007.
- [TJo10] TJoer C., De Jaeger P., Huisseuine H., Van Herzeele S., Vorst N. and De Paepe M., Thermo-hydraulic study of a single row heat exchanger consisting of metal foam covered round tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 3262-3274, 2010.
- [Zha04] Zhao C., Lu T., Hodson H. and Jackson J., The temperature dependence of effective thermal conductivity of open-cell steel alloy foams, *Materials Science and Engineering A*, 367, 123-131, 2004.

6. Diseñar y construir el intercambiador con esponja metálica y su sistema experimental de prueba

6.1. Introducción

El propósito es brindar una alternativa a los sistemas de intercambio térmico, por ejemplo, a los que usan aletas a forma de láminas, que son de más compleja manufactura, requieren inversiones importantes en su mantenimiento y además poseen baja resistencia estructural. Los intercambiadores de calor son componentes esenciales en una gama amplia de aplicaciones para el manejo térmico, sea en usos domésticos que industriales. Estos dispositivos son cruciales pues tienen influencias en la seguridad, calidad ambiental y gasto de energía del intercambiador. En estos dispositivos, el aire es frecuentemente un fluido de trabajo [Sha03], debido a su simple disponibilidad, mientras otros fluidos son agua, aceite, líquidos refrigerantes, etc. La baja conductividad térmica del aire provoca una resistencia térmica del lado aire, la cual puede representar más del 80% de la resistencia térmica total de los intercambiadores de calor [He10]. De consecuencia, el reducir esta resistencia térmica puede brindar mejor eficiencia y disminución de costos, dimensiones, materiales y energía. Las investigaciones han llevado a mejoras importantes por medio de estudios sobre las propiedades del fluido, arreglo de flujos, selección de materiales y aumento del área de transmisión mediante aletas. En convección forzada, estas mejoras ayudan en maximizar el producto del coeficiente de coeficiente de transferencia de calor por la superficie de transferencia de calor por unidad de volumen y en la reducción de la caída de presión del lado del aire, implicando diferentes tipos de diseño de aletas en función del tipo de aplicación.

El actual estado del arte para ambientes no-corrosivos es el diseño de aletas sin interrupción, por ejemplo, aletas corrugadas y aletas fisuradas como los considerados por [Hui13] en la superficie de tubos. Algunas mejoras pueden ser obtenidas a través de elementos que generan vórtices, que colocados en la región de la estela del flujo pueden aumentar la transferencia de calor. En este caso se producen tres mecanismos de mejora de la transferencia de calor, una mejor mezcla de flujo, una reducción de la capa límite y en atraso en la separación del flujo desde la superficie del tubo. También, en la convección natural, se puede recurrir a la misma optimización, aunque el problema es más complejo, pues la resistencia al flujo puede afectar los valores de temperatura local y los coeficientes de transferencia térmica. Además, la radiación puede jugar un rol significativo. Aletas de tipo *pin* y las diferentes formas de aletas planas (en particular las aletas trapezoidales invertidas) pueden inducir más flujo de aire sobre un sistema térmico comparado al caso de las aletas planas rectangulares [Dog14]. Otras mejoras se pueden lograr con la misma orientación de las aletas, por ejemplo, con una disposición a campana. En otros casos se pueden hacer las aletas porosas mediante perforaciones y en este sentido el proceso de optimización de las aletas convencionales conduce al uso de medios porosos. Otra tecnología experimentada es la fabricación de un intercambiador con una estructura para el intercambio de calor de tipo entramada o reticulada [HoJ20], usando el proceso SLM (*selective laser melting*) a partir de una aleación en polvo de aluminio AlSi10Mg. En la estructura se implementan repeticiones de celdas unitarias Rhombi-Octet de diversas dimensiones de celdas, con las cuales se construye la matriz porosa. Los resultados obtenidos demuestran que es posible usar tecnologías de impresión 3D para fabricar matrices porosas metálicas. Otro medio poroso que se puede usar como intercambiador de calor de tipo compacto es el lecho de esferas empaquetadas, con una porosidad de alrededor del 60% [Lag08]. De acuerdo con la revisión de la literatura científica desarrollada en el marco del OE1, otra interesante estructura celular o porosa que es posible incorporar en la manufactura de un dispositivo de intercambio térmico compacto es la espuma metálica de celdas abiertas o esponja metálica, ampliamente descrita en [Ban01, Ban06, Ban07, Gar16, Lef08]. En efecto, desde hace unos años en literatura existen muchos trabajos científicos sobre este tipo de aplicaciones, sobre todo del

momento que ha sido posible adquirir la esponja metálica en el comercio o fabricarla mediante métodos metalúrgicos comunes. A continuación, se brinda una revisión bibliográfica de algunos de estos trabajos que introducen el material esponja metálica en un intercambiador de calor y proponen algunas tipologías de sistemas térmicos experimentales para evaluar el desempeño.

Los autores Feng *et al.* [Fen14] brindan un estudio experimental y numérico sobre un dispositivo de intercambio térmico construido con aletas y sumideros de esponjas metálicas sujetas a un chorro de aire frío suplido por un ventilador. Se usan esponjas de aluminio con porosidad de 96.3% y 8 PPI (*pores per linear inch*) y placas de aletas con espesor de 2 mm, variando la altura de las esponjas y los caudales del aire. Las mediciones de los flujos se llevan a cabo mediante un sistema de placa y orificio, las temperaturas de los ensayos se miden mediante termocuplas y los datos se recolectan mediante un sistema de adquisición digital. Respecto del diseño del dispositivo, una conclusión importante se da sobre el tipo de unión entre los soportes metálicos que sostienen las esponjas y estas mismas. Se demuestra que el material adhesivo usado mejora la transferencia de calor para espesores grande de las esponjas de aluminio, pues promueve el mecanismo de conducción térmica desde el soporte hacia estas, sin embargo, introduce una resistencia térmica no despreciable en el caso de pequeños espesores de esponjas.

Chumpia y Hooman [Chu15] construyen un conjunto de intercambiadores de calor revistiendo unos tubos cilíndricos con esponjas metálicas de diversos espesores. Además, los autores desarrollan un circuito experimental para analizar el desempeño térmico y las pérdidas de presión de aire que fluye en flujo cruzado sobre las esponjas. Las pruebas se desarrollan en un túnel de viento donde se instalan unos tubos de Pitot para la medición de los flujos de aire. El fluido caliente es una mezcla en volumen de 1 parte de glicol y 2 partes de agua que se mantiene a 75 °C en una unidad de calentamiento, mientras que sus temperaturas de entrada y salida del intercambiador se miden mediante dos termocuplas de tipo K. El sistema experimental registra digitalmente las temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos desde el intercambiador, así como los caudales y las pérdidas de presión.

Canales rectangulares llenos parcialmente de esponjas metálicas de aluminio, como elementos de transferencia de calor acompañada de una simultánea caída de presión del aire en un sistema de convección forzada, han sido fabricados e investigados por [Sen16]. Los investigadores posicionan las esponjas en los canales en la región inicial de desarrollo térmico, mediante cuatro alternativas: a) la primera, llenando el canal completamente; las otras tres, usando una sección de ataque frontal del fluido hacia la esponja metálica según los siguientes casos: b) de tipo convexa, c) de tipo cóncava; d) de tipo triangular. Se usan esponjas con 10 y 20 PPI y para el movimiento forzado del aire se recurre a un ventilador centrífugo con un convertidos de frecuencia para el control de la velocidad del fluido, obteniendo regímenes de flujo laminar y turbulento. El calentamiento de las esponjas se realiza mediante una hoja de acero inoxidable de espesor 0.02 mm, conectada a un sistema de alimentación eléctrico de corriente directa, alimentando un flujo de calor igual a 2865 W/m². Los valores de temperatura en el circuito de prueba se obtienen mediante termocuplas de tipo K con un error de ± 0.6 % y con una cámara de imágenes térmicas de rango 0-650 °C y precisión igual a ± 2 °C. Los valores de presión en cambio se miden mediante manómetros diferenciales de diferentes rangos y resoluciones.

Otra tipología interesante de intercambiador de calor compacto se muestra en la Fig. 6.1 y se debe a Kim y Kim [Kim19] que usan esponjas de cobre y níquel, colocadas en un canal rectangular que contiene refrigerante R245fa. El refrigerante recibe calor de dos fluidos de agua caliente en un ciclo fluidodinámico cerrado. Las esponjas usadas son de 18 y 31 PPI para el caso del cobre y de 24 y 33 PPI para el caso del níquel, con porosidades que varían en el rango entre 0.87 y 0.93. El sistema experimental de alimentación y prueba se brinda en la Fig. 6.2 y considera cuatro diferentes circuitos: a) el del refrigerante; b) el lazo de la fuente de agua caliente; c) el circuito para enfriar el

agua; d) el circuito de precalentamiento del agua. El calentamiento del agua se realiza usando un boiler con resistencia eléctrica de 30-kWe, un controlador de temperatura y aislamiento térmico. El sistema se completa con instrumentación para la medición de las presiones y temperaturas en varios puntos del circuito, en particular se usan transductores para la presión y termocuplas para la temperatura. El sistema experimental de adquisición de los datos es de la firma National Instrument (NI) y las mediciones de flujo, temperatura y presión se gestionan mediante el software LabVIEW.

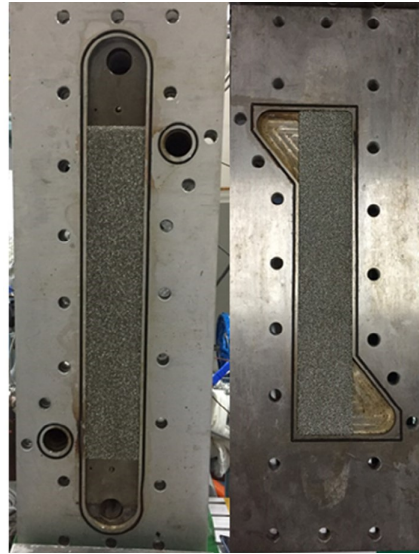


Figura 6.1. Intercambiador de calor compacto con canales llenos de espumas metálicas [Kim19].

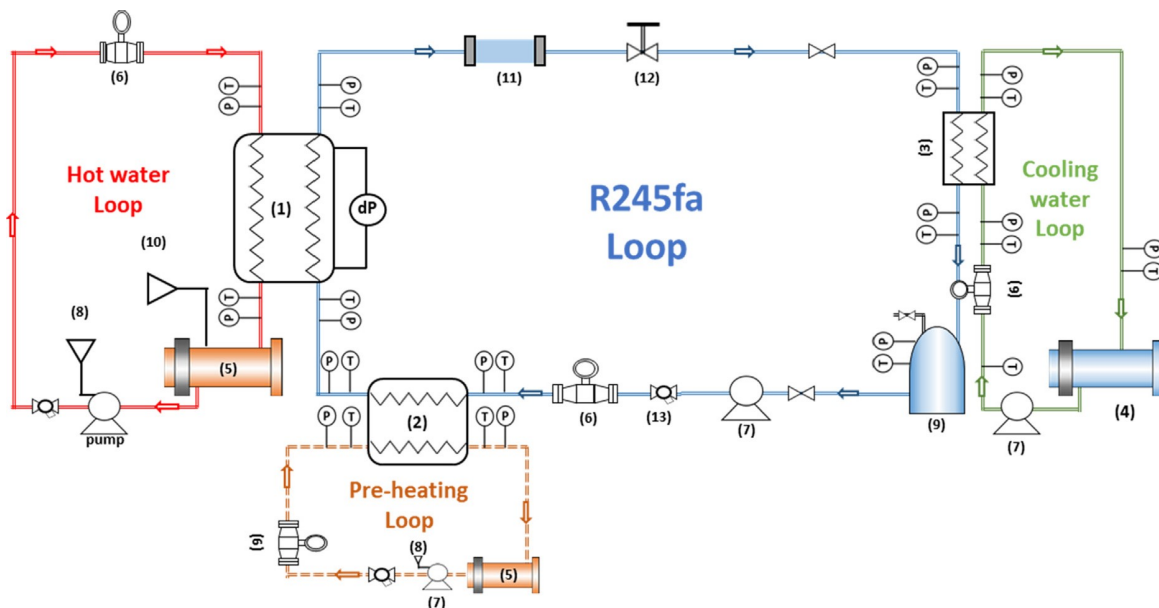


Figura 6.2. Circuito de pruebas experimentales usado en [Kim19] para estudiar el intercambiador de calor compacto de Fig. 6.2, compuesto por 4 lazos: a) el circuito central del refrigerante R245fa; b) el lazo de la fuente de agua caliente, en la izquierda; c) el circuito para enfriar el agua, en la derecha; d) el circuito de precalentamiento del agua en la parte inferior de la figura.

En el trabajo de Cancellara *et al.* [Can19] se analiza la pérdida de presión de aire en unas esponjas metálicas usadas para dispositivos de aire acondicionado tipo ventilador-serpentin (HVAC fan-

coils). Las pruebas consideran esponjas metálicas de aluminio y de nickel-cromo con porosidad mayor a 0.92 y un número de poros por pulgada de aproximadamente 10 PPI. El dispositivo experimental prevé un ventilador centrífugo con inverter para la alimentación del aire en un circuito de tipo lazo abierto, un medidor de flujo tipo orificio con manómetro diferencial y otro micro manómetro diferencial para las pérdidas de presión a través de la esponja. Una termocupla tipo K controla la temperatura del aire y la adquisición de los datos experimentales se realiza mediante el software LabVIEW. Una conclusión importante del trabajo es que existe un valor límite de la relación entre el espesor de la espuma y la dimensión de los diámetros de los poros, la cual influye los valores de pérdida de presión.

Un novedoso radiador tipo tubo de calor (*heat pipe*) para aplicaciones electrónicas, incorporando espumas metálicas de celda abierta es propuesto por Shenming *et al.* [She19]. El diseño considera el mejorar el intercambio de calor entre la sección del tubo donde se encuentra la fase condensada y el aire ambiental. Para simular la fuente de calor de las condiciones reales de funcionamiento, se fabrica un bloque de aluminio provisto de cuatro barras para el calentamiento eléctrico, controladas por un regulador de voltaje. Las mediciones de temperatura se obtienen mediante un arreglo de 18 termocuplas tipo T con una precisión de ± 0.5 °C y se envían en tiempo real a un procesador digital. Una conclusión importante de este diseño es que se logra reducir del 10% la resistencia térmica del radiador para esponjas metálicas con 5 PPI.

Uso de espumas metálicas funcionales de celda abierta, pero con porosidad variable, para ser usadas en pequeños intercambiadores de calor con convección forzada se proponen en [Tan19]. La aplicación es para celdas fotovoltaicas concentradas, donde la eficiencia del intercambio térmico disminuye en las regiones de salida del fluido y como solución se implementan esponjas de aluminio con porosidad que se reduce longitudinalmente a lo largo del flujo. El sistema térmico que brinda el calor presenta dimensiones muy reducidas con una sección cuadrada 30 mm por 30 mm, la cual se une a un dispersor de calor de aluminio de la misma sección y este a su vez a las esponjas metálicas de porosidad variable. Las esponjas de aluminio son de la firma ERG Aerospace Corp, tienen un número de poros por pulgada igual a 10 PPI, porosidad que varía entre 0.918 y 0.682, área superficial por unidad de volumen entre 809.1 y 3169.3 m²/m³ y permeabilidad entre 10.10×10^{-4} m² y 1.04×10^{-4} m².

Otro diseño que usa esponjas metálicas es este caso de cobre, se debe a Hamzah y Nima [Ham20] que añaden aletas de este material sobre las superficies de un intercambiador de doble tubo. El trabajo de estos autores es interesante, aunque no se refiere específicamente a intercambiadores de tipo compactos, por la descripción del sistema experimental de medición. Las aletas se construyen con esponjas de cobre de 40 PPI y se posicionan en la región anular entre los dos tubos, donde fluye aire, con un ángulo de 30 grados respecto de la sección de entrada del tubo mismo. En el tubo interior circula un flujo de agua caliente en circuito cerrado que es impulsado, desde un tanque de almacenamiento, mediante una bomba de presión equivalente a 5.5 m y regulado a través de válvulas. Este flujo se mide mediante un flujómetro con un rango de medición entre 1 y 7 litros/min. Además, en el circuito experimental se posiciona un ventilador para brindar un flujo de aire que se regula mediante válvulas y se mide usando un caudalímetro de rango 3÷40 m³/h. Las presiones se obtienen recurriendo a manómetros de tipo tubo en U, en correspondencia de las secciones de entrada y salida de los dos flujos presentes en el sistema. Para los valores de temperatura del circuito, se insertan diez termocuplas de tipo T en la pared del tubo con el propósito de obtener en perfil de temperatura a lo largo de este, completando con otra serie de termocuplas para el registro térmico de los valores relativos al aire y el agua.

Finalmente, otra aplicación de esponjas metálica de cobre para la manufactura de un intercambiador de calor compacto de placas (PHE, *plate heat exchanger*) se debe a Nilpueng *et al.* [Nil20], que construyen un sistema para mejorar el enfriamiento de equipos electrónicos de pequeña escala. Las

esponjas consideradas son tres, respectivamente de 30 PPI, 40 PPI y 50 PPI y se usan en un circuito experimental donde se transmite calor, de un flujo de agua caliente hacia otro de agua de enfriamiento con velocidad variable. El sistema experimental se compone de dos lazos, respectivamente para el agua caliente y el agua fría, un sistema de adquisición de datos, un calentador de potencia 3kW con control de temperatura para asegurar agua caliente desde un tanque de almacenamiento de 30 litros. Otro tanque del mismo volumen se usa para almacenar agua fría, la cual se mantiene en la temperatura deseada mediante dispositivos de enfriamiento-calentamiento controlados. Dos bombas centrifugas permiten la circulación de las dos corrientes de agua en contracorriente, que son medidas a través de dos rotámetros. La Fig. 6.3 brinda una vista del dispositivo térmico manufacturado con placas rectangulares de aluminio en el cual se encuentra la región interna para el intercambio de calor. Las dimensiones de la placa de intercambio térmico son longitud igual a 120 mm, ancho de 60 mm y espesor de 2 mm. Las esponjas cuadradas de cobre tienen una dimensión de 40 mm x 40 mm y un espesor igual a 2 mm y han sido fabricadas mediante un proceso de maquinado con descarga eléctrica (proceso EDM). Las esponjas, que se colocan hacia la corriente de agua fría presentan porosidad entre 0.932 y 0.933, densidad relativa entre 6.7 y 6.6 y área superficial por unidad de volumen entre $1416 \text{ m}^2/\text{m}^3$ y $1745 \text{ m}^2/\text{m}^3$. El intercambiador de placas que mejor se desempeña está constituido por el sector central entre las placas con una esponja de cobre de 50 PPI y operando con el valor mayor de velocidad del agua, la cual varía entre 0.26 y 0.42 m/s. En este caso se aumenta la transferencia de calor por efecto del aumento de la superficie de intercambio de las espumas (con un mayor valor de poros por pulgada igual a 50 PPI) y por la intensa mezcla turbulenta (con un mayor valor de velocidad igual a 0.42 m/s).

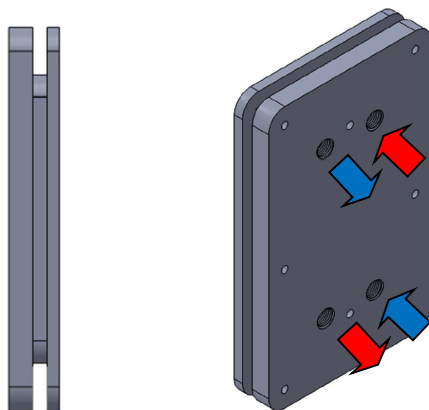


Figura 6.3. Intercambiador de calor de placas [Nil20]: en la izquierda, un esquema de las dos placas externas y de la interna, manufacturada con esponjas de cobre; en la derecha, una vista con la dirección del flujo de agua caliente en rojo y, en azul, el de agua fría en contracorriente

6.2. Diseño y fabricación del intercambiador de calor

Como adelantado en las secciones anteriores, se pretende diseñar un intercambiador de calor compacto que use esponjas metálicas como elementos de transferencia de calor. Este tipo de intercambiador debe asegurar una grande área de transferencia de calor por unidad de volumen del dispositivo, que reduzca su tamaño, peso, estructuras auxiliares, etc. También es deseable que disminuya posiblemente los requerimientos de energía y costos asociados, así como las condiciones del proceso térmico. Un requisito para el intercambiador es que debería alcanzar valores importantes del coeficiente de transferencia de calor convectivo también en correspondencia de

pequeñas secciones de flujo de los fluidos que intercambian calor. Las configuraciones básicas de los flujos que se desarrollan en el intercambiador son generalmente de tipo flujo cruzado, contracorriente o contracorriente multipaso [Ber11]. Las construcciones básicas que se usan normalmente son de tipo estructuras soldadas, estructuras que incorporan uniones selladas con empaques y últimamente manufacturas con impresión 3D.

En el caso del intercambiador compacto con superficies extendidas que aumentan el área de transferencia se debe poder contar con geometrías de las superficies aptas para elevar la densidad del área superficial, además de poder posicionarlas sea en el lado del fluido frío o en aquello del fluido caliente. Existen algunas consideraciones de diseño y operación, como el hecho que un fluido (generalmente aire) presenta un valor bajo del coeficiente de transferencia de calor convectivo, que los fluidos son normalmente limpios y no-corrosivos para ser usados en los pequeños canales de flujo del dispositivo, que la caída de presión ligada a la potencia de bombeo tiene algunas limitaciones y por lo tanto puede influenciar el mecanismo de intercambio térmico deseado o que existan complejidades en los recorridos de los fluidos en el interior del intercambiador. Otras limitaciones importantes pueden derivar de una mal distribución del flujo o de oscilaciones de este. Los intercambiadores de calor de tipo compacto deben asegurar áreas de transferencia superficial por unidad de volumen, por ejemplo, mayor que $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$, típica de los intercambiadores clásicos de tipo tubo y coraza. Además, para no crear resistencias térmicas importantes en el mecanismo de transferencia de calor, se prefiere el proceso de *brazing* para la unión de las superficies extendidas a los tubos que transportan los fluidos. De toda manera el proceso de *brazing* es relativamente caro y constituye una tecnología no siempre disponible. Como alternativa es posible recurrir a pastas (grasas) térmicas que permiten aumentar el contacto entre los tubos metálicos y las superficies extendidas.

Se pasa sucesivamente a la fase de diseño del intercambiador de calor compacto, usando la información recopilada anteriormente. Se toman en cuenta los siguientes criterios:

1. el intercambio de calor es entre agua caliente y aire frío, fluidos muy comunes y de simple gestión, previendo formas y dimensiones de los canales de alimentación en el dispositivo;
2. como el aire es el fluido que presenta menor coeficiente de transferencia de calor convectivo, comparado con el del agua, la esponja se debe colocar del lado del aire;
3. los valores de las magnitudes geométricas, los materiales, sus dimensiones, las conexiones presentes en el dispositivo, la presencia eventual de válvulas, reductores e instrumentos de medición deben responder a conceptos teóricos de mecánica de fluidos y transferencia de calor;
4. el diseño del intercambiador de calor compacto debe ser de fácil construcción, con limitación de los costos de manufactura;
5. es preferible que el dispositivo permita la realización de fáciles modificaciones durante el desarrollo del trabajo experimental;
6. el modo de ensamble de los elementos, en particular de los tubos metálicos y de la espuma metálica de celda abierta que será unida a estos, debe poderse realizar con los procesos tecnológicos disponibles a los investigadores;
7. con el propósito de limitar dimensiones y prototipos del dispositivo es preferible desarrollar un diseño modular del intercambiador.

Finalmente, se propone un intercambiador de calor compacto y modular que permite las siguientes cuatro configuraciones:

- a) intercambiador con tres tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, sin esponja metálica;
- b) intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, sin esponja metálica;
- c) intercambiador con tres tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, a contacto con una esponja metálica de cobre;
- d) intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, con dos esponjas metálicas de cobre a contacto, cada una, con tres tubos.

Sucesivamente se generan los planos del intercambiador mediante herramientas CAD, en particular el software SolidWorks versión 2022 de la firma Dassault Systemes (Francia), software de diseño que permite modelar piezas y ensamblajes en 3D y realizar los planos de los diversos componentes. Para el caso de la configuración c) anterior, una vista tridimensional del componente principal del intercambiador de calor compacto se muestra en la Fig. 6.4. En la figura aprecian los tres tubos

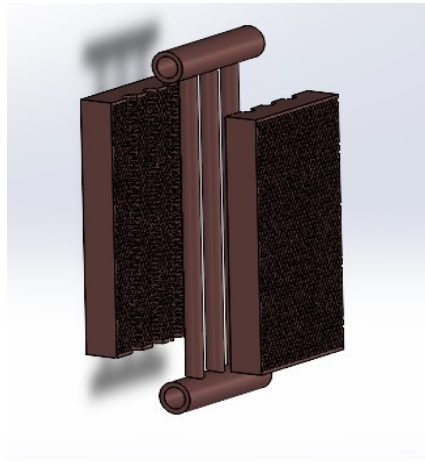


Figura 6.4. Componentes principales del intercambiador de calor con esponja metálica.

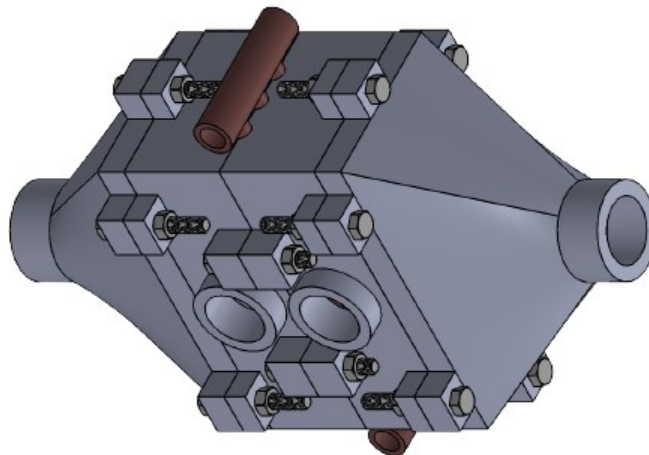


Figura 6.5. Vista 3D del intercambiador de calor con una sola esponja de cobre.

cilíndricos de cobre que transportan agua, provistos de una conexión a T superior e inferior, respectivamente para la entrada y la salida del fluido. Además, se muestran las dos mitades de la esponja de cobre que se unen a los tubos para mejorar la transferencia de energía hacia el aire. Este último fluye a través del material celular, en un régimen de flujo cruzado respecto de los tubos cilíndricos. La sucesivas Fig. 6.5 y 6.6 brindan una vista 3D del intercambiador de calor, donde se evidencian las conexiones cilíndricas a T de los tubos de cobre, las secciones cilíndricas de las extremidades del dispositivo para la entrada y salida del aire y las dos aperturas centrales para la instalación de los sensores de medición. En cambio, la Fig. 6.7 brinda el intercambiador de calor

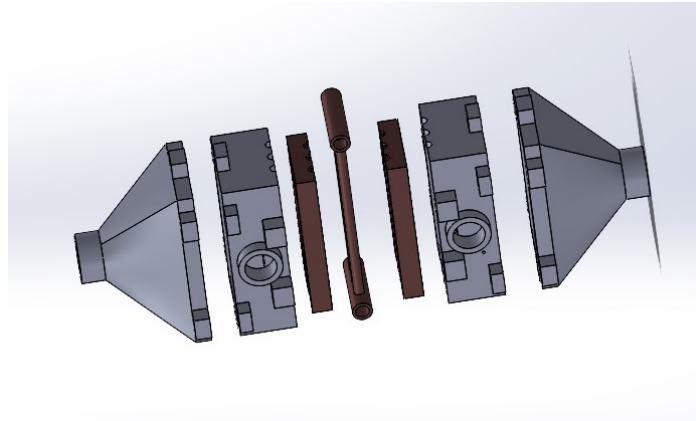


Figura 6.6. Modelo en SolidWorks de todas las secciones del intercambiador (configuración c), con la presencia de los tres tubos centrales de cobre para la circulación del agua y la esponja metálica (dividida en dos secciones) a contacto con estos.

modular de la configuración d) precedente, donde en su interior son ahora presentes seis tubos de cobre para el flujo del agua y dos esponjas metálicas a contacto, cada una, con tres tubos (obs.: cada esponja esta seccionada en dos mitades). Las dimensiones de los componentes del intercambiador de calor se especifican en las sucesivas Figs. 6.8, 6.9 y 6.10.

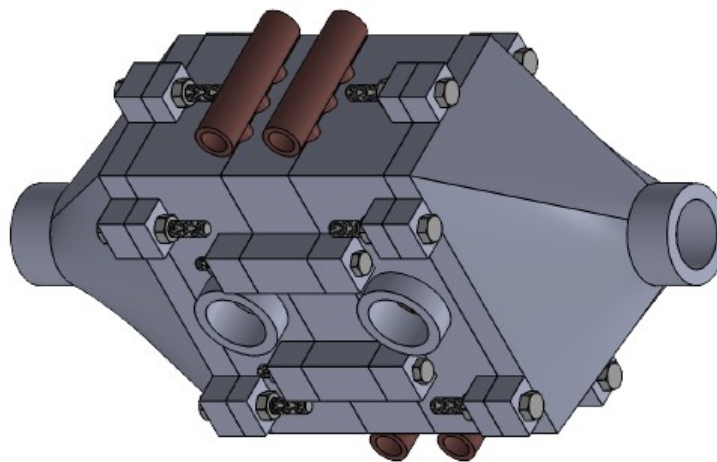


Figura 6.7. Vista 3D del intercambiador de calor con dos esponjas de cobre.

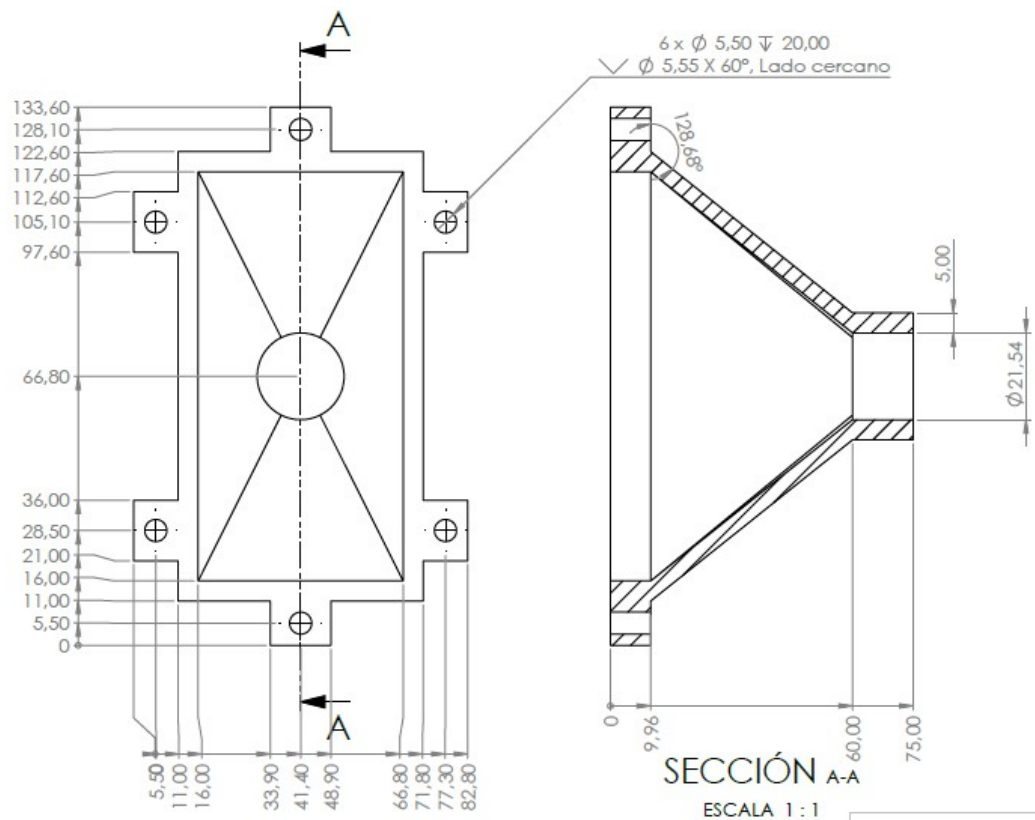


Figura 6.8. Dimensiones en mm de las secciones de extremidad del intercambiador de calor, donde se aprecia la apertura para el flujo de aire.

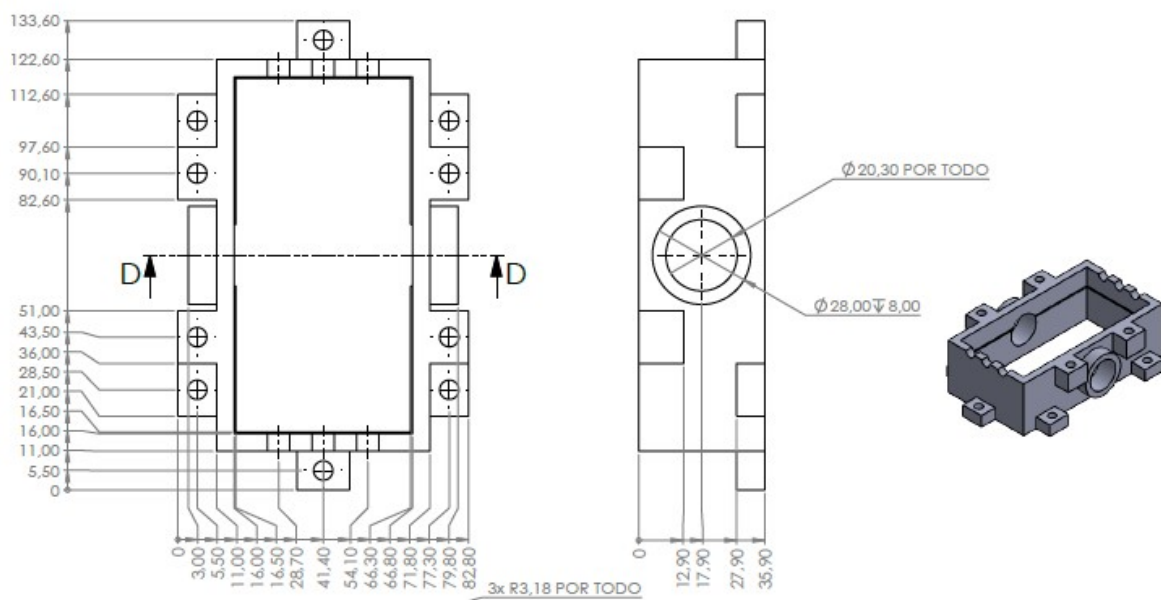


Figura 6.9. Dimensiones en mm de la sección central del intercambiador de calor, donde se aprecian los 3 sitios para la ubicación de los tubos cilíndricos para el flujo de agua.

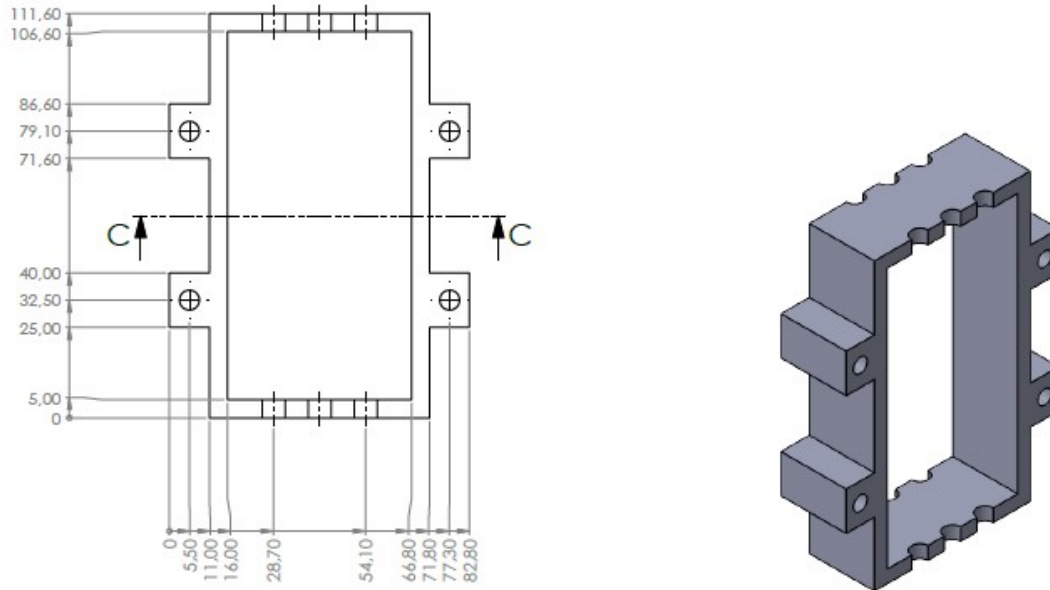


Figura 6.10. Dimensiones en mm de otra sección central del intercambiador de calor, donde se aprecian los 6 sitios (tres por cada lado) para la ubicación de los tubos cilíndricos del flujo de agua.

Posteriormente se construye el intercambiador de calor modular que incorpora partes en material plástico, representados por las componentes de extremidad del dispositivo y los elementos centrales para colocar las esponjas y los pequeños tubos metálicos de cobre para la alimentación del agua. Las partes en material plástico se imprimen en la Escuela de Ingeniería en Producción Industrial del TEC, con una impresora 3D usando resina. Los tubos cilíndricos de cobre primero se cortan y sucesivamente se forman, usando un arreglo mecánico que permite doblarlos, sin deformar la sección transversal de geometría circular. Las esponjas metálicas ERG de 40 PPI seleccionadas, inicialmente de dimensiones 101.6 mm por 101.6 mm y espesor de 12.7 mm, se dividen y se forman en dos mitades iguales de dimensiones 101.6 mm por 50.8 mm, manteniendo el espesor, mediante una electro-erosionadora de hilo caliente. La Fig. 6.11 muestra las dos partes de la esponja de cobre, cada una provista de tres sedes cilíndricas para los respectivos pequeños tubos del agua. El uso de la electroerosión permite crear un patrón de corte que habría sido difícil de obtener con otro método convencional. La esponja es relativamente delicada, pero con este método la herramienta y la pieza de trabajo no hacen contacto real, lo que la hace ideal para cortar materiales débiles con una rugosidad superficial baja.

El intercambiador se manufactura en el CIEMTEC (Centro de Investigación y Extensión en Materiales del TEC) ensamblando todos los elementos diseñados. Se usan métodos de construcción apropiados para materiales metálicos, como soldadura y uniones mecánicas. En particular se fabrican pequeños componentes estructurales, otros elementos para permitir el acceso de las corrientes de flujo y posicionar los accesorios, la instrumentación y los sensores. La Fig. 6.12 brinda una imagen del prototipo final instalado en el banco experimental de prueba.



Figura 6.11. Componentes del intercambiador de calor compacto con esponjas metálicas.

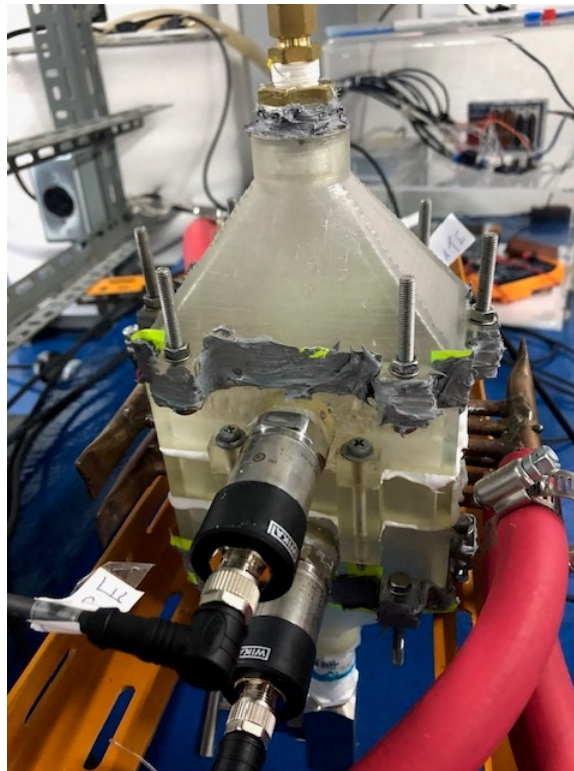


Figura 6.12. Intercambiador de calor compacto con esponjas metálicas.

6.3. Diseño y desarrollo del circuito experimental de prueba

El circuito experimental de prueba se desarrolla en el Laboratorio de Materiales Porosos y Celulares ubicado en el CIEMTEC. Este se diseña planificando fundamentalmente dos secciones, la primera para alimentar el aire al intercambiador y la segunda para permitir el flujo de agua hacia este. Los componentes principales son el compresor de aire, el tanque de almacenamiento y la bomba con inverter para el agua, los correspondientes circuitos neumático e hidráulico, los medidores de flujo y de presión y los tubos para el movimiento de los dos fluidos. En Fig. 6.13 se muestra un diagrama en bloques del circuito experimental de prueba, donde se indican todos los elementos anteriores. Los flujos de aire y de agua confluyen en el intercambiador de calor compacto descrito en la sección anterior 6.2. En seguida se especifican las componentes del circuito experimental.

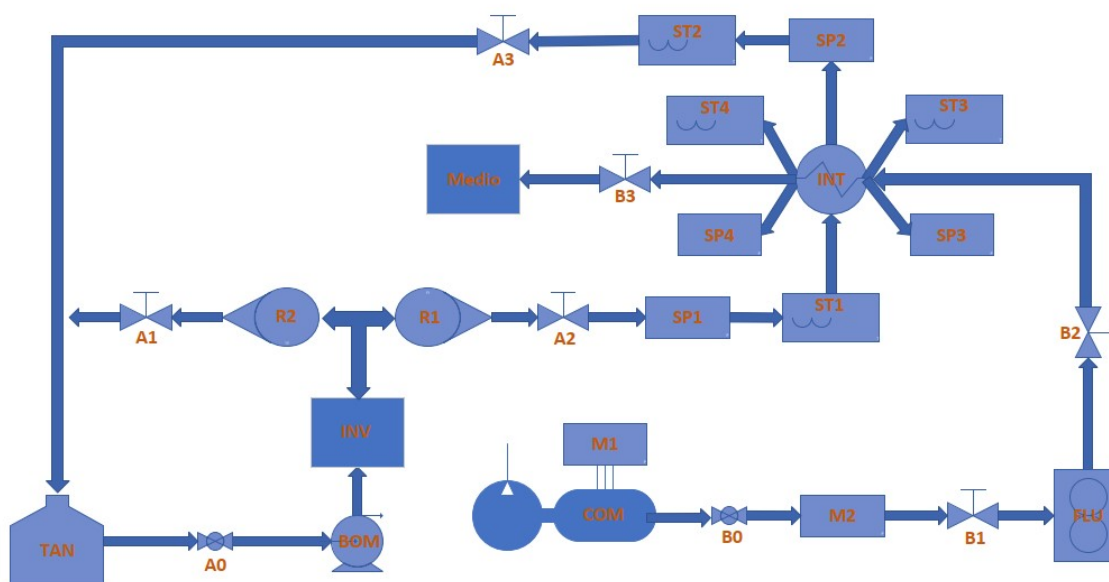


Figura 6.13. Circuito experimental de prueba.

a) Circuito de aire

El circuito neumático transporta el aire hacia el intercambiador de calor y consta de un compresor, tubos plásticos y de hule con diámetro interno igual a $\frac{1}{2}$ pulgada, válvulas de aguja para regular el flujo, sensores de presión y temperatura. La sección neumática del circuito experimental se refigura en la Fig. 6.14. A continuación se brindan las características de sus componentes.

a1) Compresor

El laboratorio cuenta con un compresor BAMBI PT 90 de aire que trabaja con pistones (Fig. 6.15), operando con un ciclo de trabajo de descarga y recarga, es decir, el compresor se vacía y luego recarga su tanque de almacenamiento. El compresor tiene un sistema de prevención de sobrecarga térmica y en el evento de una temperatura excesiva, el motor se apaga. Se debe asegurar que no haya fugas de aire en el circuito para que el motor del compresor no se esfuerce y se caliente. Los parámetros de operación del compresor se muestran en la Tabla 6.1.

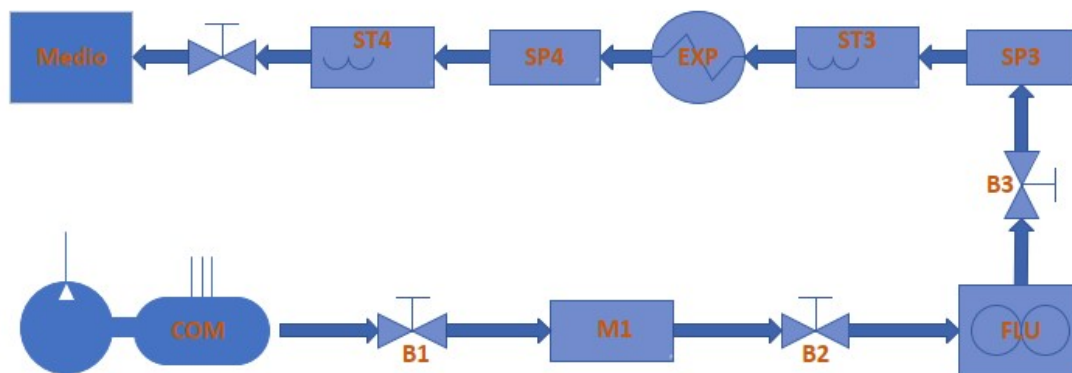


Figura 6.14. Circuito neumático para el flujo de aire.



Figura 6.15. Compresor de aire BAMBI PT90.

Tabla 6.1. Valores de operación del compresor.

Presión de trabajo (bar)		Presión interna máx. (bar)	Frecuencia (Hz)	Capacidad (L)	Voltaje (V)	Corriente (A)	Conexión NPT (in)	Ciclo de trabajo (min)	
Mín.	Máx.							Trabajo	Descanso
0	12	8	50	90	240	8.1	½	6.5	3.5

a2) Caudalímetro de aire

Para la medición de flujo de aire se usa un caudalímetro de área variable MasterFlex (Fig. 6.16) con valores de operación brindados en la Tabla 6.2. El caudalímetro funciona con una esfera para marcar el flujo, cuyo material y densidad pueden variar. Por esto, la escala que se usa en el instrumento es proporcional, pero no tiene dimensiones. Los datos de la lectura, correspondiente a la escala de un caudalímetro con flujo máximo de aire de 24.452 l/min se muestran en la Tabla 6.3. En este caso los valores corresponden específicamente a una esfera de vidrio y fueron tomados a una temperatura ambiente de 70 °F (21.11 °C) y presión atmosférica de 14.7 psia (1.013529 atm).



Figura 6.16. Caudalímetro MasterFlex.

Tabla 6.2. Valores de operación del caudalímetro.

Rango de escala (adimensional)		Presión máx. (psig)	Temperatura máx. (C°)	Conexión NPT (in)
Mín.	Máx.			
0	65	200	120	1/8

Tabla 6.3. Valores en ml/min del caudalímetro.

Lectura	Aire
	Flujo (ml/min)
5	4626
10	7026
15	9264
20	11337
25	13274
30	15054
35	16700
40	18263
45	19678
50	20995
55	22278
60	23408
65	24452

a3) Sensores

El circuito experimental dispone de sensores digitales para la medición de presión y temperatura, con las siguientes especificaciones.

- **Presión**

Son 5 sensores de presión de la firma WIKA (Alemania), similar al de Figura 6.17, que operan en distintos rangos de presión, según el nivel de sensibilidad que se desee obtener de la señal generada. Las condiciones de operación se reportan en la Tabla 6.4.



Figura 6.17. Sensor de presión marca WIKA.

Tabla 6.4. Condiciones de operación de los sensores de presión.

Presión		Temperatura de medio de trabajo (°C)		Corriente (mA)		Voltaje (V)		Conexión
Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	
0	0.4	-40	$T_{med} (T_{amb} < 80) = 200$	4	20	8	35	NPT ½"
0	1.0							
0	4.0							

T_{amb} es la temperatura ambiente.

- **Temperatura**

Se dispone de 4 sensores de temperatura (Fig. 6.18) de la misma firma WIKA para flujos en tuberías, todos con el mismo rango de medición. Las condiciones de operación se indican en la Tabla 6.5.



Figura 6.18. Sensor de temperatura WIKA.

Tabla 6.5. Valores de operación de los sensores de temperatura.

Temperatura de medio de trabajo (°C)		Corriente (mA)		Voltaje (V)		Conexión NPT (in)
Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	
-20	200	4	20	10	30	½

a4) Válvulas de precisión

Para ambos circuitos, neumático y también hidráulico, se cuenta con válvulas de precisión Hy-Lok de tipo aguja para el control de flujo, refiguradas en la Fig. 6.19. En cada válvula la manivela puede girar unas 7 vueltas completas, brindando alta sensibilidad para la regulación.



Figura 6.19. Válvulas de precisión Hy-Lok.

b) Circuito hidráulico

En el circuito hidráulico de Fig. 6.20 se moviliza agua caliente desde un tanque de almacenamiento hacia el intercambiador de calor. El circuito consta además de una bomba de agua, un variador de frecuencia (*inverter*) para el control de la presión de salida de la bomba, válvulas de aguja para la regulación del flujo, sensores de presión y temperatura, que se describen en seguida.

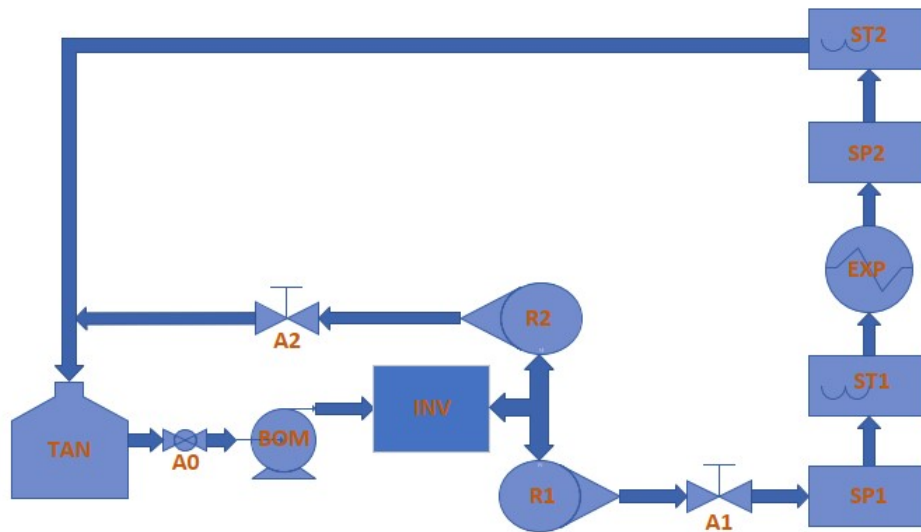


Figura 6.20. Circuito hidráulico para el flujo de agua.

b1) Tanque de almacenamiento

El tanque de almacenamiento (Fig. 6.21) representa el reservorio de agua del circuito hidráulico. Esta construido en acero inoxidable y tiene un volumen de aproximadamente 80 litros. En su interior se encuentran 8 resistencias eléctricas que suministran la potencia térmica necesaria para el calentamiento del agua. Además, se cuenta con un sensor de temperatura sumergible (Fig. 6.22) de la marca DALLAS para el control de la temperatura del fluido.



Figura 6.21. Tanque de almacenamiento de agua.



Figura 6.22. Sensor de temperatura DALLAS DS18B20.

b2) Bomba

Para mover el agua en el circuito experimental, se usa una bomba de propulsión a chorro de la firma DAB (Italia) que se muestra en la Fig. 6.23. La misma puede operar con líquidos no corrosivos, de baja viscosidad, no inflamables ni explosivos, sin presencia de gas, ni partículas sólidas o fibrosas. Las condiciones de operación de la bomba se indican en la Tabla 6.6, en particular se debe operar con una temperatura inferior a 40°C.



Figura 6.23. Bomba a chorro DAB, modelo LEO AJM75.

Tabla 6.6. Valores de operación de la bomba a chorro.

Temperatura máx. (°C)		Potencia de salida (kW)		Caudal máx. (L/min)	Cabeza de agua (m)		pH del líquido		Voltaje (V)	Conexión NPT (in)
Motor/medio	Fluido*	Mín.	Máx.		Succión	Propulsión	Mín.	Máx.		
60	40	0.3	2.2	140	9	90	6.5	8.5	*120	1

b3) Variador de frecuencia

La bomba anterior se conecta eléctricamente al variador de frecuencia (*inverter*), que cuenta con una configuración para el suministro a la tensión eléctrica requerida de 240 V. El inverter (Fig. 6.24) de la misma firma DAB (Italia), está conectado eléctricamente a la bomba para regular la frecuencia de ésta y así variar su presión y caudal. Las condiciones de operación están sujetas a aquéllas de la bomba, esto incluye las condiciones descritas anteriormente. Para operar de manera manual, es decir, en una forma en que se pueda modular la frecuencia de trabajo de la bomba, es necesario activar esta función en el inverter.



Figura 6.24. Variador de frecuencia DAB Active Driver Plus.

Tabla 6.7. Valores de operación del inverter.

Temperatura de trabajo (°C)				Frecuencia (Hz)		Presión máx. en cabeza de agua (m)	Caudal máx. (L/min)	Voltaje (V)	Conexión NPT (in)	
Motor/medio		Fluido							In	Out
Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.					
0	50	4	40	12	50	90	140	240	1 ½	1 ¼

b4) Balón

En el sistema bomba-inverter existe un balón de aire llenado a presión (Fig. 6.25), que proporciona una presión de respuesta en la bomba para evitar que el motor deba hacer muchos arranques durante la operación. Es una forma de asegurar que la bomba no se apague cuando la demanda de agua baja. También provee una protección contra el golpe de ariete. Las condiciones de operación se muestran en la Tabla 6.8.

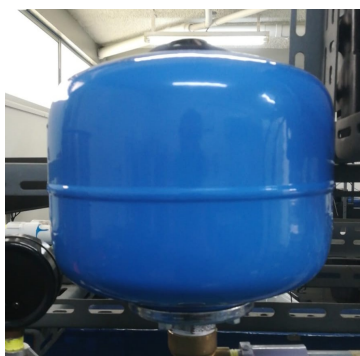


Figura 6.25. Balón de aire de 2.5-8 bar.

Tabla 6.8. Valores de operación del balón de aire a presión.

Temperatura máx. (°C)		Capacidad (L)	Conexión NPT (in)
Mín.	Máx.		
-10	99	5	¾

b5) Manómetros

El manómetro conectado directamente a la bomba indica la presión del flujo líquido que pasa a través de ella, como primera etapa de medición en el circuito. No es una medición fina de la presión e indica simplemente los valores gruesos para el flujo del circuito. Se cuenta además con 3 manómetros adicionales para estos propósitos, ver Fig. 6.26 y Tabla 6.9.



Figura 6.26. Manómetros de ajuste grueso.

Tabla 6.9. Manómetros de ajuste grueso.

Capacidad (psi)	Cantidad	Conexión NPT (in)
30	1	1/4
100	1	
145	1	

b6) Rotámetros

El circuito hidráulico cuenta con dos rotámetros Flownics para medir el caudal del agua (Figura 6.27), que operan de acuerdo con los datos de la Tabla 6.10.



Figura 6.27. Rotámetros de líquidos Flownics.

Tabla 6.10. Valores de operación de los rotámetros.

Capacidad (GPM)		Conexión NPT (in)
Mín.	Máx.	
0.5	5	1

El circuito experimental se completa con instrumentos de control digital en ambiente LabVIEW de la firma National Instruments (NI) de USA, como tarjetas microelectrónicas, módulos para la lectura y envío de datos al PC, sistemas de adquisición DAQ y análisis de datos, graficación, además de un PC. Los dispositivos de medición se instalan en el sistema experimental en correspondencia de puntos específicos, se unen con los de regulación y control, programando los métodos de adquisición y control con el equipo de NI y el software LabVIEW. Finalmente, una vista del intercambiador compacto con esponja metálica y del sistema experimental de prueba, desarrollado en el marco del OE 2, se brinda en la siguiente Fig. 6.28.

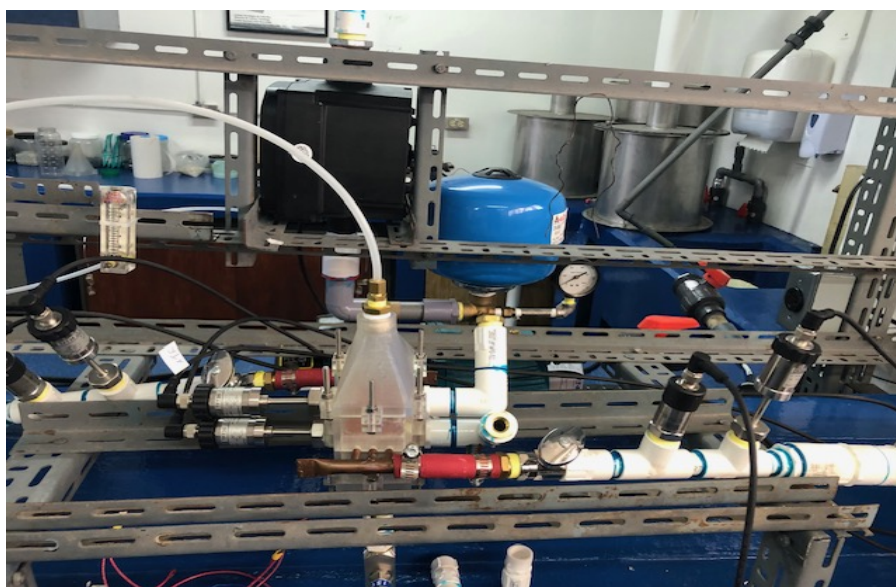


Figura 6.28. Vista del intercambiador de calor compacto y del circuito experimental de prueba.

6.4. Referencias

- [Ban01] Banhart J., Manufacture, characterization and application of cellular metals and metal foams, Progress in Materials Science, 46, 559-632, 2001.
- [Ban06] Banhart J., Metal foams: production and stability, Advanced Engineering Materials, 8, 781-794, 2006.
- [Ban07] Banhart J., Metal foams—From fundamental research to applications, Frontiers in the Design of Materials, Universities Press (India) Limited, 279-289, 2007.
- [Ber11] Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F. P. and Dewitt D.P., Fundamentals of heat and mass transfer, 7 ed., John Wiley and Sons, Hoboken (NJ), USA, 2011.
- [Can19] Cancellara S., Greppi M., Dongellini M., Fabbri G., Biserni C., and Morini G.L., Experimental Investigation on the Pressure Drop of Air Flows Through Aluminum and Nickel-Chromium Metallic Foams for HVAC Applications, Energies 2020, 13, 172; doi:10.3390/en13010172, 2020.
- [Chu15] Chumpia A. and Hooman K., Performance evaluation of tubular aluminum foam heat exchangers in single row arrays, Applied Thermal Engineering, 83, 121-130, 2015.
- [Dog14] Dogan M., Sivrioglu M. and Yilmaz O., Numerical analysis of natural convection and radiation heat transfer from various shaped thin fin-arrays placed on a horizontal plate- a conjugate analysis, Energy Conversion Management, 77, 78-88, 2014.

- [Fen14] Feng S.S., Kuang J.J., Wen T., Lu T.J., and Ichimiya K., An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 1063-1074, 2014.
- [Gar16] García-Moreno, F., *Commercial Applications of Metal Foams: Their Properties and Production*, *Materials*, 9(2), 85-112, 2016.
- [Ham20] Hamzah J.A. and Nima M.A., Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in Double-Pipe Heat Exchanger Integrated with Metal Foam Fins, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 45, 5153-5167, 2020.
- [He10] He J. and Jacobi A., Air-side heat transfer enhancement by a new winglet-type vortex generator array in a plain-fin round-tube heat exchanger, *Journal of Heat Transfer*, 132, 2010.
- [HoJ20] Ho J.Y., Leong K.C., and Wong T.N., Additively-manufactured porous metallic lattice heat exchangers for air-side heat transfer enhancement, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150, 119262, 2020.
- [Hui13] Huisseune H., Tjoen C., De Jaeger P., Ameel B., De Schampheleire S., and De Paepe M., Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56, 475-487, 2013.
- [Kim19] Kim D.Y. and Kim K.C., An experimental study on the thermal and hydraulic characteristics of open-cell nickel and copper foams for compact heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 130, 162-174, 2019.
- [Lag08] Laguerre O., Ben Amara S., Alvarez G. and Flick D., Transient heat transfer by free convection in a packed bed of spheres: comparison between two modelling approaches and experimental results, *Applied Thermal Engineering*, 28, 14-24, 2008.
- [Lef08] Lefebvre L.P., Banhart J. and Dunand D.C., Porous metals and metallic foams: current status and recent developments, *Advanced Engineering Materials*, 10, N. 9, 775-787, 2008.
- [Nil20] Nilpueng K., Asirvatham L.G., Dailkic A.S., Mahian O., Ahn H.S. and Wongwises S., Heat transfer and fluid flow characteristics in a plate heat exchanger filled with copper foam, *Heat and Mass Transfer*, 56, 3261-3271, 2020.
- [Sen16] Sener M., Yatanbaba A. and Kuerbas I., Forchheimer forced convection in a rectangular channel partially filled with aluminum foam, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 75, 162-172, 2016.
- [Sha03] Shah R. and Sekulic D., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Wiley, USA, 2003.
- [She19] Shenming X. Ran Y., Limei S., Yupeng W., Junlong X. and Huanxin C., The experimental study of a novel metal foam heat pipe radiator, *Energy Procedia* 158, 5439-5444, 2019.
- [Tan19] Tan W.C., Saw L.H., Thiam H.S., Garg A. and Pambudi N. A., Numerically study of the geometrically graded metal foam for concentrated photovoltaic solar cell cooling, *Energy Procedia*, 158, 761-766, 2019.

7. Modelar computacionalmente el flujo convectivo y la transferencia de calor del intercambiador con esponjas metálicas

7.1. Introducción

Dos métodos efectivos para estudiar las aplicaciones térmicas de esponjas metálicas son las técnicas experimentales y los métodos computacionales de fluido dinámica (CFD). Como es muy complejo ensayar experimentalmente en detalle el efecto de todos los parámetros, se han desarrollado muchos estudios numéricos con CFD, algunos basados en la teoría de la media en el volumen (VAT) y la determinación de los términos de cierre, como reportado en el trabajo de revisión de Zhao [Zha12]. Aplicaciones de las ecuaciones RANS para representar el flujo de aire en el interior de esponjas cerámicas usadas en la recuperación de energía solar son llevadas a cabo por Wu *et al.* [Wu11]. Odabae y Hooman [Oda12] reportan resultados numéricos sobre la reducción de la resistencia térmica del lado aire para un intercambiador de calor de cuatro filas, que presenta tubos de aluminio revestidos por esponjas metálicas en configuración de flujo cruzado. También se han publicado diferentes trabajos computacionales llevados a cabo con el software Comsol Multiphysics [Bay14, Bia12, Bif13, Dia12, Vil16, Chi19]. Andreozzi *et al.* [And16] aplican el mismo software para estudiar sumideros de calor construidos con esponja metálica con y sin aletas, variando los parámetros geométricos del sumidero. Barbieri *et al.* [Bar17] investigan numéricamente esponjas metálicas de 5 PPI y con porosidad 0.95, mientras que aplicaciones para sumideros de calor de dispositivos microelectrónicas han sido evaluados por Bayomy and Saghir [Bay16]. En el caso de intercambiadores de calor compactos, estudios interesantes, entre otros, se deben a Kim y Kim [Kim17] que evalúan computacionalmente el desempeño térmico intercambiadores de placa unidas con técnicas de brazado o a Buonomo *et al.* [Buo18] que investigan el mecanismo de intercambio termofluidico en esponjas de aluminio, asumiendo condiciones LTNE (*Local Thermal Non Equilibrium*). En otro trabajo Bayomy y Saghir [Bay17] investigan la transferencia de calor de sumideros de calor para enfriamiento de dispositivos electrónicos, fabricados con esponjas metálica de aluminio, desarrollando tres diferentes geometrías del sumidero. Los autores usan el software Comsol Multiphysics para evaluar y comparar sucesivamente la distribución de la temperatura, los números de Nusselt y la caída de presión de las tres geometrías. Por otro lado, Bidar *et al.* [Bid16] desarrollan un modelo computacional de la transferencia de calor convectiva forzada para analizar el flujo de aire a través de canales verticales llenos de esponja metálicas de 10 PPI (número de poros por pulgada lineal) y valores específicos de la porosidad.

Generalmente, los métodos numéricos necesitan de trabajo experimentales para su validación. En este sentido, actividades experimentales para ensayar flujos térmicos a través de esponjas metálicas se deben entre otros a Mancini *et al.* [Man10a] que miden la caída de presión en seis muestras de esponjas metálicas con diferentes valores de PPI y porosidad. El mismo grupo de investigadores determinan los coeficientes de transferencia de calor mediante un trabajo de laboratorio [Man10b], evaluando el calentamiento de flujo de aire en diferentes muestras de espumas metálicas de celda abierta y usando varios valores de velocidad del aire. En cambio, Maid *et al.* [Mai17] analizan el intercambio térmico en tubos de intercambiadores colocados en contracorriente. Wang *et al.* [Wan18] experimentan el flujo de agua y la transferencia de calor en tubos llenados con esponjas de aluminio y titanio y Xu *et al.* [Xu18] brindan una revisión de estudios de flujo convectivo y regímenes térmicos para esponjas metálicas y nanofluidos.

Estudios numéricos que modelan medios porosos han sido desarrollados para capturar los detalles de la intrincada estructura de las esponjas, considerando el sistema poroso solido-fluido como homogéneo [Kop10]. Además, otros trabajos computacionales que modelan un volumen representativo elemental (REV) de una esponja con sus fases sólidas y vacías han brindado

resultados prometedores [Boo03a, Boo03b]. Krishnan *et al.* [Kri06] estudian el flujo y la transferencia de calor en una celda periódica unitaria y obtienen la conductividad térmica efectiva, la caída de presión y la transferencia de calor local, usando una simulación directa de la estructura celular de una espuma a celda abierta. Resultados computacionales interesantes basados en escansiones micro-tomográficas con rayos X de la geometría de la esponja han sido desarrollados por muchos autores, entre otros Meinicke *et al.* [Mei15], Dixit y Gosh [Dix18] y Jafarizade *et al.* [Jaf18]. Ranut *et al.* [Ran14] usan información de la microestructura de espumas metálicas de celda abierta, obtenida por micromografía de rayos X, en un modelo computacional para estudiar el régimen laminar del flujo y la transferencia de calor; los autores demuestran la efectividad de estos novedosos materiales en aplicaciones termofluidicas. También el efecto de los pilares (*struts*) de las esponjas, que se interconectan en los nodos formando celdas y poros, sobre el mecanismo de transferencia de calor convectivo ha sido estudiado numéricamente [Amb16]. Los autores analizan esponjas reales e ideales de 40 PPI con porosidad de 0.87, 0.94 y 0.96. La geometría de estos materiales celulares se obtiene mediante microtomografía de rayos X computarizada para las muestras reales y a través del modelo de Lord Kelvin para aquellas ideales. Las ecuaciones diferenciales del transporte convectivo de calor se resuelven con el método de elementos finitos en Comsol Multiphysics y los resultados computacionales se dan en términos del coeficiente de transferencia de calor y de la distribución de la presión.

Más recientemente en [Alf21] se desarrollan investigaciones numéricas para evaluar sumideros de calor fabricados con aletas agudas de esponjas metálicas, comparándolos con el caso tradicional de agujas sin esponjas metálicas. El método computacional usado es el de volúmenes finitos en una geometría de tipo tridimensional y los resultados numéricos obtenidos demuestran que la incorporación de estos materiales celulares en el sumidero investigado mejora la transferencia de calor. Finalmente, Yang *et al.* [Yan21] desarrollan un modelo computacional para estudiar el coeficiente de transferencia de calor intersticial entre aire y espuma metálica de celda abierta en las hipótesis de LTNE. El trabajo considera rotación del sistema y demuestra que el coeficiente de transferencia de calor intersticial disminuye con el aumento de la porosidad de la esponja.

7.2 Hipótesis del modelo computacional

Para poder establecer las hipótesis del modelo computacional del intercambiador, se revisan los resultados obtenidos con las actividades de los OE 1 y 2, en particular la actividad 1 del OE1 y las actividades 1 y 2 del OE2. Se deben fijar los alcances del modelo computacional del flujo convectivo conjugado a la transferencia de calor del intercambiador con esponjas metálicas. En este contexto, también es necesario evaluar la capacidad computacional disponible, para poder seleccionar condiciones de modelación, como si es flujo en medio poroso, laminar o turbulento, estacionario/no estacionario, incompresible/compresible o cuales modelos de CAD de esponjas se pueden simular, etc. En efecto, la modelación y simulación de sistemas de intercambio térmico de una cierta complejidad requiere velocidad del procesador del computador y memoria RAM adecuadas, ya que los grados de libertad del modelo a resolver, directamente ligados a los requerimientos computacionales, pueden ser muy elevados.

De acuerdo con las consideraciones anteriores, el propósito es ahora desarrollar un modelo computacional que incorpore los mecanismos de transferencia de calor y flujo en el intercambiador de calor, en presencia de un medio celular o poroso representado por la esponja metálica de Figura 7.1. En el dispositivo el calor se intercambia entre dos fluidos, agua caliente y aire frío, cruzando las paredes sólidas de los ductos y de la esponja y despreciando las pequeñas pérdidas de calor a través de las paredes externas del dispositivo. En este caso se modelan fenómenos de transferencia de calor convectiva y difusiva en los fluidos, y de conducción solamente en las paredes sólidas de la



Figura 7.1. Esponja metálica de cobre del intercambiador de calor.

esponja, en régimen estacionario. A raíz de los resultados satisfactorios obtenidos anteriormente por el mismo grupo de investigación del proyecto [Chi09], se decide elaborar el modelo computacional en el software comercial Comsol Multiphysics 6.0, para el cual se dispone de las licencias institucionales correspondientes. Comsol Multiphysics constituye una herramienta CAE (*Computer Aided Engineering*) basada en el método numérico de elementos finitos, con librerías muy adecuadas para la modelación y simulación de fenómenos multifísicos. El software dispone además de modelos completos para la representación del medio poroso y de algoritmos robustos para el mallado computacional.

La Fig. 7.2 muestra el intercambiador de calor compacto obtenido con las actividades del OE2 y con las dimensiones geométricas brindadas en el capítulo 6 y reportadas en la Figs 6.8, 6.9 y 6.10 anteriores. El modelo CAD del intercambiador diseñado en SolidWorks versión 2022 se ha importado en el software Comsol Multiphysics 6.0 para crear la geometría tridimensional de la región computacional. El propósito es desarrollar un primer modelo, completo de todos los parámetros de los mecanismos de flujo y calor, y obtener la convergencia de este. En este caso el intercambiador presenta tres tubos pequeños para el flujo de agua, unidos a una esponja como elemento de transferencia de calor. Como se aprecia en la Fig. 7.2, el intercambiador tiene además un plano de simetría, representado por el plano yz pasante por la mitad del tubo cilíndrico central. Con el propósito de limitar los requerimientos computacionales del modelo, se puede reducir a la mitad la región de cálculo, sin afectar la solución numérica, ya que esta se reproduce exactamente en las dos mitades del dispositivo. Así, la sucesiva Fig. 7.3 brinda la mitad inferior del intercambiador modelada en Comsol Multiphysics, resaltando en color oscuro (azul) la región porosa de la esponja de cobre a contacto con los tubos que transportan agua. Además, se estudian los dos casos siguientes: a) el intercambiador en ausencia de la esponja metálica, es decir el intercambio de calor entre los dos fluidos se da a través de las paredes de los tres tubos de cobre presentes; b) el intercambiador con esponja metálica, es decir los mecanismos térmicos involucran también las superficies extendidas de la esponja, colocada hacia la corriente de aire frío. Desde el punto de vista del cálculo computacional, la diferencia entre los dos casos anteriores es la presencia del medio poroso o celular en el modelo b), el cual en esta instancia será modelado como un lecho de esferas empaquetadas. De acuerdo con la revisión bibliográfica y también mediante los resultados obtenidos anteriormente en [Chi19], esta alternativa se hace necesaria, ya que las dimensiones del intercambiador y de la esponja de cobre presente son importantes. La solución computacional obtenida con esferas empaquetadas permitirá modelar y analizar igualmente los mecanismos de intercambio térmico del dispositivo, sin recurrir a operaciones de mallado (*meshing*)

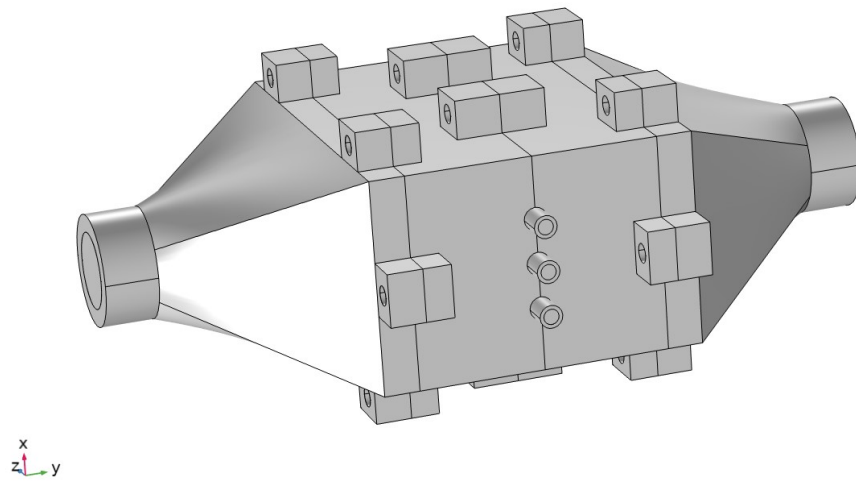


Figura 7.2. Intercambiador de calor compacto.

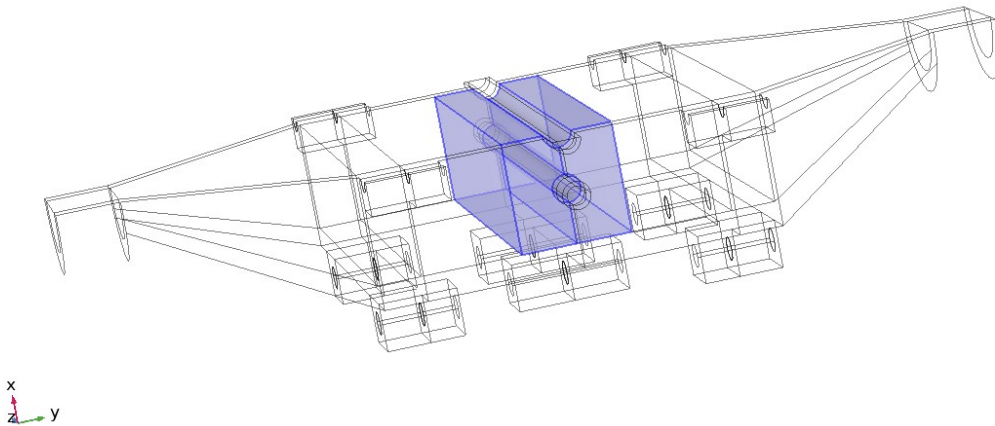


Figura 7.2 Sección del intercambiador de calor dividido por simetría y modelado computacionalmente. En color oscuro (azul) la región porosa de la esponja de cobre a contacto con los tubos que transportan agua.

de los pilares celulares (*struts*) de la esponja, evitando así crear un modelo no eficiente numéricamente con la capacidad computacional normalmente disponible. Para la física del modelo, se asume que el flujo de aire refrigerante que atraviesa los espacios vacíos conectados de la esponja porosa es débilmente compresible, mientras el flujo de agua caliente en los tubos cilíndricos del intercambiador es incompresible. Ambos flujos se estudian en condiciones estacionarias y laminar y se acoplan a los mecanismos de transferencia de calor del sistema térmico del dispositivo.

7.3 Ecuaciones gobernantes y modelo computacional

Siguiendo las hipótesis del párrafo 7.2 anterior, las ecuaciones de conservación gobernantes del modelo computacional estacionario son las Ecs. 7.1, 7.2, 7.3 y 7.4 siguientes:

$$\rho C_p \mathbf{u} \nabla T = \nabla \cdot (\mathbf{k} \nabla T) + Q \quad \text{Eq. 7.1}$$

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad \text{Eq. 7.2}$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \eta(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2\eta}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I}] + \mathbf{F} \quad \text{Eq. 7.3}$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon_p}(\mathbf{u} \cdot \nabla) \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon_p} = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\frac{\eta}{\varepsilon_p} \left\{ \eta(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2\eta}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right\} - (\kappa^{-1} \eta) \mathbf{u} \right] + \mathbf{F} \quad \text{Eq. 7.4}$$

Mediante el conjunto de las cuatro ecuaciones diferenciales anteriores, se representan respectivamente: la conservación de la energía térmica, modelada por la ecuación de Fourier con términos convectivos (Ec. 7.1) [Htm21]; la ecuación de continuidad y de conservación del momentum lineal, dadas por las ecuaciones de Navier- Stokes (Ecs. 7.2 y 7.3) [Cfd21]; la ecuación de Brinkmann (Ec. 7.4) para el transporte del momentum lineal [Cfd21], para el caso de la región del intercambiador ocupada por el material poroso (esponja metálica de cobre), modelado como un lecho de esferas empaquetadas [Cre21, Cmp21]. La Ec. 7.4 modela un flujo de tipo no Darciano, estacionario y sin generación o sumidero de materia, para el cual la conservación de masa está dada por la misma Ec. 7.2. Además, en el modelo se consideran fuerzas de arrastre de tipo Forchheimer y Ergun, por lo cual se añade, en el lado derecho de la Ec. 7.4, un término viscoso proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido, $-\rho\beta|\mathbf{u}|\mathbf{u}$. Vale señalar que en las ecuaciones anteriores, T es la temperatura y ρ , $\mathbf{u}$, k , C_p and Q son, respectivamente, la densidad del fluido, la velocidad del fluido, la conductividad térmica, el calor específico a presión constante y la fuente o sumidero de calor. Además, en las Ecs. 7.3 y 7.4 η es la viscosidad dinámica y p es la presión, mientras $\mathbf{I}$ y $\mathbf{F}$ representan el tensor identidad y las fuerzas de cuerpo, respectivamente. Finalmente, en la Eq. 7.4 ε_p y κ modelan respectivamente la porosidad y la permeabilidad del medio, mientras que para las fuerzas de arrastre de tipo Forchheimer y Ergun, β es un coeficiente que se relaciona con la tortuosidad del medio poroso.

Sucesivamente se evalúan las propiedades del sistema de intercambio térmico, usando los módulos Heat Transfer [Htm21] y CFD [Cfd21] del software Comsol Multiphysics® 6.0. Para acoplar los dos mecanismos de transferencia se selecciona la interfaz física Conjugate *Heat Transfer*. En el modelo, el calor se transfiere desde una corriente laminar de agua caliente a un flujo de aire frío, mediante fenómenos de convección y conducción en los fluidos y de conducción en las regiones solidad del sistema. Para el sólido se considera el material cobre con densidad de 8960 kg/m³, conductividad térmica de 400 W/(m·K) y capacidad calórica a presión constante de 385 J/(kg·K). A partir del modelo computacional desarrollado con las actividades descritas anteriormente, se fijan sucesivamente las condiciones de borde apropiadas con el propósito de llevar a cabo corridas preliminares de simulación del flujo convectivo y la transferencia de calor del intercambiador de calor en estudio. Para este fin se usan datos de literatura y condiciones experimentales obtenidos mediante la investigación realizada en el marco del OE 1 y OE 2. Para la ecuación de balance de la energía térmica, se asumen las siguientes condiciones: a) en la entrada, una temperatura $T_{in,a}$ de 300 K (aproximadamente 26.9 °C) para el flujo de aire y una temperatura $T_{in,w}$ de 312 K (aproximadamente 38.9 °C) para el flujo de agua; b) en las salidas, $-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0$ para los dos fluidos, donde $\mathbf{q}$ es el flujo de calor y $\mathbf{n}$ es la dirección normal en la superficie de salida; c) condiciones de simetría en la sección mediana del intercambiador de calor, pues es posible reducirlo en dos partes iguales, como se aprecia en la Figura 7.3 ; d) condiciones de aislamiento térmico en el resto de las superficies. En cambio, para el cálculo del campo de velocidades, se impone: a) en la entrada, una componente de velocidad normal $U_{in,a}$ del aire refrigerante igual a 1.5 m/s y una componente de velocidad normal $U_{in,w}$ de 0.05 m/s para el flujo de agua; b) en las salidas, una

presión relativa nula; c) condiciones de simetría en la sección mediana del intercambiador de calor; d) condiciones de no deslizamiento en el resto de las superficies sólidas.

La última operación consiste en desarrollar la malla computacional de cálculo para el intercambiador de calor, para poder aplicar el método de elementos finitos. Se usa una malla no estructurada en las regiones cilíndricas de entrada y salida del intercambiador, así como en la cercanía de los tubos donde circula el agua. En cambio, se implementa una malla estructurada de tipo *mapped* en las regiones intermedias del dispositivo. La Fig. 7.4 brinda una vista superior de la malla computacional del modelo. De esta manera la región de cálculo se discretiza usando volúmenes tetraédricos libres y prismas con una dimensión máxima del elemento de 2.75×10^{-3} m y un elemento mínimo de 0.298×10^{-3} m. En el interior de las regiones cilíndricas de los tubos de agua, se reducen las dimensiones máximas y mínimas de los elementos a 0.967×10^{-3} m y 0.0149×10^{-3} m, respectivamente. Adicionalmente, se crean las capas límite en correspondencia de las paredes sólidas, usando valores estándares del software. El número de grados de libertad (DOFs) que debe ser resuelto es de aproximadamente 2.7×10^6 más 1.3×10^5 DOFs internos, para cada uno de los casos simulados.

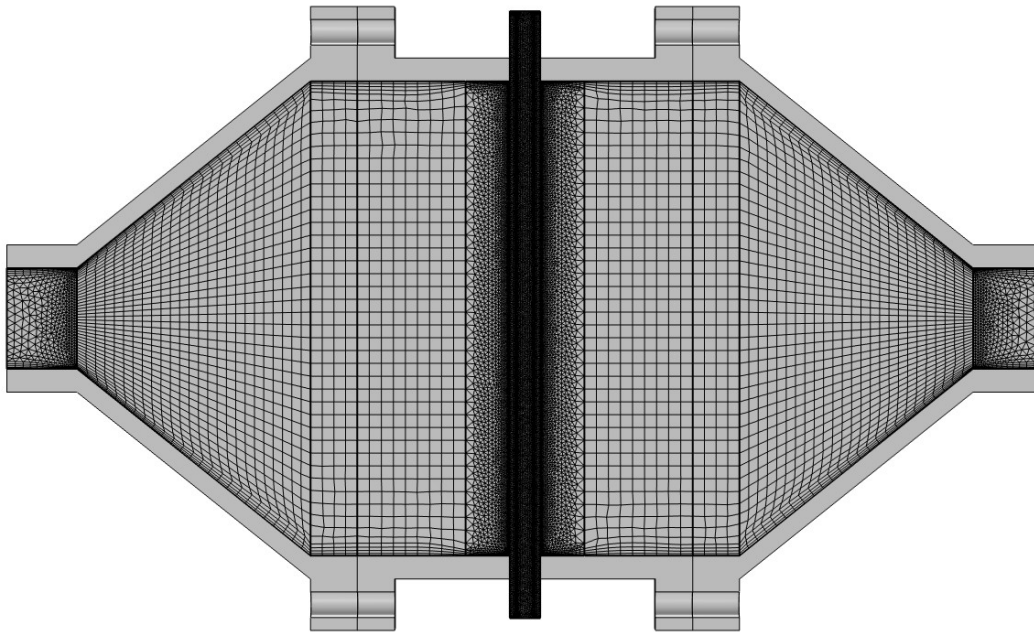


Figura 7.3 Malla computacional del intercambiador de calor.

7.4 Resultados

De acuerdo con los valores investigados en el estado del arte, los resultados computacionales se obtienen en correspondencia de una velocidad de entrada del aire de enfriamiento $U_{in,a}$ de 1.5 m/s y una velocidad de entrada del agua $U_{in,w}$ de 0.05 m/s, siendo la temperatura de entrada del agua $T_{in,w}$ de 312 K y la temperatura de entrada del aire de enfriamiento $T_{in,a}$ igual a 300 K. Como adelantado anteriormente, se consideran los dos casos: a) el intercambiador en ausencia de la esponja metálica; b) el intercambiador con la esponja metálica de cobre, modelada como un lecho poroso de esferas empaquetadas.

a) Intercambiador de calor sin esponja metálica

En este caso, los dos fluidos intercambian calor en flujo cruzado a través de las paredes solidas de los tubos de cobre, sin la presencia de las superficies extendidas de la esponja. Las ecuaciones gobernantes del modelo son las ecuaciones anteriores 7.1, 7.2 y 7.3. Considerando las condiciones de simetría presentes en el intercambiador de calor, las Figs. 7.5 y 7.6 se refieren a la mitad del dispositivo y reportan los cálculos de la magnitud de la temperatura y de las superficies de igual temperatura, respectivamente. Se observa que los valores se encuentran justamente en el rango establecido para las dos corrientes de fluidos, es decir en el intervalo 300-312 K. La corriente de aire sufre un pequeño calentamiento durante su recorrido, saliendo del dispositivo con una temperatura de aproximadamente 304 K debido al calor recibido a través de los tubos de cobre, los cuales se encuentran prácticamente a una temperatura de 312 K, como se aprecia en la Fig. 7.5. El agua no alcanza a enfriarse y sale del intercambiador con una temperatura muy cercana a la de entrada, es decir aproximadamente 312 K. Siempre la Fig. 7.5 evidencia que existe un flujo de aire más frío en la región central dirigido hacia los tubos que transportan agua transversalmente y unas zonas laterales de aire más caliente. Las superficies isotérmicas de la Fig. 7.6 permiten apreciar con mayor claridad el patrón térmico en el intercambiador, debido al flujo cruzado entre aire y agua, con la posibilidad de observar el comportamiento en su interior. La Fig. 7.7 brinda la magnitud de la velocidad en unos planos horizontales del dispositivo térmico (planos yz), donde se aprecia claramente el flujo central de la corriente de aire que impacta los tubos de cobre que transportan agua caliente. Los resultados evidencian que el aire de refrigeración mantiene solo centralmente la velocidad de entrada de 1.5 m/s, luego acelera cuando fluye entre los tubos transversales de cobre donde alcanza una velocidad máxima de 2 m/s. Finalmente desacelera nuevamente y recupera su velocidad cuando sale del sistema con aproximadamente este valor máximo. La transferencia convectiva de calor se ve favorecida por el aumento de la velocidad de la corriente de aire en la región central, sin embargo, las bajas velocidad en las partes laterales del intercambiador y las pequeñas áreas superficiales de intercambio de los tubos transversales no permiten un adecuado intercambio de energía. Consecuentemente el agua no pierde energía, como evidencia la sucesiva Fig. 7.8 que muestra un valor prácticamente constante de su temperatura, igual a 312 K, a lo largo de los tubos del dispositivo.

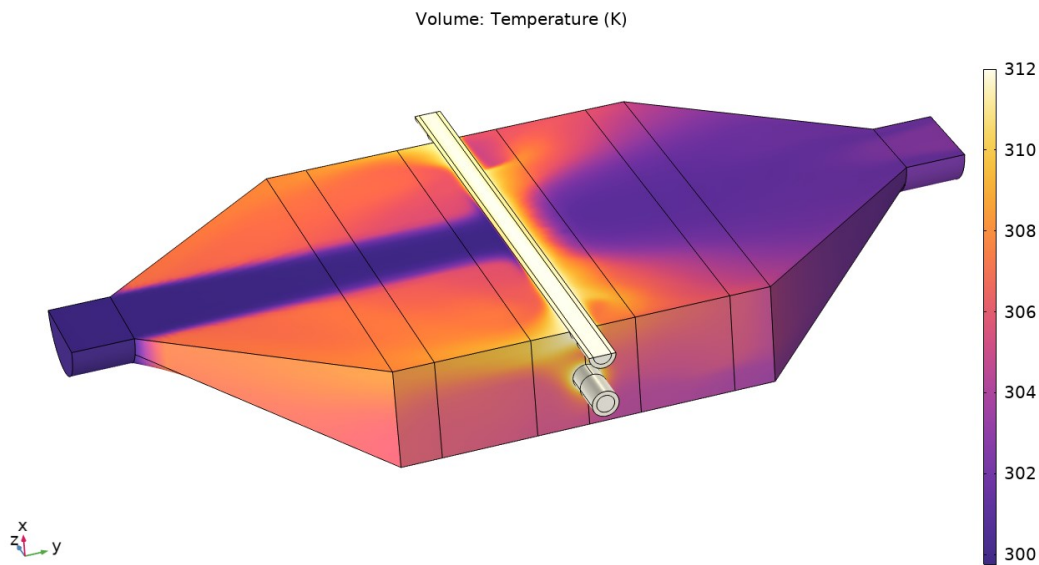


Figura 7.5. Magnitud de la temperatura (grados K) en el intercambiador de calor.

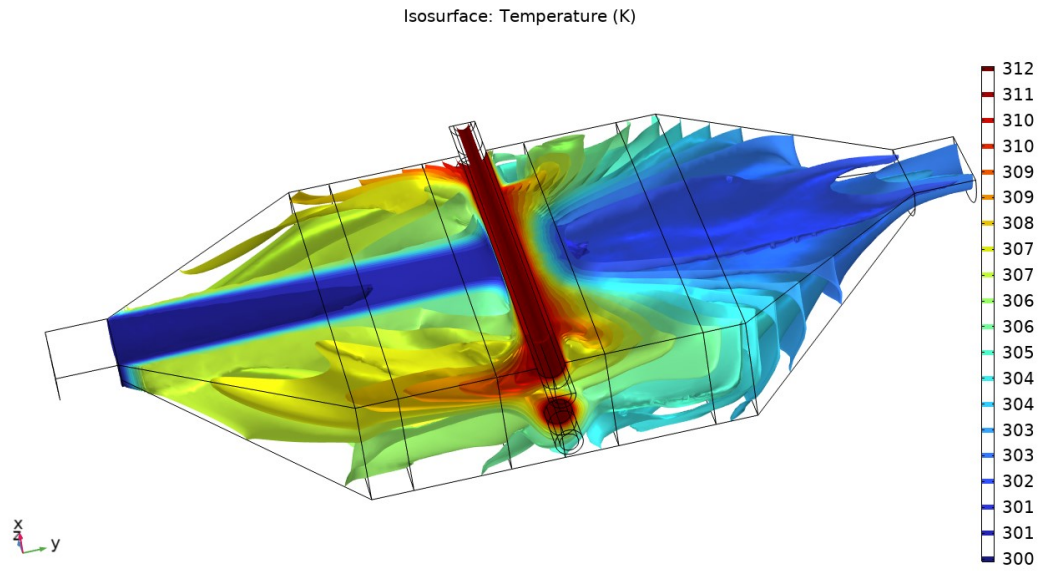


Figura 7.6. Iso-superficies de temperatura (grados K) en el intercambiador de calor.

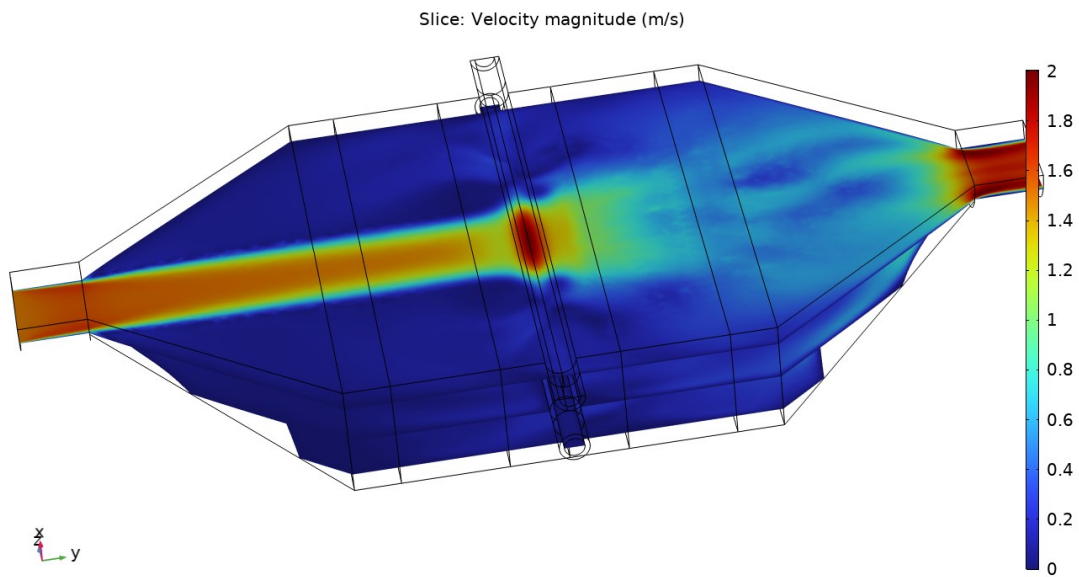


Figura 7.7. Magnitud de la velocidad en m/s de los dos fluidos del intercambiador de calor.

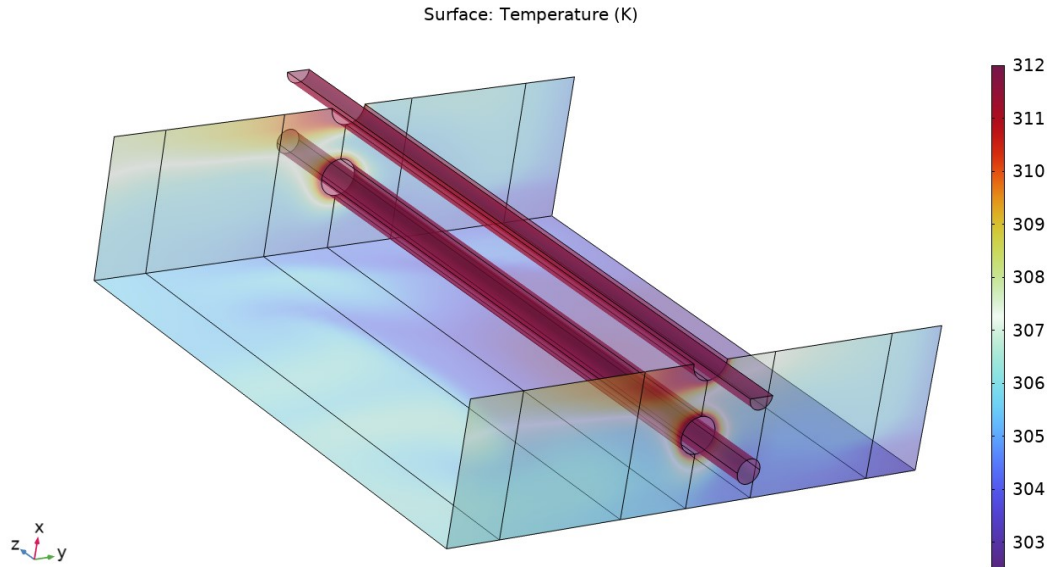


Figura 7.8. Magnitud de la temperatura (en grados K) de la corriente de agua del intercambiador de calor.

b) Intercambiador de calor con esponja metálica de cobre

En esta sección se brindan otros resultados computacionales preliminares del flujo convectivo y la transferencia de calor del intercambiador. Los resultados han sido obtenidos asumiendo la presencia de la esponja metálica de cobre, colocada centralmente a contacto con los tubos que transportan agua caliente. La esponja se modela como un medio poroso constituido por esferas de cobre empaquetadas en condiciones de LTE (*local thermal equilibrium*). Las ecuaciones diferenciales del modelo computacional son ahora las ecuaciones anteriores 7.1, 7.2, 7.3 y 7.4. Las esferas tienen un diámetro de 0.5 mm. y además se consideran de material cobre con una densidad de 8960 kg/m^3 , conductividad térmica de $400 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ y capacidad calórica a presión constante de $385 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

La Fig. 7.9 brinda los nuevos valores de temperaturas en el intercambiador, donde se evidencia claramente el cambio del patrón térmico debido a la presencia del medio poroso, el cual facilita la transferencia de energía a través de las superficies de las esferas empaquetadas. En efecto, la corriente de aire frío experimenta un aumento de temperatura de 300 K a prácticamente 312 K, denotando, en correspondencia de la región porosa, un repentino equilibrio térmico con el agua que fluye en los tubos. La región porosa, que modela la esponja metálica central a contacto con los tubos, demuestra operar de forma similar a un conjunto de aletas. Comparando con la Fig. 7.5, los resultados de la Fig. 7.9 muestran que ahora el calor se distribuye mejor desde la superficie de los pequeños tubos cilíndricos hacia el aire y se reduce así la resistencia térmica del sistema. La Fig. 7.10 da un particular de las superficies isotérmicas en esta región denotando una mejor uniformidad de los valores de temperatura. Respecto del cambio térmico experimentado por el agua, este no es significativo, debido a su mayor capacidad térmica, aproximadamente 4 veces mayor que la del aire. La Fig. 7.11 traza un perfil axial de temperatura del agua que fluye en el tubo inferior del dispositivo, pudiéndose apreciar una temperatura de salida de aproximadamente 311.55°C , es decir una disminución de solamente 0.45°C . Finalmente, la Fig. 7.12 brinda el patrón de velocidades en un plano horizontal del intercambiador que secciona el tubo cilíndrico inferior justo por la mitad. Se observa la estructura debida a la recirculación del aire que, impactando con el medio poroso de las

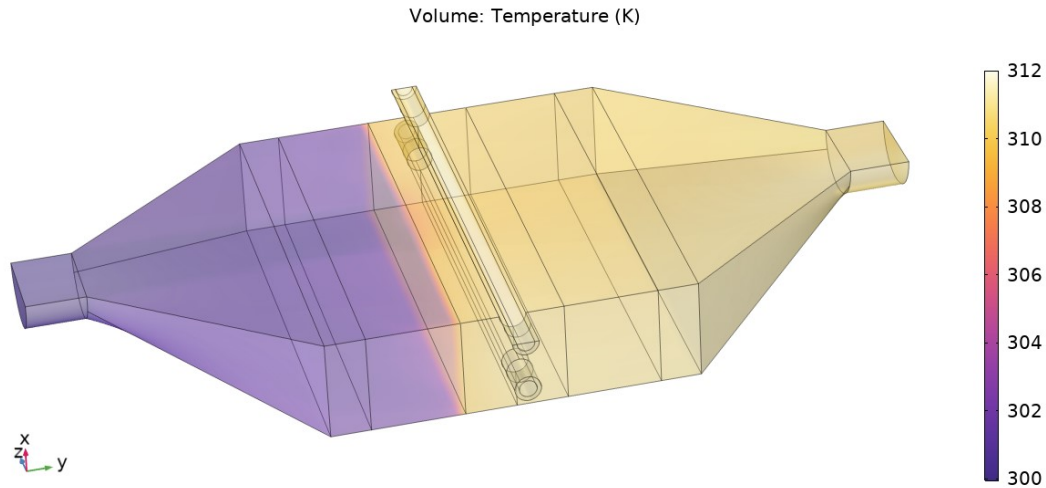


Figura 7.9. Magnitud de la temperatura (grados K) en el intercambiador de calor, en presencia del medio poroso constituido por esferas de cobre empaquetadas.

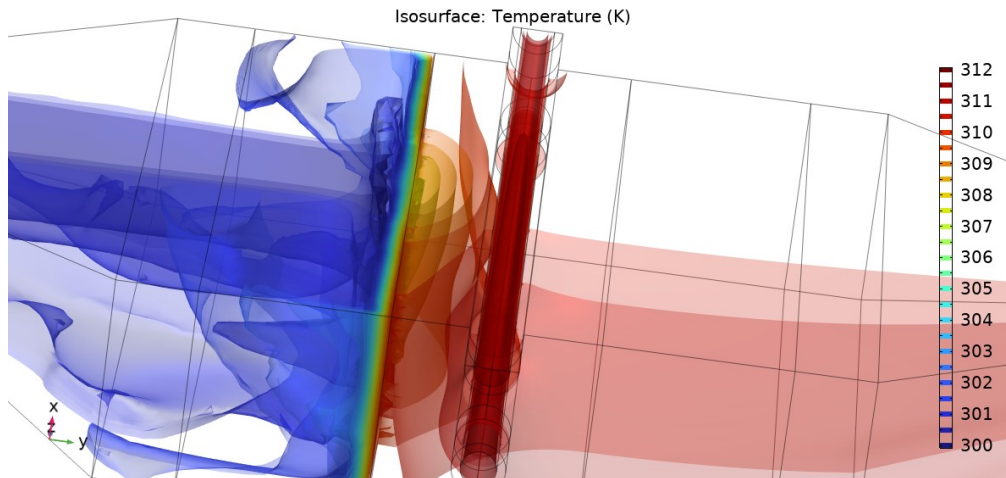


Figura 7.10. Detalle de las iso-superficies de temperatura (grados K) en la región porosa cercana a los tubos donde fluye agua caliente.

esferas empaquetadas, forma dos vórtices principales laterales. Esta condición favorece la mezcla del fluido y por lo tanto homogeneiza la temperatura frente del medio poroso (ver Figs. 7.9 y 7.10), mejorando la transferencia de energía en el sistema del lado aire. El modelo asume condiciones de flujo laminar, más conservativas que las de régimen turbulento en términos de transferencia, por lo tanto, la eventual presencia de mezcla turbulenta contribuiría a mejorar el intercambio de calor. Luego el aire, una vez superado los pequeños tubos cilíndricos transversales, se alinea y fluye por la sección de salida. En este plano las velocidades calculadas del fluido son del orden de 0.1 m/s, con valores que alcanzan 1 m/s en la corriente central. Los resultados computacionales evidencian así la peculiar estructura del flujo de aire, con valores que varían en la dirección transversal al flujo, debido al movimiento de este fluido en cruzar el sistema de tubos cilíndricos y en particular el medio poroso de las esferas empaquetadas.

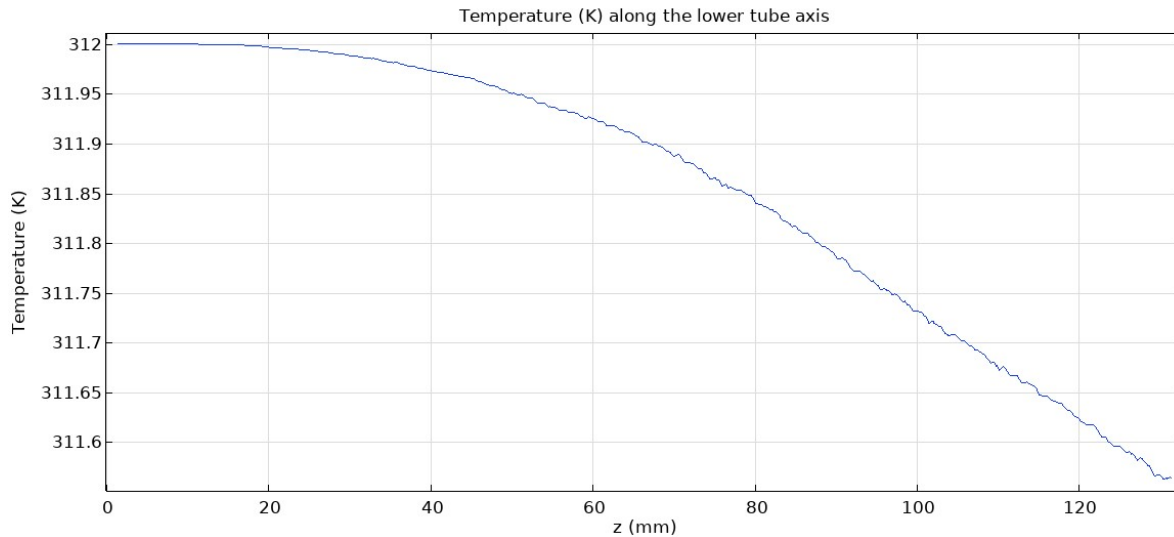


Figura 7.11. Perfil axial de temperatura del agua en el centro del tubo inferior: $z=0$ mm entrada del tubo; $z=130$ mm salida del tubo.

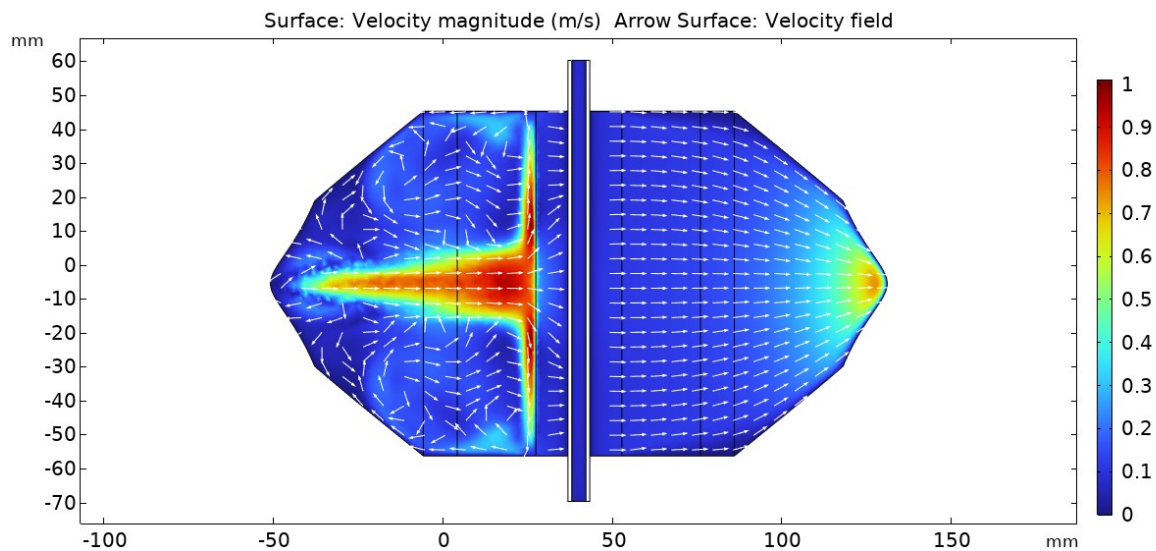


Figura 7.12. Patrón de flujo en un plano axial de temperatura del agua en el centro del tubo inferior: $z=0$ mm entrada del tubo; $z=130$ mm salida del tubo.

De acuerdo con los resultados obtenidos, se concluye que el modelo computacional es eficaz para la descripción del flujo conjugado con la transferencia de calor a través del intercambiador, en presencia de la esponja metálica, seleccionada como material para mejorar la tasa de transferencia térmica. Las simulaciones numéricas confirman que la transferencia de calor depende de la estructura del flujo, tomando ventaja del aumento de área superficial específica de la esponja metálica, proporcionando así una transferencia de energía térmica muy efectiva hacia el lado del aire. El modelo computacional es capaz de capturar las características fundamentales del acoplamiento entre flujo y transferencia de energía térmica, pudiéndose considerar una herramienta válida para la evaluación del intercambiador.

7.5 Referencias

- [Alf21] Alfellag M.A., Ahmed H.E., Jehad M.G., and Hameed M., Assessment of heat transfer and pressure drop of metal foam-pin-fin heat sink, *International Journal of Thermal Sciences*, 170, 107109, 2021.
- [Amb16] Ambrosio G., Bianco N., Chiu W.K.S., Iasiello M., Naso V. and Olivero M., The effect of open-cell metal foams strut shape on convection heat transfer and pressure drop, *Applied Thermal Energy*, 103, 333-343, 2016.
- [And16] Andreozzi A., Bianco N., Iasiello M. and Naso V., Numerical study of metal foam heat sinks under uniform impinging flow, *Journal of Physics: IOP Conf. Series* 796, doi:10.1088/1742-6596/796/1/012002, 2017.
- [Bar17] Barbieri M., Di Ilio G., Patané F. and Bella G., Experimental investigation on buoyancy-induced convection in aluminum metal foams, *International Journal of Refrigeration*, 76, 385-393, 2017.
- [Bay14] Bayomy A.M., and Saghir M.Z., Numerical investigation of heat transfer of aluminium metal foam subjected to pulsating flow, *Comsol Conference 2014*, Boston (USA), 2014.
- [Bay16] Bayomy A.M. and Saghir M.Z., Heat transfer characteristics of aluminum metal foam subjected to a pulsating/steady water flow: Experimental and numerical approach, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97, 318-336, 2016.
- [Bay17] A.M Bayomy. and M.Z. Saghir, Experimental and numerical study of aluminium metal foam (with/without channels) subjected to steady water flow, *Pertanika Journal of Science and Technology*, 25(1), 221-246 (2017).
- [Bia12] Bianco N., Capuano R., Chiu W.K.S., Cunsolo S., Naso V and Olivero M., Numerical analysis of conjugate heat transfer in foams, *Comsol Conference 2012*, Milan (Italy), 2012.
- [Bid16] B. Bidar, F. Shahraki and D. M. Kalhori, 3D Numerical modelling of convective heat transfer through two-sided vertical channel symmetrically filled with metal foams, *Periodica Polytechnica Mech. Engineer.*, 60(4), 193-202, (2016).
- [Bif13] Biffi C.A. and Tuissi A., Thermo-fluid dynamic modelling of Cu based metallic foams for heat exchanger applications, *Comsol Conference 2013*, Rotterdam (Netherlands), 2013.
- [Boo03a] K. Boomsma, D. Poulikakos and F. Zwick, Metal foams as compact high performance heat exchangers, *Mechanics of Materials*, 35, 1161-1176, 2003.
- [Boo03b] K. Boomsma, D. Poulikakos and Y. Ventikos, Simulation of flow through open cell metal foams using an idealized periodic cell structure, *Int. Journ. of Heat and Fluid Flow*, 24, 825-834, (2003).
- [Buo18] Buonomo B., Di Pasqua A., Ercole D. and Manca O., Numerical investigation on a heat exchanger in aluminum foam, *Energy Procedia* 148, 782-789, 2018.
- [Cfd21] Comsol AB, *Comsol Multiphysics-CFD Module, User's Guide*, Version 6.0, 2021.
- [Htm21] Comsol AB, *Comsol Multiphysics-Heat Transfer Module, User's Guide*, Version 6.0, 2021.
- [Chi19] B. Chiné, V. Mussi and A. Rossi, Flow and heat transfer through an open-cell metal foam, *Proceedings of Comsol Conference 2019*, Cambridge, UK, 2019.
- [Cmp21] Comsol AB, *Comsol Multiphysics, Reference Manual*, Version 6.0, 2021.
- [Cre21] Comsol AB, *Comsol Multiphysics-Chemical Reaction Engineering Module, User's Guide*, Version 6.0, 2021.
- [Dia12] Diani A., Mancin S., Zilio C. and Rossetto L., Experimental and numerical analysis of different extended surfaces, *Journal of Physics: IOP Conf. Series* 395, doi:10.1088/1742-6596/395/1/012045, 2012.
- [Dix18] T. Dixit and I. Ghosh, Simulation intricacies of open-cell metal foam fin subjected to convective flow, *App. Thermal Engin.*, 137, 532-544, (2018).
- [Kim17] Kim D.Y. and Kim K.C., Thermal performance of brazed metal foam-plate heat exchanger as an evaporator for organic Rankine cycle, Numerical investigation on a heat exchanger in aluminum foam, *Energy Procedia* 129, 451-458, 2017.

- [Kop10] A. Kopanidis, A. Theodorakakos, E. Gavaises and D. Bouris, 3D Numerical simulation of flow and conjugate heat transfer through a pore scale model of high porosity open cell foam, *Int. Journ. of Heat and Mass Transfer*, 53, 2539-2550, (2010).
- [Kri06] S. Krishnan, J.Y. Murthy and S.V. Garimella, Direct simulation of transport in open-cell metal foam, *ASME Journ. of Heat Transfer*, 128, 793-799, (2006).
- [Jaf18] A. Jafarizade, M. Panjepour, M. Meratian and M.D. Emami, Numerical simulation of gas/solid heat transfer in metallic foams: A general correlation for different porosities and pore sizes, *Transport in porous media*, 122(3), DOI 10.1007/s11242-018-1208-x, (2018).
- [Mai17] Maid I.W., Hilal K.H. and Hassun K., Experimental study of heat transfer enhancement in heat exchanger using porous media, *Global Journal of Engineering Science and Research Management*, 4(9), 82-91, 2017.
- [Man10a] Mancin S., Zilio C., Cavallini A. and Rossetto L., Pressured drop during air flow in aluminium foams, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 3121-3130, 2010.
- [Man10b] S. Mancin, C. Zilio, A. Cavallini and L. Rossetto, Heat transfer during air flow in aluminum foams, *Int. Journ. of Heat and Mass Transfer*, 53, 4976-4984, (2010).
- [Mei15] S. Meinicke, T. Wetzel and B. Dietrich, CFD Modeling of single-phase hydrodynamics and heat transfer in solid sponges, 11th Int. Confer. on CFD in the Minerals and Process Industry-CSIRO, Melbourne, Australia, 7-9 December (2015).
- [Oda12] M. Odabae and K. Hooman, Metal foam heat exchangers for heat transfer augmentation from a tube bank, *App. Thermal Engin.*, 36, 456-463, (2012).
- [Ran14] Ranut P., Nobile E. and Mancini L., Microtomography-based CFD Analysis of Transport in Open-Cell Aluminum Metal Foams, *Journal of Physics: Conference Series* 501 (2014) 012021, 2014.
- [Vil16] Villani V. and Bella G., Natural convection in a metal foam heat exchanger., *Comsol Conference 2016*, Munich (Germany), 2016.
- [Wan18] Wang G. Qi C, Pan Y. and Li C., Flow characteristics of two kinds of porous metal foam tubes filled with water, *Thermal Science*, 22, S497-S505, 2018.
- [Wu11] Z. Wu, C. Caliot, G. Flamant and Z. Wang, Numerical simulation of convective heat transfer between air flow and ceramic foams to optimise volumetric solar air receiver performances, *Int. Journ. of Heat and Mass Transfer*, 54, 1527-1537, (2011).
- [Xu18] Xu H., Xing Z., Wang F. and Zhao C., Convective transport characteristics of nanofluids in lightweight metal foams with high porosity, *Novel Nanomaterials –Synthesis and Applications*, Chapter 9, 147-171, <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.72291>, 2018.
- [Yan21] Yang K., Liu K. and Wang J., Pore-scale numerical simulation of convection heat transfer in high porosity open-cell metal foam under rotating conditions, *Applied Thermal Engineering*, 195, 117168, 2021.
- [Zha12] Zhao C., Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cell, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 3618-3632, 2012.

8. Evaluar y caracterizar el intercambiador de calor con esponjas metálicas, mediante trabajo experimental

Son muchas las variables involucradas en el sistema de intercambio térmico y es imposible estudiarlas todas al mismo tiempo. A raíz del análisis de los componentes del circuito y luego de realizar varias pruebas y analizar las limitaciones de cada equipo y de sistema completo, se seleccionaron las variables y experimentos expuestos en este capítulo. La ejecución de experimentos fue basada en protocolos de la teoría de DOE (Design of Experiments) sin necesidad de preocuparnos por el tamaño de muestra, puesto que los sensores toman datos continuamente, pudiendo más bien elegir la cantidad de muestras dentro de períodos de estabilidad. Las técnicas de análisis de datos seleccionadas se caracterizan por ser básicas, pruebas de normalidad, de homogeneidad de varianza, test de medias (test de Tukey), gráficos de comparación como principal herramienta de la estadística descriptiva, seleccionadas porque evalúan con mayor claridad el desempeño de cada experimento. Las hipótesis por probar son expuestas como experimentos, donde cada uno de estos propone una configuración alternativa de intercambio térmico y de este se miden múltiples respuestas. Por lo tanto, la utilización de diseños de experimentos clásicos, no resultó ser una alternativa con resultados mejores que las técnicas expuestas a continuación.

8.1. Introducción

De acuerdo con la literatura, al analizar el comportamiento de un sistema de intercambio térmico, las variables de entrada que influyen directamente en su desempeño se pueden enumerar en: 1) constitución de los fluidos de trabajo, 2) flujo volumétrico de los fluidos de trabajo, 3) dirección de los fluidos de trabajo (si van a trabajar en contra-flujo, flujo paralelo, por ejemplo), 4) temperatura de entrada de los fluidos de trabajo, 5) presión de entrada de los fluidos de trabajo, 6) superficie de contacto efectiva para la transferencia de calor entre los fluidos de trabajo, 7) material de los componentes intercambiadores de calor, 8) áreas transversales o geometría de las estructuras que transportan los fluidos de trabajo, y 9) características de operación de los fluidos de trabajo (si se da flujo laminar, turbulento, si son fluidos compresibles o no, entre otros). Todas estas variables son controlables, y la mayoría ya fue definida durante el diseño e implementación física del intercambiador de calor detallado en otras secciones de este documento.

Ahora, al caracterizar la respuesta de un sistema térmico, las principales variables de salida se pueden resumir en: 1) la temperatura de salida de los fluidos de trabajo, y 2) la presión de salida de los fluidos de trabajo. Donde la diferencia de estos parámetros con respecto a los valores para las variables de entrada homólogas, producen el cambio (o delta, Δ) en la temperatura o presión del intercambiador del calor, factores que luego se pueden utilizar para calcular una figura de mérito como el coeficiente de desempeño (COP), o la eficiencia del proceso, por ejemplo.

Para medir las variables seleccionadas se hace uso de sensores analógicos de alta precisión, marca WIKA, para temperatura y presión absoluta. Estos sensores dan una señal eléctrica continua en el tiempo, y es gracias al sistema de adquisición y acondicionamiento de datos desarrollado en LabVIEW que se pueden discretizar los valores de salida de estos componentes. De esta manera, por medio del algoritmo de control creado en este software, se tomaron datos de las temperaturas y presiones de entrada y salida para el agua y el aire en lapsos de 30 segundos a 1 minuto, aproximadamente, recolectándose en promedio 300 mediciones para diferentes caudales de entrada de agua y aire.

Luego, las variables elegidas para realizar las mediciones del sistema de intercambio térmico son las siguientes: Temperatura de entrada del Agua (TW_{in}), Temperatura de salida del Agua (TW_{out}),

Temperatura de entrada del Aire (T_{Ain}), Temperatura de salida del Aire (T_{Aout}), Presión de entrada del Agua (P_{Win}), Presión de salida del Agua (P_{Wout}), Presión de entrada del Aire (P_{Ain}), y Presión de salida del Aire (P_{Aout}).

8.2. Experimentos

Los experimentos diseñados que se han elegido mostrar en este apartado son los siguientes:

Experimento 1

Medición de variables para intercambiador compuesto de tres tubos de cobre que transportan agua, no se utiliza ninguna espuma como elemento de intercambio, solo se hace pasar el agua por los tubos de cobre y el aire como fluido de enfriamiento; este experimento es utilizado como control y sus resultados servirán para comparar el desempeño de los componentes agregados a otros experimentos.

Experimento 2

Medición de variables para intercambiador compuesto de tres tubos de cobre que transportan agua con un componente de esponja metálica que los recubre y el aire como fluido de enfriamiento.

Experimento 3

Medición de variables para intercambiador compuesto de seis tubos de cobre que transportan agua con dos componentes de esponja metálica que los recubre y el aire como fluido de enfriamiento.

Experimento 4

Medición de variables para intercambiador compuesto de tres tubos de cobre que transportan agua con un componente de esponja metálica que los recubre adherida con pasta térmica y el aire como fluido de enfriamiento.

Experimento 5

Medición de variables para intercambiador compuesto de dos series de tres tubos de cobre que transportan agua, cada una con componente de esponja metálica que los recubre adherida con pasta térmica y el aire como fluido de enfriamiento.

La generación de información de estos experimentos es amplia, se van a exponer primero los resultados de los experimentos 4 y 5 porque tiene los mejores desempeños, para luego compararlos con el experimento 1 de control. Posteriormente se van a brindar los resultados de comparación de los cinco experimentos.

8.3. Resultados

8.3.1. Temperaturas de entrada y de salida del agua y del aire para experimentos con uso de pasta térmica y esponja de cobre (Experimentos 4 y 5)

Para la configuración operativa descrita para el Experimento 4, con pasta térmica para adherir una esponja, se obtuvieron los resultados mostrados en la Figura 8.1, para la temperatura de entrada y salida del agua a diferentes caudales de agua (de 0.5 gal/min a 3.0 gal/min, con incrementos de 0.5 gal/min), y variando el caudal de entrada del aire a intervalos, iniciando en 7.068 L/min y finalizando en 23.408 L/min. Se logra apreciar la disminución en los valores de entrada de la temperatura al ser comparados con las mediciones de salida para cada segmento ensayado.

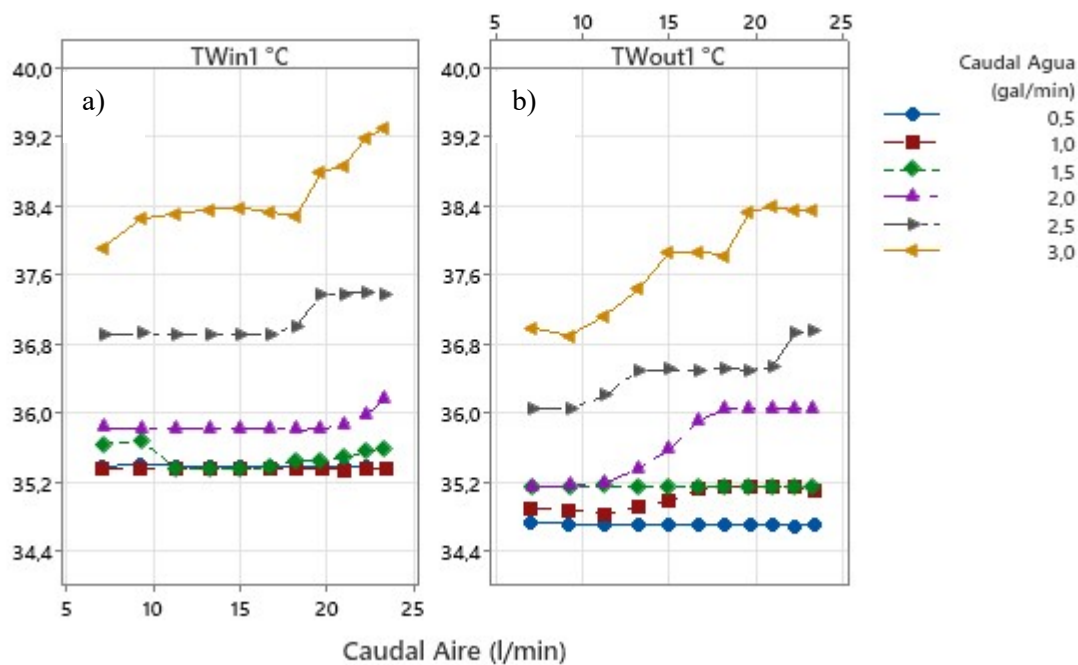


Figura 8.1. Temperatura entrada Agua (TWin) (a), Temperatura salida Agua (TWout) (b) vrs caudal de aire, para diferentes caudales de agua, para Exp.4: con pasta térmica, una esponja.

Para los caudales de agua de 0.5 a 2.0 gal/min las temperaturas tanto de entrada como de salida del agua no parecen estar influenciadas por el caudal de aire, mientras que los flujos de agua mayores a 2.0 gal/min muestran una variación cada vez mayor al variar el caudal del aire. Este fenómeno se puede explicar si se analiza el comportamiento del fluido dentro de los tubos de cobre, clasificando su patrón de movimiento en flujo laminar (incluyendo los flujos en estado de transición) o turbulento. Para saber si un fluido se encuentra en uno o el otro estado, se hace uso del número de Reynolds, el cual indica que flujos con un número de Reynolds menos a 4000 se pueden clasificar como laminares, mientras valores mayores o iguales a 4000 son flujos turbulentos.

Para el caso de estudio, el número de Reynolds para el caudal de agua de 0.5 gal/min es de 1520.95, incrementándose gradualmente para los caudales subsiguientes, hasta llegar a un valor de 9379.21 para el caudal de 3.0 gal/min, lo que refleja una transición de flujo laminar a uno turbulento. Ahora, un flujo laminar se caracteriza por ser un flujo de fluido suave y ordenado, con capas paralelas de fluido que se mueven sin una mezcla significativa. Esta manera ordenada y predecible de desplazamiento no beneficia el flujo de calor convectivo, lo que, aunado a una baja capacidad calorífica del aire y volúmenes de agua desplazados por unidad de tiempo relativamente altos, hacen que el variar el caudal de aire no influya significativamente en el intercambio térmico entre los dos fluidos de trabajo.

Caso contrario sucede cuando el fluido se acerca al régimen turbulento, el cual se caracteriza por ser un tipo de flujo de fluido dinámico y caótico con movimientos irregulares y formación de remolinos, vórtices y cambios bruscos en su velocidad y presión, lo que beneficia e impulsa un mejor flujo de calor convectivo. Por esta razón, al valor del caudal de agua acercarse a los 3 gal/min, y aprovechar cada vez más los patrones de mezcla de este tipo de flujo y, por ende, darse una mejor transferencia de calor entre ambos fluidos de trabajo, más influencia tiene el incremento en el caudal volumétrico del aire al entrar en contacto con la matriz porosa.

Siempre para el Experimento 4, se obtuvieron los resultados mostrados en la Figura 8.2, para la temperatura de entrada y salida del aire a diferentes caudales de agua en un rango de 0.5 gal/min a 3.0 gal/min, variando el caudal de entrada del aire en intervalos de 0.05 L/min, iniciando en 1.10 L/min y finalizando en 1.60 L/min.

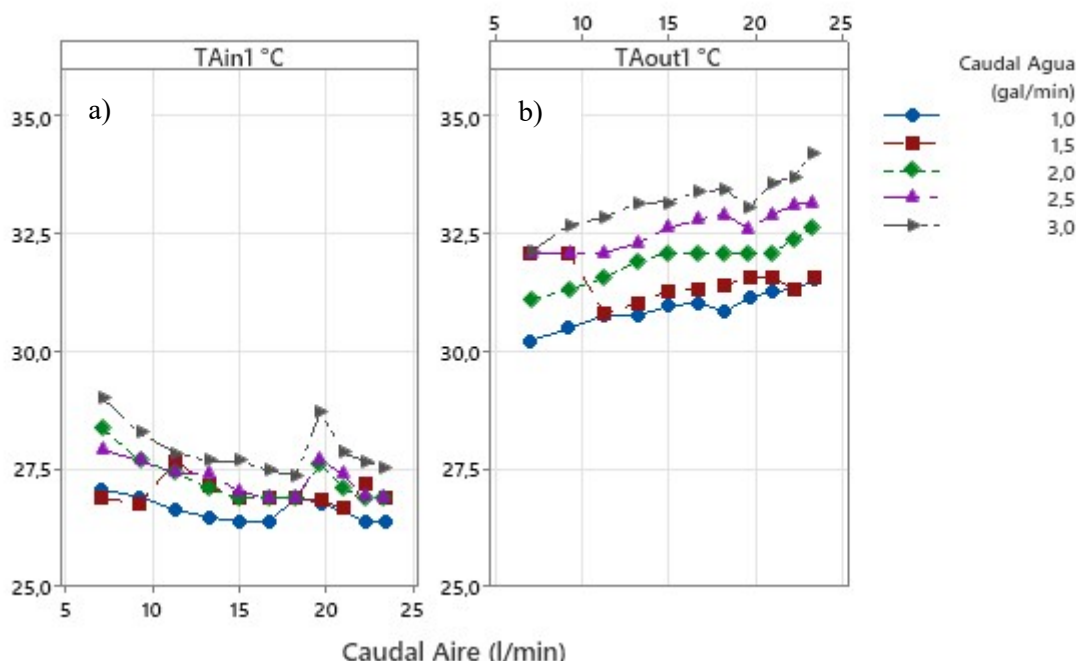


Figura 8.2. Temperatura entrada Aire (TAin) (a), Temperatura salida Aire (TAout) (b) vrs caudal de aire, para diferentes caudales de agua, para Exp.4: con pasta térmica, una esponja.

Se logra apreciar el aumento en los valores de salida de la temperatura al ser comparados con las mediciones de entrada para cada segmento ensayado. En este caso el incremento es observado consistentemente para todos los caudales de agua ensayados, lo que indica que, entre mayor caudal de agua y, por lo tanto, mayor volumen de agua desplazado por las tuberías de cobre, más calor absorbe el flujo de aire, calentándose acorde.

Para la configuración operativa descrita para el Experimento 5, con pasta térmica y dos esponjas, se obtuvieron los resultados mostrados en la Figura 8.3, para Temperatura de entrada y salida del agua para los mismos caudales de agua detallados anteriormente, y variando el caudal de entrada del aire en intervalos, iniciando en 7.068 L/min y finalizando en 23.408 L/min. Se logra apreciar la disminución en los valores de entrada de la temperatura al ser comparados con las mediciones de salida para cada segmento ensayado. También para este gráfico, en el que se utilizan dos esponjas, notamos el mismo comportamiento que para el ensayo con una esponja, para los caudales de agua de 0.5 a 2.0 gal/min las temperaturas tanto de entrada como de salida del agua no parecen estar influenciadas por el caudal de aire, mientras las mayores a este valor son cada vez más dependientes del cambio en este parámetro. El fenómeno termodinámico explicado previamente se mantiene y es válido para describir también el comportamiento observado en este ensayo.

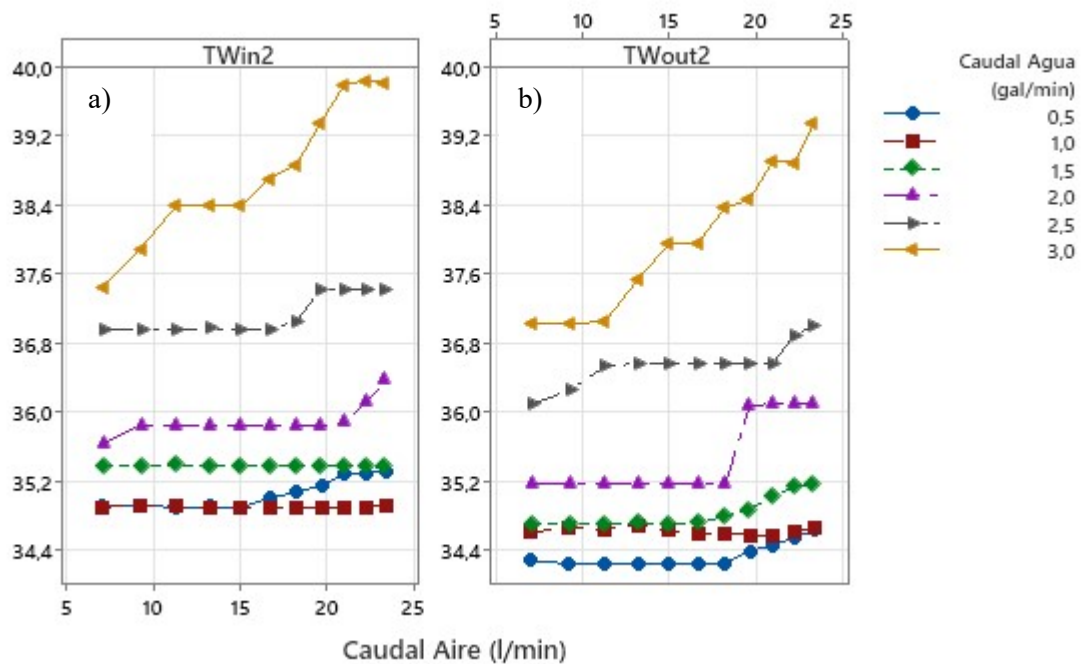


Figura 8.3 Temperatura entrada Agua (TWIn) (a), Temperatura salida Agua (TWout) (b) vrs caudal de aire, para diferentes caudales de agua, para Exp.5: con pasta térmica, dos esponjas.

Siempre para el Experimento 5, se obtuvieron los resultados mostrados en la Figura 8.4, para Temperatura de entrada y salida del aire a diferentes caudales de agua, en un rango de 0.5 - 3.0 gal/min y paso de 0.5 gal/min, y variando el caudal de entrada del aire en intervalos, iniciando en 7.068 L/min y finalizando en 23.408 L/min.

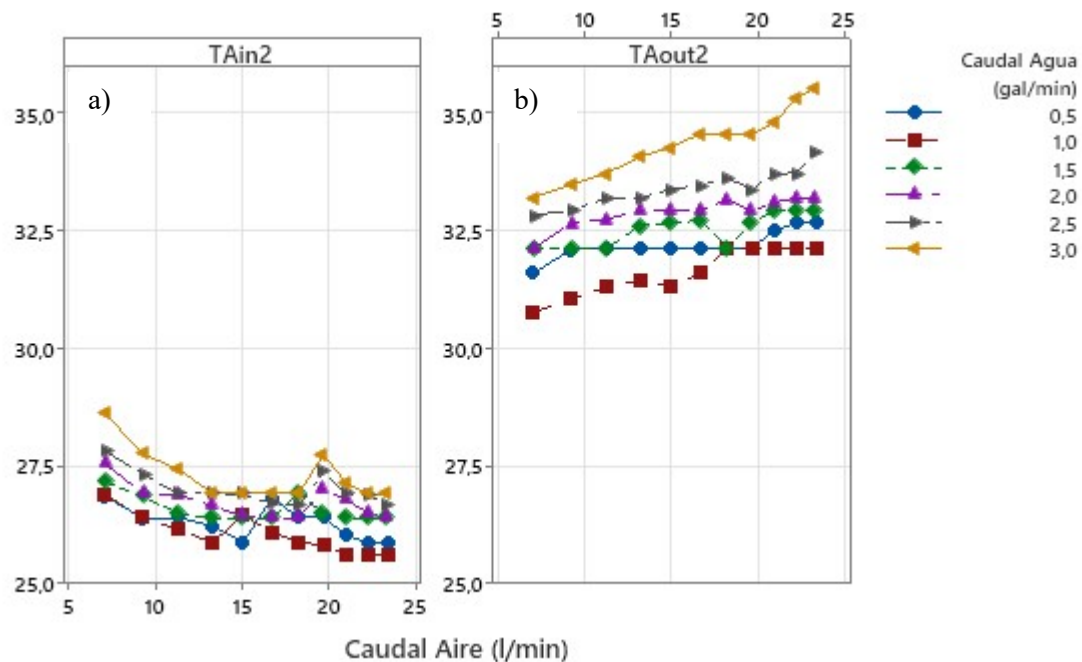


Figura 8.4. Temperatura entrada Aire (TWIn) (a), Temperatura salida Aire (TWout) (b) vrs caudal de aire, para diferentes caudales de agua, para Exp.3: con pasta térmica, dos esponjas.

Se logra apreciar el aumento en los valores de salida de la temperatura al ser comparados con las mediciones de entrada para cada segmento ensayado. En este caso el incremento es observado consistentemente para todos los caudales de agua ensayados, donde el volumen de agua desplazado transfiere calor al flujo de aire por medio de la matriz porosa, calentándolo en relación con cambio en el flujo aire, también.

8.3.2. Comparación de resultados entre Experimentos 1,4 y 5

La Figura 8.5 muestra los resultados obtenidos para el cambio en temperatura (ΔT) del agua a diferentes caudales de agua, variando el caudal de aire en cada ensayo, y para los Experimentos 1, 4 y 5, respectivamente. Estamos entonces comparando el sistema con solo los tres tubos de cobre de transporte de agua (ΔT_0) con el sistema que utiliza una esponja adherida con pasta térmica (ΔT_1) y el sistema que adhiere dos esponjas (ΔT_2). Se nota que la diferencia entre las curvas de entrada y salida de la temperatura para cada valor de caudal de agua y para todos los experimentos, es menor a 1°C .

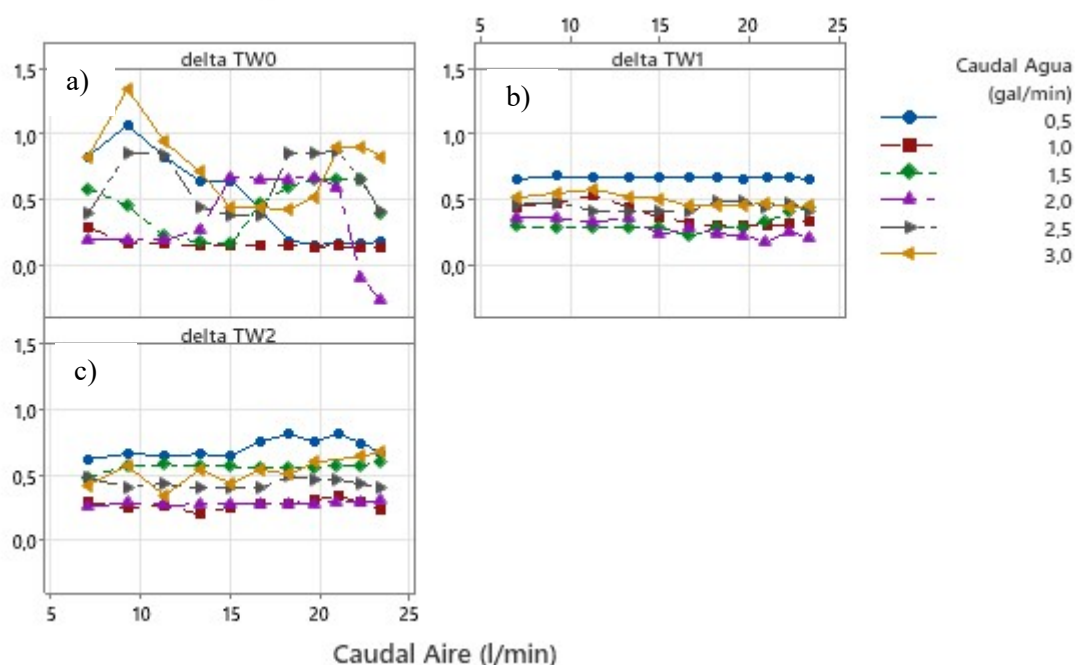


Figura 8.5. Diferencia entre Temperatura entrada y salida del agua (ΔT) vrs caudal de aire, para Exp.1 (a), Exp. 4 (b) y Exp.5 (c), para diferentes caudales de agua.

Este fenómeno se puede explicar en el hecho de que los caudales de agua ensayados, si se comparan con los caudales de aire utilizados, son demasiado grandes. Por ejemplo, tomando en cuenta la densidad específica del agua y el aire, se puede demostrar que el volumen de agua que pasa a través de los tubos de cobre es mil veces mayor que el volumen de aire que atraviesa la matriz porosa del sistema. Esto, aunado a la capacidad calorífica del agua en comparación con la del aire, resulta en una transferencia de calor del agua hacia el aire que solo logra enfriar el líquido de trabajo en menos de un grado.

Ahora, asumiendo que el caudal del aire en este experimento no muestra influencia sobre el ΔT del agua, se va a comparar, para los diferentes caudales del agua, si sus medias son iguales. Es decir, se hipotiza que para el rango de caudal de agua bajo el cual se realizan los experimentos, no influencia el cambio de temperatura. Las medias de la diferencia entre Temperatura de entrada y de salida del agua del Exp.1 (deltaTW0), del Exp.4 (deltaTW1) y Exp.5 (delta TW2) se muestran en Tabla 1. En Tabla 2 se muestran los resultados de la comparación de medias de la diferencia entre Temperatura de entrada y salida del agua del Exp.1, del Exp.2 y Exp.3, mediante comparación estadística de medias de Tukey, para cada uno de los caudales de agua de referencia. Se prueban las hipótesis de normalidad y homogeneidad en varianza.

Tabla 8.1: Estadísticos descriptivos de Exp 1, 4 y 5.

Variable	Media	Error estándar de la			
		media	Desv.Est.	Mínimo	Máximo
delta TW0	0,4737	0,0384	0,3118	-0,2646	1,3430
delta TW1	0,4312	0,0173	0,1406	0,1828	0,6826
delta TW2	0,4659	0,0206	0,1662	0,2023	0,8188

Tabla 8.2: Comparación de las medias de diferencia entre Temperatura entrada y salida del agua del Exp.1, del Exp.4 y Exp5, por caudal de agua.

Caudal de agua	Factor	N	Media	Agrupación		Interpretación
0,5 gal/min	delta TW2_0,5	11	0,7114	A		La media del ΔT de Exp0 y Exp5 son iguales
	delta TW1_0,5	11	0,67008	A	B	La media del ΔT de Exp4 y Exp5 son iguales
	delta TW0_0,5	11	0,483		B	La media del ΔT de Exp0 y Exp5 NO son iguales
1,0 gal/min	delta TW1_1,0	11	0,3796	A		La media del ΔT de los tres Exp NO son iguales
	delta TW2_1,0	11	0,2751		B	
	delta TW0_1,0	11	0,1679		C	
1,5 gal/min	delta TW2_1,5	11	0,56472	A		La media del ΔT de Exp0 y Exp5 son iguales
	delta TW0_1,5	11	0,4603	A		La media del ΔT de Exp0 y Exp5 NO son iguales
	delta TW1_1,5	11	0,3159		B	a la media de Exp4
2,0 gal/min	delta TW0_2,0	11	0,344	A		La media del ΔT de los tres Exp 0, 4 y 5 son iguales
	delta TW2_2,0	11	0,28380	A		
	delta TW1_2,0	11	0,2798	A		
2,5 gal/min	delta TW0_2,5	11	0,6324	A		La media del ΔT de Exp4 y Exp5 son iguales y estas No son iguales a la media del Exp0
	delta TW1_2,5	11	0,44714		B	
	delta TW2_2,5	11	0,4364		B	
3,0 gal/min	delta TW0_3,0	11	0,7546	A		La media del ΔT de Exp4 y Exp5 son iguales y estas No son iguales a la media del Exp0
	delta TW2_3,0	10	0,5300		B	
	delta TW1_3,0	11	0,4944		B	

Estos resultados de comparación de medias indican que la diferencia de temperatura de entrada y salida del experimento que utiliza solo los tubos de cobre que transporta el agua vrs el uso de esponjas adheridas con pasta térmica, son diferentes. El uso de esponjas tiene valores mayores de ΔT que para el experimento de control, y este valor es casi siempre mayor cuando se utilizan dos componentes de esponja en vez de uno solo.

La Figura 8.6 reúne los resultados obtenidos para los Experimentos 1, 4 y 5, para la diferencia de temperatura (ΔT) conseguida en el flujo de aire para las configuraciones de control (solo un tubo de cobre, sin esponja como elemento intercambiador de calor), 1 esponja y 2 esponjas con pasta térmica en contacto con los tubos de cobre.

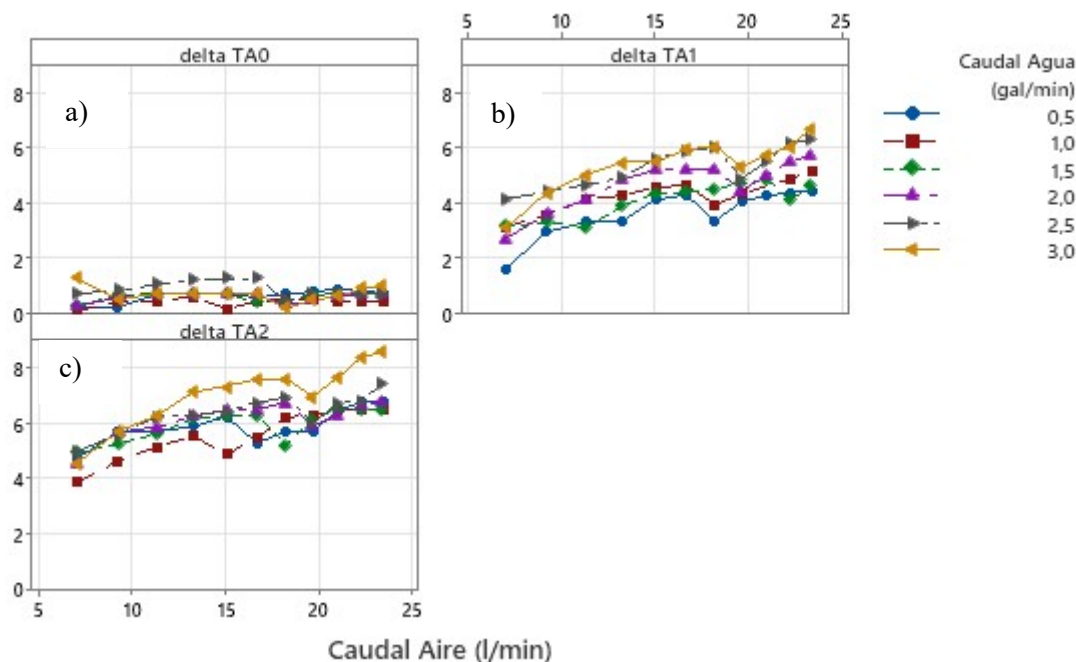


Figura 8.6. Diferencia entre Temperatura entrada y salida del aire (ΔT) vrs caudal de aire, para Exp. 1 (a), Exp. 4 (b) y Exp. 5 (c), para diferentes caudales de agua.

La adición de la pasta térmica obedece a la suposición de que, incluyendo este material, se puede mejorar el intercambio de energía entre los elementos del sistema. Sin embargo hay que considerar que el coeficiente de transmisión de calor de la pasta térmica es menor que el coeficiente de transmisión de calor de la esponja, pudiendo causar una resistencia térmica para el mecanismo de conducción del calor en los sólidos. Los ensayos fueron llevados a cabo variando tanto el caudal de agua entre los 0.5 gal/min y los 3 gal/min, con un incremento de 0.5 gal/min; como el caudal de aire, iniciando los ensayos en 7.068 L/min y finalizando en 23.408 L/min, con pasos iguales.

Se puede notar el incremento sustancial en el ΔT si se compara el desempeño del sistema para los ensayos con solo el tubo de cobre y una esponja con pasta térmica, obteniendo para el primer caso una diferencia de temperatura menor a 2°C; mientras que para la segunda configuración se obtienen ΔT que van desde los 2°C hasta los 6°C para los diferentes caudales de aire, aproximadamente. Esta misma tendencia se observa al comparar los resultados de los experimentos con una esponja y dos esponjas, donde el cambio de temperatura para este último ordenamiento supera, en promedio, los 6°C. Esta conducta demuestra que, al aumentar el área efectiva de contacto entre los elementos térmicos del arreglo experimental, se favorece el intercambio de calor entre los fluidos de trabajo. Ahora, la Figura 8.7 muestra las curvas de comportamiento de ΔT para el flujo de aire para los mismos experimentos anteriores, pero esta vez dependientes del valor del caudal de agua para los diferentes caudales de aire definidos anteriormente.

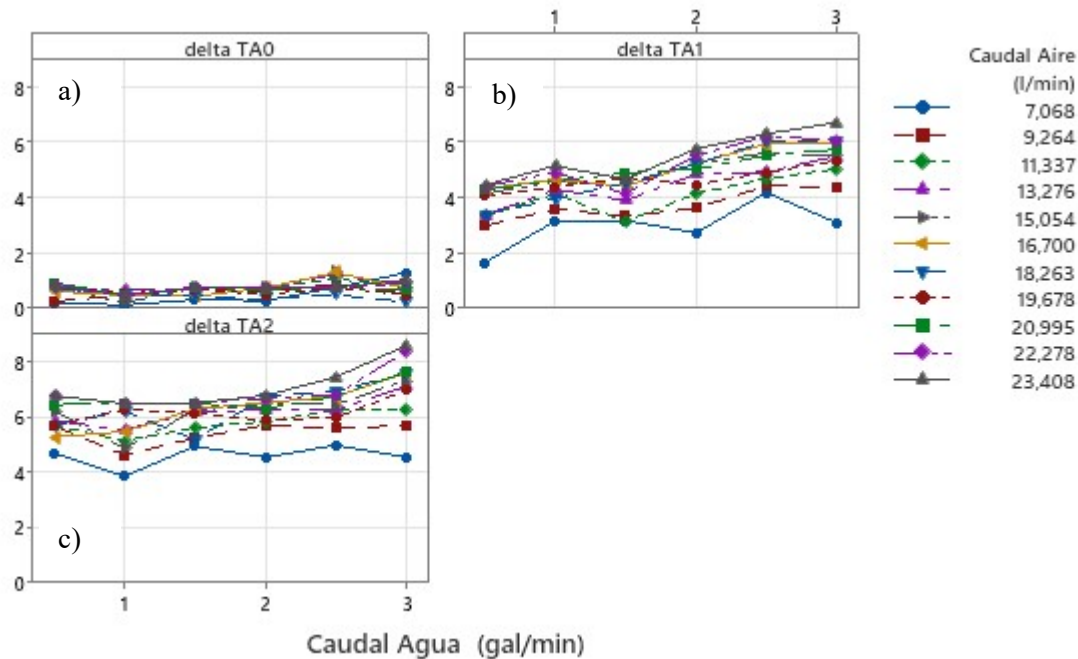


Figura 8.7. Diferencia entre Temperatura de entrada y salida del aire (ΔT) vrs caudal de agua, para Exp. 1 (a), Exp. 4 (b) y Exp. 5 (c), para diferentes caudales de aire.

La tendencia observada es análoga a aquella discutida previamente para la Figura 8.6, y demuestra la influencia que tiene el desplazamiento volumétrico del agua a través de los tubos de cobre, donde se nota un ligero incremento en los valores de ΔT al aumentar el flujo de agua para todos los caudales de aire ensayados. Esto se traduce en un creciente intercambio de energía al aumentar tanto la cantidad de agua que es transportada a través de los tubos, como el volumen de aire que pasa por la matriz porosa.

La Figura 8.8 muestra los resultados obtenidos para la diferencia de presión Δp del agua para los experimentos 1, 2, y 3 para los diferentes caudales de agua ensayados (iniciando en 0.5 gal/min y finalizando en 3.0 gal/min). Para las configuraciones con el tubo de cobre sin esponja y para una esponja se tiene una diferencia de presión aproximadamente equivalente a 1.6 bar, pues para ambos casos el recorrido del agua dentro del tubo de cobre es la misma. Ahora, para dos esponjas como elementos intercambiadores de calor, el número de tubos de cobre en contacto con la matriz porosa es el doble que, con una esponja, por esta razón, se experimenta una pérdida de presión que se ve reflejada en un Δp menor que los ensayos anteriores (1.3 bar, aproximadamente).

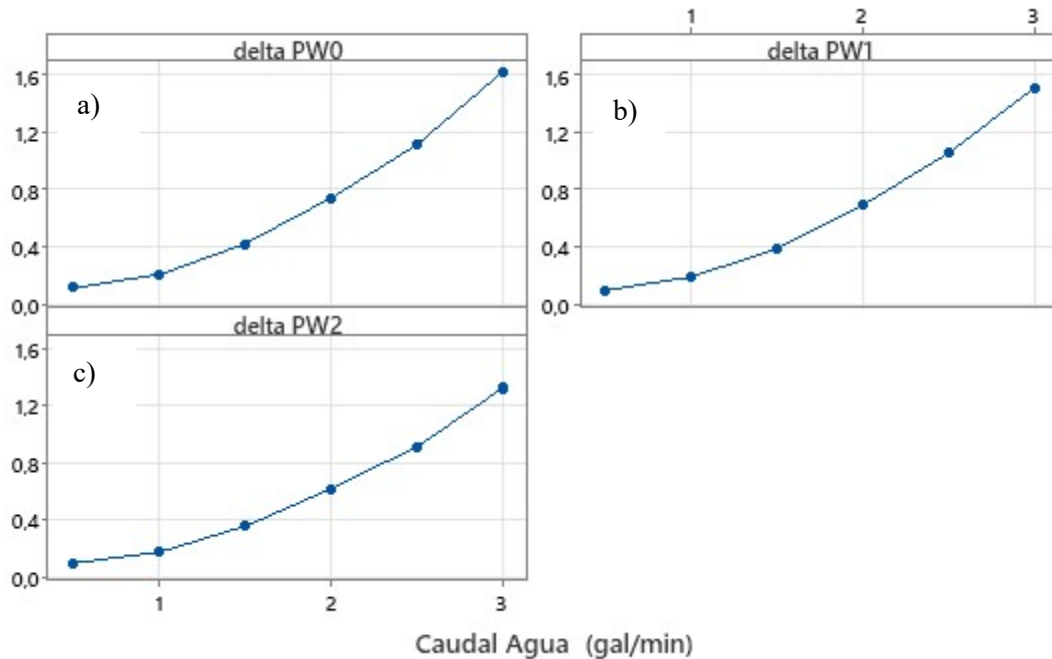


Figura 8.8. Diferencia entre Presión de entrada y salida del agua (Δp) vrs caudal de agua, para Exp. 1 (a), Exp. 2 (b) y Exp. 3 (c), para diferentes caudales de aire.

8.3.3. Comparación de resultados entre Experimentos 1, 2, 3, 4 y 5

Se comparan los ΔT del agua para el Exp.1 ($\Delta TW0$), Exp.2 ($\Delta TW1$: una esponja), Exp.3 ($\Delta TW2$: dos esponjas), Exp.4 ($\Delta TW1p$: una esponja adherida con pasta térmica), Exp.5 ($\Delta TW2p$: dos esponjas adheridas con pasta térmica). La comparación se realizó para los dos caudales de agua extremos, 0.5 y 3.0 gal/min.

Para la configuración operativa descrita para los Experimentos del 1-5, se comparan los resultados mostrados en la Figura 8.9, para ΔT del agua para dos caudales de agua, variando el caudal de entrada del aire en intervalos iguales, iniciando en 7.068 L/min y finalizando en 23.408 L/min. Se logra apreciar la disminución del comportamiento de todas las curvas ΔT del agua vrs caudal de aire para el caudal del agua de 3 gal/min, respecto del caudal 0.5 gal/min, comportamiento que es similar a aquel visto en los ensayos de la sección 8.3.1, donde el fenómeno termodinámico que se experimenta al tener un fluido en transición de régimen laminar a turbulento explica la tendencia observada en estas gráficas.

Por último, se muestra en la Figura 8.10 la comparación de los diferentes cambios en la temperatura del aire para los caudales de 0.5 gal/min y 3.0 gal/min en las configuraciones del sistema sin esponja como elemento intercambiador de calor y con solo los tubos de cobre, 1 esponja con y sin pasta térmica, y 2 esponjas con y sin pasta térmica, también. Los resultados muestran claramente una diferencia marcada en los valores obtenidos para el ΔT del sistema con solo los tubos de cobre (TA0), con respecto a los otros dos escenarios.

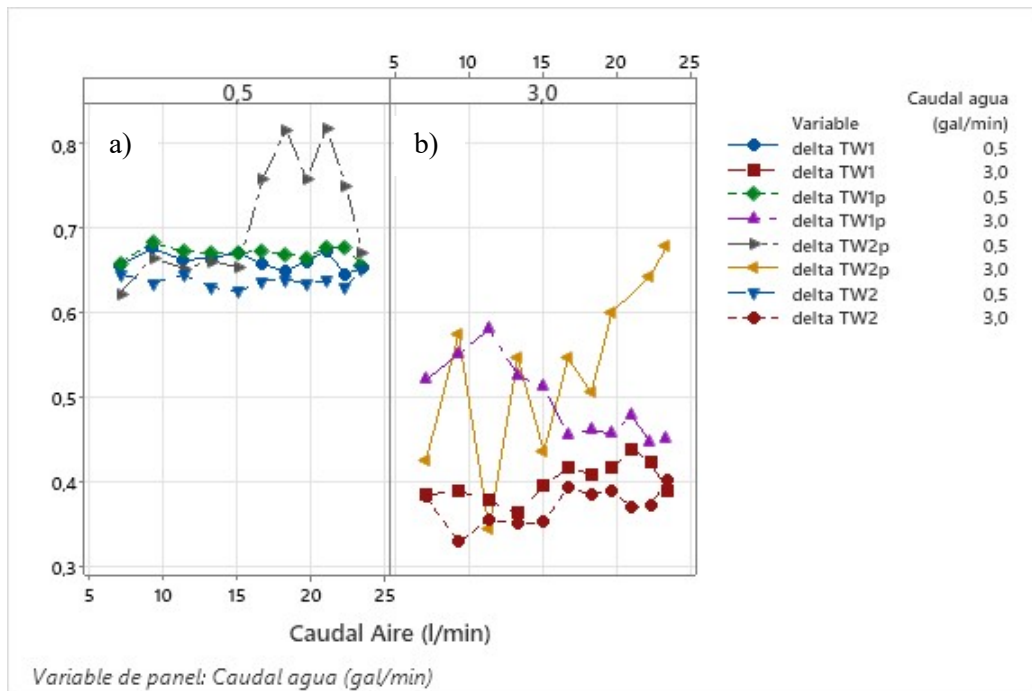


Figura 8.9. Diferencia entre Temperatura entrada y salida del Agua (ΔT) vrs caudal de aire, para Exp 2, 3, 4 y 5, para caudales de agua de 0,5 y 3 gal/min.

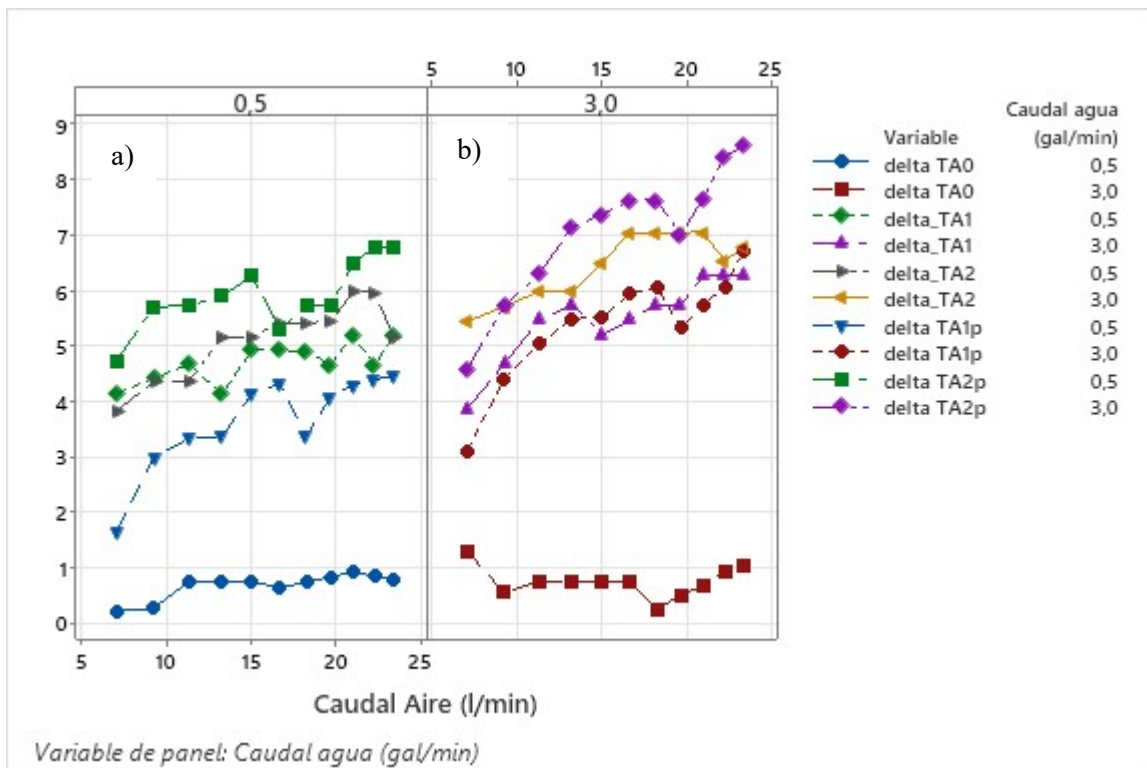


Figura 8.10. Diferencia entre Temperatura de entrada y salida del aire (ΔT) vrs caudal de aire, para Exp. 1, 2, 3, 4 y 5 para dos caudales de agua.

La tendencia general de las diferentes curvas es ir aumentando la diferencia de temperatura conforme se incrementa el caudal de aire, comportamiento que ya ha sido discutido en apartados anteriores. Otro comportamiento recurrente es la mejora en el rendimiento al utilizar dos esponjas, aumentando el área efectiva de contacto, en lugar de una sola. Al comparar los valores obtenidos para las configuraciones de una y dos esponjas con y sin pasta térmica se puede notar que, para dos esponjas con pasta térmica, su rendimiento es mejor que para una esponja con pasta térmica (un ΔT mayor al comparar las respectivas gráficas). Pero para los casos de una esponja con pasta térmica y una esponja sin pasta térmica, el cambio en temperatura es menor con pasta térmica que sin este elemento a 0.5 gal/min, y con valores muy parecidos para 3.0 gal/min. Este comportamiento se puede explicar si se considera la posibilidad de que el contacto cobre-a-cobre de la esponja con el tubo era mejor que el contacto esponja-pasta térmica-tubo, donde este último crea una resistencia térmica mayor al tener estos materiales coeficientes de conductividad térmica muy diferentes (400 W/m*K para el cobre y 16-18 W/m*K para la pasta térmica, aproximadamente), lo que obstaculiza una eficiente transferencia de energía entre los diferentes componentes del sistema.

8.4. Conclusiones

Para caracterizar y evaluar la respuesta de un sistema térmico pueden utilizarse la diferencia entre las variables de temperatura de entrada/salida de los fluidos de trabajo y la presión de entrada/salida de los fluidos de trabajo. La influencia del caudal de aire sobre las temperaturas tanto de entrada como de salida del agua, dependen del comportamiento del fluido dentro de los tubos de cobre, clasificando su patrón de movimiento en flujo laminar (incluyendo los flujos en estado de transición) o turbulento. Esto hace que interpretar el cambio de Temperatura vrs el aire para diferentes caudales, sea una tarea difícil. De aquí que la calidad, disponibilidad y estabilidad del sistema de medición es de suma importancia para seguir avanzando en esta línea de investigación.

En general, se logra apreciar el aumento en los valores de salida de la temperatura del aire al ser comparados con las mediciones de entrada para todos los caudales de agua ensayados, lo que indica que, entre mayor caudal de agua y, por lo tanto, mayor volumen de agua desplazado por las tuberías de cobre, más calor absorbe el flujo de aire, calentándose acorde. La diferencia de temperatura de entrada y salida del experimento que utiliza solo los tubos de cobre que transporta el agua vrs el uso de esponjas adheridas con pasta térmica, son diferentes. El uso de esponjas tiene valores mayores de ΔT que para el experimento de control, y este valor es casi siempre mayor cuando se utilizan dos componentes de esponja en vez de uno solo. Rendimientos mejores pueden ser obtenidos superando las actuales limitaciones del sistema experimental, porque los caudales de agua son demasiado grandes respecto del caudal del aire, resultando en una transferencia de calor del agua hacia el aire muy baja, que solo logra enfriar el líquido de trabajo en menos de un grado. Además, debe considerarse que la capacidad térmica del agua es mucho mayor a la del aire.

De la comparación de los Exp 0, 4 y 5 se puede concluir que existe un incremento en el ΔT del aire de los componentes que utilizan esponja metálica como elemento de transferencia de calor, siendo el cambio de temperatura mayor para el componente con dos esponjas quien en promedio muestra un aumento promedio de 6°C, respecto al dispositivo sin uso de esponja. Al comparar los valores obtenidos para las configuraciones de una y dos esponjas con y sin pasta térmica se puede notar que, para dos esponjas con pasta térmica, su rendimiento es mejor que para una esponja con pasta térmica (un ΔT mayor al comparar las respectivas gráficas). Pero para los casos de una esponja con pasta térmica y una esponja sin pasta térmica, el cambio en temperatura es menor con pasta térmica que sin este elemento a 0.5 gal/min, y con valores muy parecidos para 3.0 gal/min.

9. Evaluar la eficiencia del intercambiador de calor mediante un modelo computacional validado

9.1. Introducción

La primera actividad consiste en analizar los valores que se han establecido y usado efectivamente durante la campaña experimental realizada para ensayar el intercambiador de calor compacto. El dispositivo ha sido diseñado con elementos térmicos que incorporan esponjas metálicas de cobre y los datos necesarios se obtienen del desarrollo de todas las actividades anteriores, en particular las llevadas a cabo en el marco del OE 4. Específicamente, se evalúan las propiedades de los elementos térmicos usados en el intercambiador, confirmando conductividad térmica, densidad, presencia de defectos, geometrías de las celdas, porosidad y otras propiedades físicas de los materiales. Otros resultados muy importantes son los que derivan de los valores de operación del circuito de prueba usado en la campaña experimental, como temperatura de la corriente fría y de la corriente caliente, flujos másicos, pérdida de presión etc. Sucesivamente, mediante el modelo computacional preliminar desarrollado con las actividades del OE 3 y descrito en el capítulo 7, se lleva a cabo la modelación y simulación del flujo y de la transferencia de calor en el intercambiador con esponjas metálicas, efectivamente usado en el banco experimental. Se reúnen así todos los datos y se introducen en el modelo, fijando los valores reales de las propiedades de materiales y fluidos y las condiciones de operación efectivamente desarrolladas.

9.2. Modelación computacional del intercambiador de calor compacto

Los resultados numéricos de las simulaciones se contrastan con los valores experimentales de pérdida de presión, temperatura de entrada y salida de los fluidos, valores de flujo másico, etc. planificados y luego registrados con la actividad 5 el OE 4. El propósito es de tener una validación del modelo computacional desde el punto de vista de los fenómenos de transporte convectivo y de los mecanismos térmicos. En particular, se ajustan algunos parámetros del modelo desarrollado con el software computacional Comsol Multiphysics de manera de reproducir con las simulaciones los valores experimentales. Se desarrollan simulaciones numéricas con un ajuste cíclico de los parámetros, mediante el análisis de los resultados computacionales obtenidos. En el específico, a partir de los resultados numéricos se ajustan integralmente los parámetros del modelo computacional, calibrando ulteriormente las magnitudes fijadas con las actividades 2,3 y 4 del OE 3 y mejoradas con las mismas actividades del presente objetivo específico. Todos los investigadores participan, pues esta actividad contempla el análisis global del modelo con consideraciones de carácter integral.

A culminación de la etapa experimental, se dispone de datos de laboratorio para las siguientes configuraciones principales del intercambiador de calor compacto, obtenidos con las actividades del OE 2 y del OE 4:

- a) intercambiador con tres tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, sin esponja metálica;
- b) intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, sin esponja metálica;
- c) intercambiador con tres tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, a contacto con una esponja metálica de cobre, sin y con pasta térmica;

- d) intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, con dos esponjas metálicas de cobre a contacto, cada una, con tres tubos, sin y con pasta térmica.

Se estudia primeramente la configuración a), la cual al no presentar superficies extendidas representa el caso de menor transferencia de calor del dispositivo. Sucesivamente se analiza el comportamiento del intercambiador de calor con la presencia de dos esponjas metálicas (configuración d) que otorgan en cambio la mayor área de transferencia térmica. En último se modelan los restantes casos b) y c). En todos los casos se asume una temperatura de entrada del agua $T_{in,w}$ de 312 K (38.85 °C) y una temperatura de entrada del aire de enfriamiento $T_{in,a}$ igual a 300 K (26.85 °C).

9.2.1 Intercambiador con tres tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, sin esponja metálica (caso a)

De acuerdo con los valores experimentales de este caso y analizados en el capítulo anterior, los resultados computacionales se obtienen para una velocidad de entrada del aire de enfriamiento $U_{in,a}$ de 0.457 m/s, correspondiente a un caudal de 10 L/min y una velocidad de entrada del agua $U_{in,w}$, igual en los tres tubos, de 2.123 m/s, equivalente a un caudal de 5.678 L/min (1.5 galones/min). Los valores anteriores, las propiedades termo-físicas de los fluidos [Ber11], el diámetro D y el área transversal de las secciones de entrada A , la temperatura de entrada T_{in} , el flujo másico $\dot{m}$ y el número de Reynolds Re , se brindan en la Tabla 9.1 para los flujo de aire y agua.

La Fig. 9.1 traza la temperatura del agua en la sección de salida del tubo central de cobre, que resulta ser prácticamente igual a la de entrada de 312 K. Esto indica que el agua no experimenta cambios significativos, aunque el aire si aumenta su temperatura, como demuestra la siguiente Fig. 9.2. El perfil de la velocidad del agua en la misma sección de salida se brinda en la Fig. 9.3, denotando un valor máximo cercano a los 2.5 m/s. Para corroborar si los tres tubos de cobre, en ausencia de esponja metálica, son capaces de transferir calor adecuadamente, se selecciona el caso que, de acuerdo con la teoría, brindaría la mejor transferencia de calor. Esto se da cuando se tiene un valor máximo del caudal del aire y un valor mínimo de aquel del agua.

Tabla 9.1 Valores experimentales usados para la evaluación del intercambiador de calor sin esponja metálica (caso a).

a) Flujo de aire	
Magnitud	Valor
Diámetro de entrada D	21.54×10^{-3} m
Sección de entrada A	0.36440×10^{-3} m ²
Caudal de entrada $\dot{Q}_a$	10 L/min (0.16667×10^{-3} m ³ /s)
Velocidad de entrada $U_{in,a}$	0.457 m/s
Temperatura en la entrada $T_{in,a}$	300 K
Densidad ρ (a 300K, 1atm)	1.1614 kg/m ³
Viscosidad dinámica μ (a 300K, 1atm)	1.846×10^{-5} Pa·s
Capacidad calórica a presión constante c_p (a 300K, 1atm)	1.007 kJ/(kg·K)
Numero de Prandtl Pr (a 300K, 1atm)	0.707
Flujo másico $\dot{m}_a = \rho U_a A$	0.19357×10^{-3} kg/s
Numero de Reynolds $Re_a = \rho U_{in,a} D / \mu$	619

b) Flujo de agua

<i>Magnitud</i>	<i>Valor</i>
Diámetro de cada entrada D	$4.35 \times 10^{-3} \text{ m}$
Sección de cada entrada A	$0.14862 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Caudal total de entrada Q_w	5.678 L/min ($0.94635 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)
Caudal de cada entrada $Q_{in,w}$	$0.31545 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
Velocidad en cada entrada $U_{in,w}$	2.123 m/s
Temperatura en la entrada $T_{in,w}$	312 K
Densidad ρ (a 312K y p_{sat})	992 kg/m ³
Viscosidad dinámica μ (a 312K y p_{sat})	$0.669 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Capacidad calórica a presión constante c_p (a 312K y p_{sat})	4.178 kJ/(kg·K)
Numero de Prandtl Pr (a 312K y p_{sat})	4.44
Flujo másico en cada entrada $\dot{m}_{in,w} = \rho U_{in,w} A$	$0.3130 \times 10^{-1} \text{ kg/s}$
Flujo másico total $\dot{m}_w = 3\dot{m}_{in,w}$	$0.9390 \times 10^{-1} \text{ kg/s}$
Numero de Reynolds cada entrada $Re_w = \rho U_{in,w} D / \mu$	13694

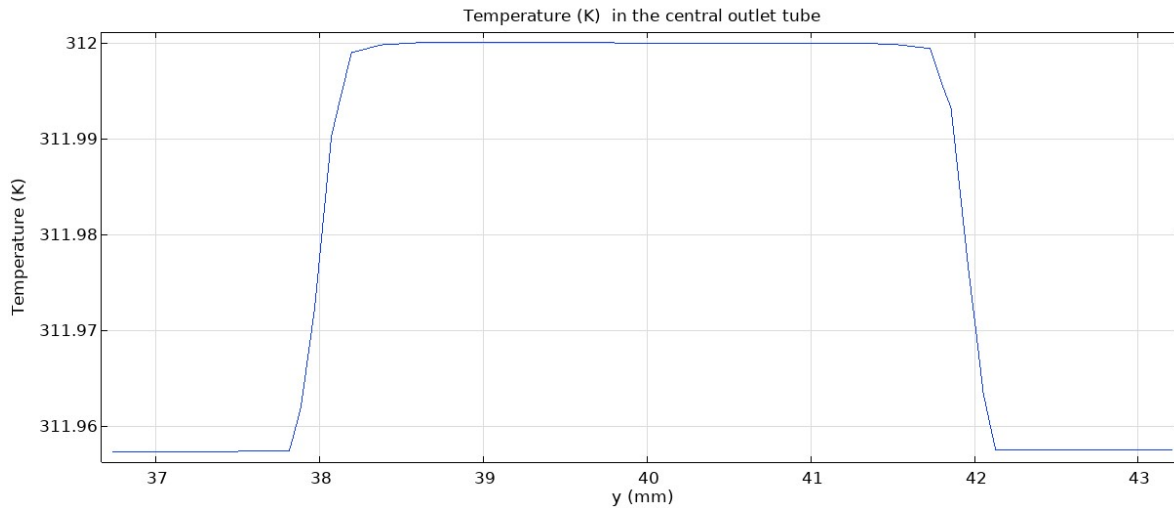


Figura 9.1. Magnitud de la temperatura (grados K) del agua en correspondencia del tubo de salida central del intercambiador, para un caudal de 10 L/min de aire y de 5.678 L/min (1.5 galones/min) de agua, caso a).

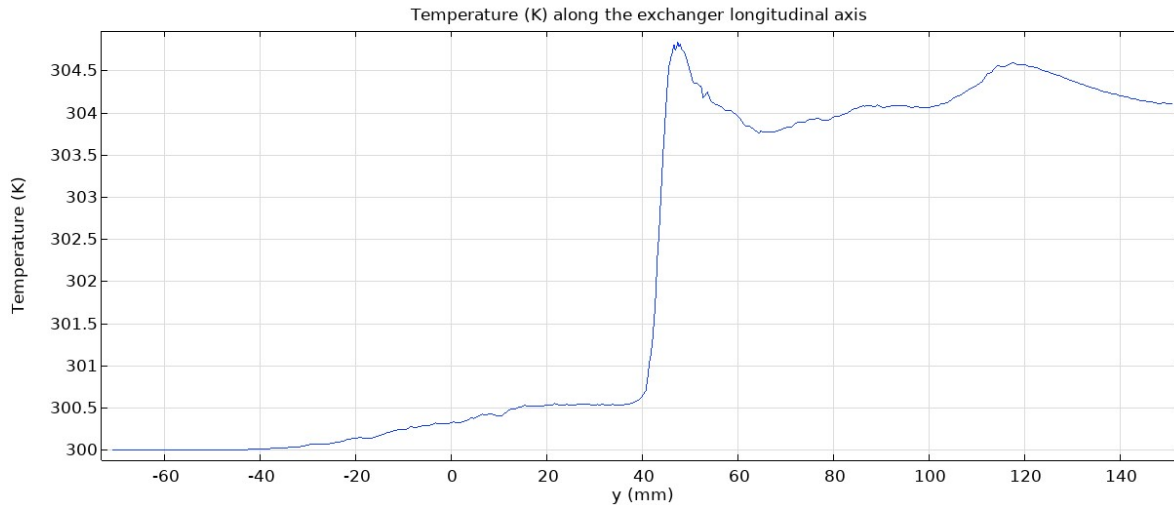


Figura 9.2. Magnitud de la temperatura (grados K) del aire en correspondencia del eje longitudinal del intercambiador, para a un caudal de 10 L/min de aire y de 5.678 L/min (1.5 galones/min) de agua, caso a).

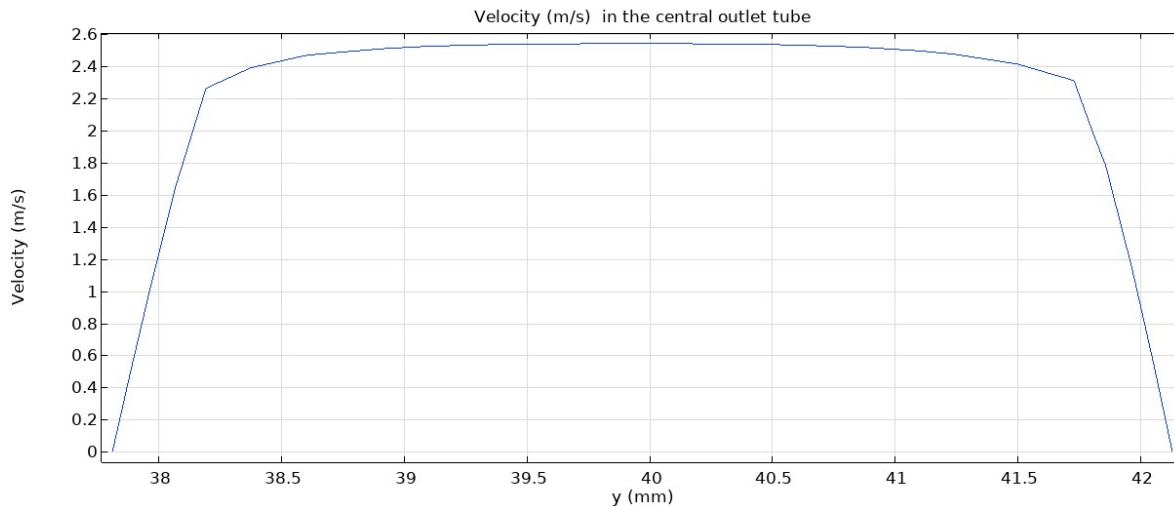


Figura 9.3. Magnitud de la velocidad (m/s) del agua en correspondencia del tubo de salida central del intercambiador, para un caudal de agua de 5.678 L/min (1.5 galones/min), caso a).

Para los datos experimentales medidos en laboratorio y expuestos en el capítulo 8 anterior, esta condición corresponde a un caudal de 23.408 L/min de aire y un caudal de 1.893 L/min (0.5 galones/min) de agua, respectivamente. Los valores anteriores darían una velocidad de entrada del aire de enfriamiento $U_{in,a}$ de 1.071 m/s y una velocidad de entrada del agua $U_{in,w}$, igual en los tres tubos, de 0.7 m/s. Los respectivos números de Reynolds serían ahora de 1451 para el aire y de 4515 para el agua. Para estas condiciones, las sucesivas Figs. 9.4, 9.5 y 9.6 grafican respectivamente, la temperatura del agua en la sección de salida del tubo central de cobre, la temperatura del aire en la sección de salida central del intercambiador y la velocidad del agua en la misma sección del tubo de cobre central. Comparando con el caso anterior, se aprecia una liviana reducción de la temperatura del agua al salir del dispositivo, así como un aumento de la temperatura del aire en la salida, debido a que el flujo masico del agua, proporcional a su caudal, es ahora inferior.

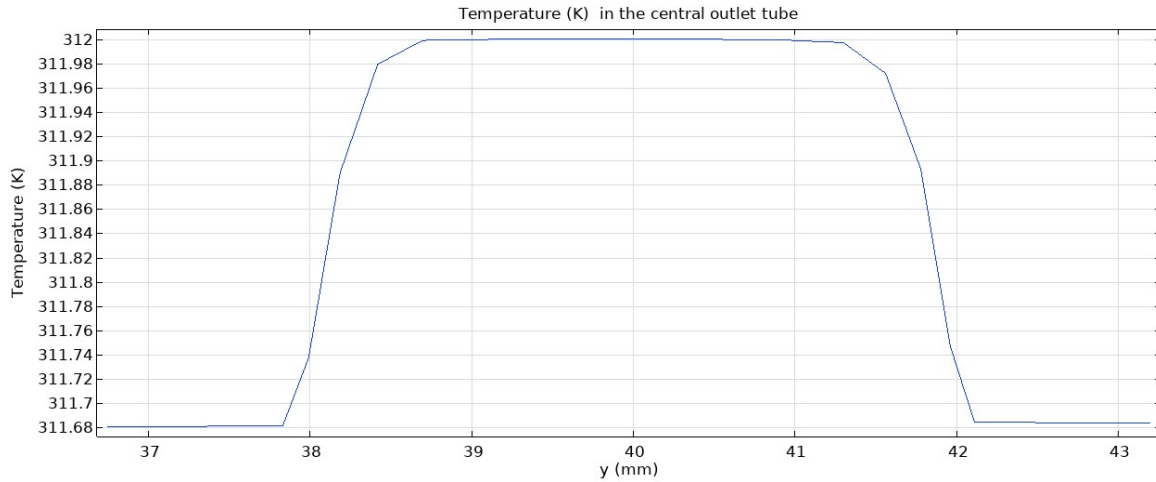


Figura 9.4. Magnitud de la temperatura (grados K) del agua en correspondencia del tubo de salida central del intercambiador para un caudal de 23.408 L/min de aire y de 1.893 L/min (0.5 galones/min) de agua, caso a).

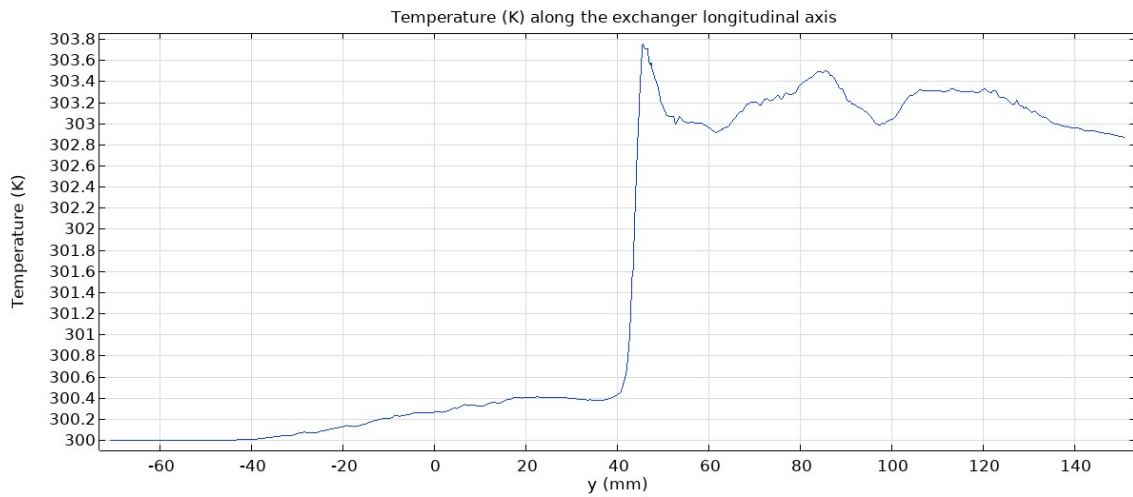


Figura 9.5. Magnitud de la temperatura (grados K) del aire en correspondencia en correspondencia del eje longitudinal del intercambiador, para un caudal de 23.408 L/min de aire y de 1.893 L/min (0.5 galones/min) de agua, caso a).

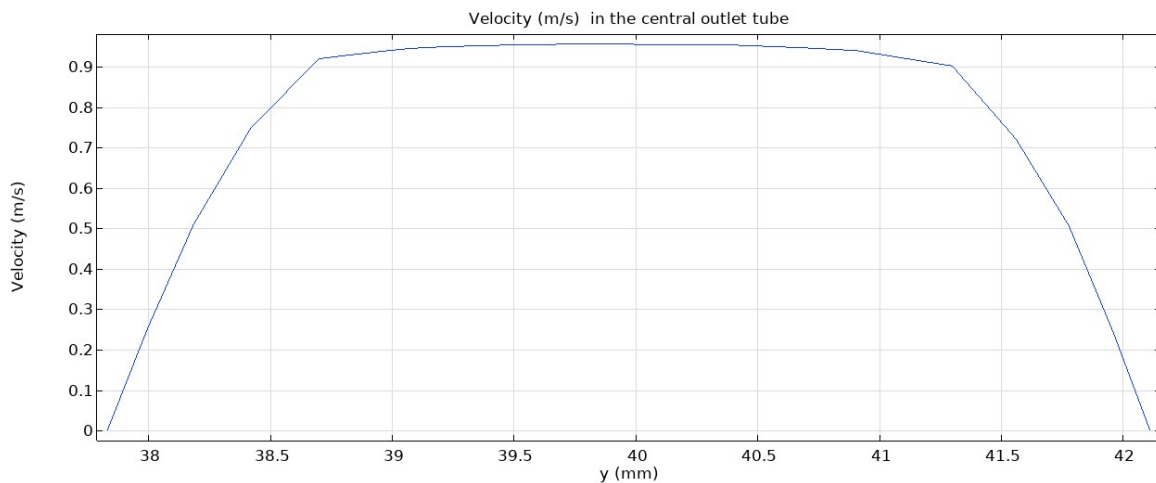


Figura 9.6. Magnitud de la velocidad (m/s) del agua en correspondencia del tubo de salida central del intercambiador, para un caudal de agua de 1.893 L/min (0.5 galones/min), caso a).

9.2.2 Intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua y dos esponjas metálicas (caso d)

Esta condición se refiere al intercambiador de calor con la presencia de seis tubos donde circula el agua, cada tres a contacto con una esponja de cobre, como mostrado en la Fig. 6.7 del capítulo 6 anterior. Una particular del intercambiador se brinda en la Fig. 9.7, en la cual se puede observar el mallado computacional en la región de las esponjas unidas a los tubos de cobre. Para la modelación de las dos esponjas metálicas de cobre ERG del intercambiador, se asume que estas presentan las características indicadas en el párrafo 5.2.2 y que el contacto con las paredes de los seis tubos de cobre es perfecto, es decir se desprecia la resistencia térmica de contacto.

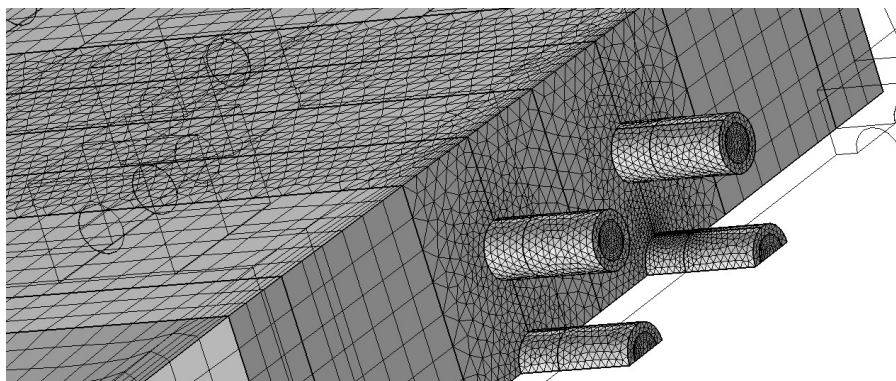


Figura 9.7. Particular del mallado computacional en la región de las esponjas metálicas a contacto con seis tubos de cobre donde circula el agua (en la figura se observa solo la mitad del intercambiador, que ha sido dividido en dos por simetría).

Inicialmente se analizan los datos experimentales para caudales de 10 L/min de aire y 5.678 L/min (1.5 galones/min) de agua. Los valores anteriores arrojan siempre una velocidad de entrada del aire de enfriamiento $U_{in,a}$ igual a 0.457 m/s. Sin embargo, la velocidad de entrada del agua $U_{in,w}$, igual en los seis tubos, es ahora de 1.0615 m/s, es decir la mitad del caso a), cuando existían solamente tres tubos. El correspondiente número de Reynolds es igual a 6847 en la entrada de cada tubo de agua del intercambiador. La Fig. 9.8 traza los dos perfiles de temperatura del agua en proximidad de la salida de los dos tubos centrales de cobre, es decir los dos tubos inferiores de la Fig. 9.7. Ambos perfiles muestran valores muy cercanos a los 312 K, indicando que el agua no reduce su temperatura de manera significativa. La diferencia de los dos perfiles se debe a que el aire, cuando cruza la región del segundo tubo, ubicado en la derecha, aproximadamente entre las coordenadas $y = 10 \div 16$ mm de la Fig. 9.8, se encuentra más caliente y por lo tanto en condiciones menos favorables para enfriar el agua. En cambio, el agua del primer tubo, que se localiza a izquierda, aproximadamente entre las coordenadas $y = -16 \div 10$ mm de la Fig. 9.8, puede intercambiar calor con un aire más frío. Los perfiles de velocidad en las mismas secciones de salida del agua se pueden observar en la sucesiva Fig. 9.9. La temperatura del aire en el intercambiador se muestra en la Fig. 9.10, indicando que la transferencia de calor aumenta por la presencia de las dos esponjas de cobre, ya que el aire sale prácticamente con un valor cercano a los 312 K, es decir casi 12 grados Kelvin más de los 300 K del aire que entra al dispositivo.

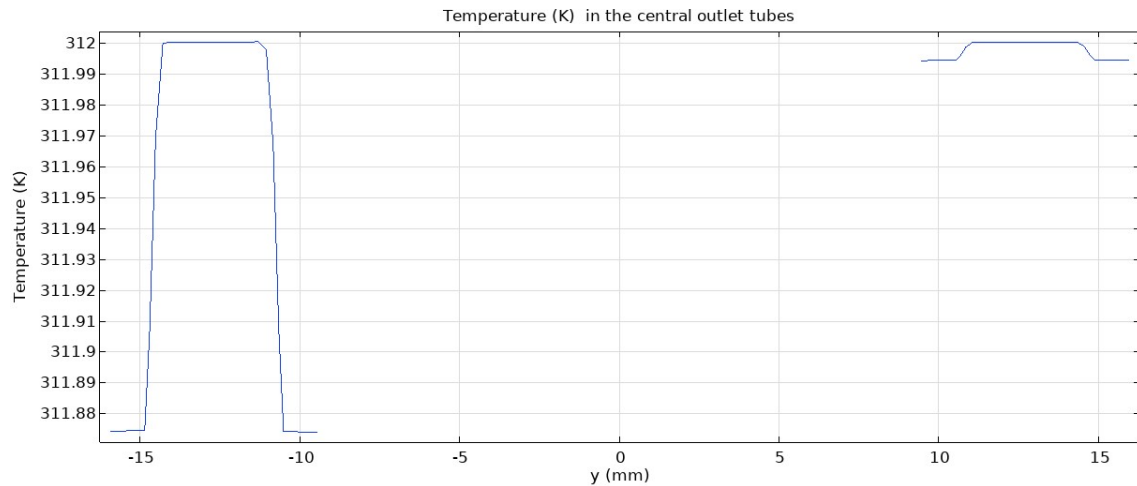


Figura 9.8. Magnitud de la temperatura (grados K) del agua en correspondencia de la salida de los dos tubos centrales de cobre del intercambiador, para un caudal de 10 L/min de aire y de 5.678 L/min (1.5 galones/min) de agua, caso d).

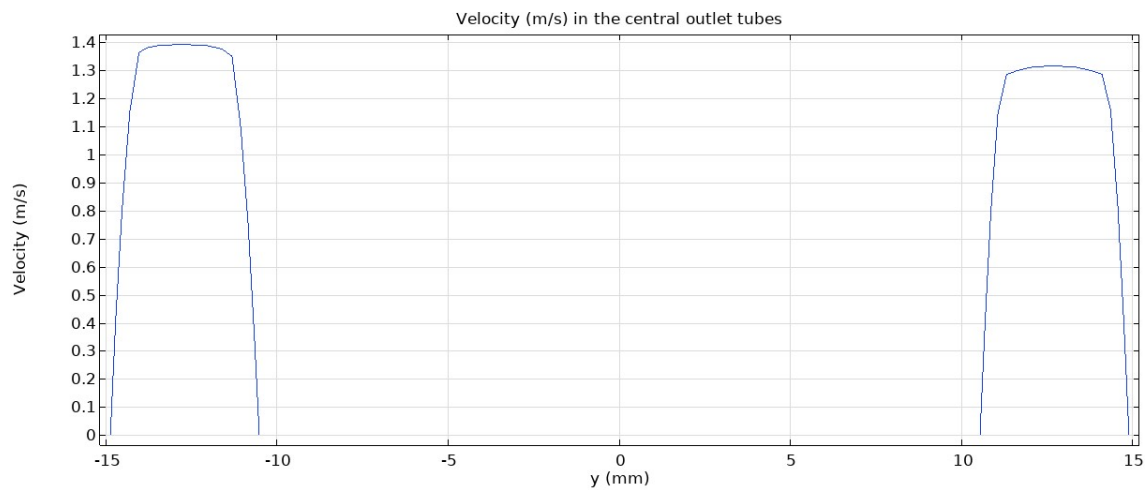


Figura 9.9. Magnitud de la velocidad (m/s) del agua en correspondencia de la salida de los dos tubos centrales de cobre del intercambiador, para un caudal de agua de 5.678 L/min (1.5 galones/min), caso d).

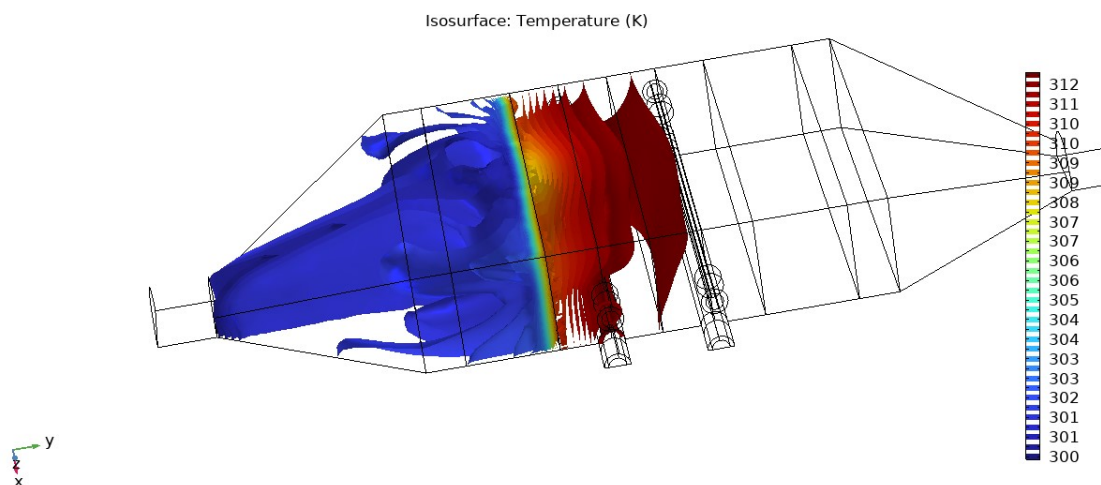


Figura 9.10. Magnitud de la temperatura (grados K) del aire en el intercambiador, para un caudal de 10 L/min de aire y de 5.678 L/min (1.5 galones/min) de agua, caso d).

También en este caso se analizan los experimentos para los cuales se espera una mejor transferencia de calor, es decir cuando el caudal del aire es máximo y aquel del agua es mínimo. En los datos experimentales de laboratorio del capítulo 8 anterior, estos son representados por el caudal de 23.408 L/min de aire y el caudal de 1.893 L/min (0.5 galones/min) de agua, respectivamente. Los valores anteriores brindan una velocidad de entrada del aire de enfriamiento $U_{in,a}$ de 1.071 m/s y una velocidad de entrada del agua $U_{in,w}$, igual en los seis tubos, de 0.354 m/s. Los correspondientes números de Reynolds son de 1451 para el aire y de 2283 para el agua. Algunos resultados computacionales obtenidos con el modelo se presentan en las figuras sucesivas. La temperatura del agua en proximidad de la salida de los dos tubos centrales de cobre, es decir los dos tubos inferiores de la Fig. 9.7 se traza en la Fig. 9.11, los respectivos perfiles de velocidad en la Fig. 9.12, mientras que la Fig. 9.13 reporta la temperatura del aire cuando sale del dispositivo térmico. En el caso de la Fig. 9.11, ambos perfiles muestran nuevamente valores muy cercanos a los 312 K, indicando que el agua aun no reduce su temperatura de manera significativa. La diferencia de los dos perfiles se debe a que el aire, cuando cruza la región del segundo tubo, ubicado en la derecha hacia la salida, se encuentra más caliente y por lo tanto en condiciones menos favorables para enfriar el agua. Esto se aprecia en la sucesiva Fig. 9.14 que brinda un particular del campo térmico en la cercanía de las esponjas, donde es evidente el calentamiento que sufre el aire cuando cruza los primeros tres tubos de cobre. En cambio, el agua del primer tubo, que se localiza a izquierda hacia la entrada del flujo de aire, puede intercambiar calor con un fluido más frío, pudiendo reducir un poco más su temperatura. Los perfiles de la Fig. 9.12, para las mismas secciones de salida del agua, indican un patrón parabólico de la velocidad. Finalmente, la temperatura del aire en el intercambiador trazada evidenciada en la Fig. 9.13, evidencia que la transferencia de calor aumenta por la presencia de las dos esponjas de cobre. En efecto el aire sale prácticamente con un valor de 312 K, es decir el máximo valor que podría obtener en el intercambiador, demostrando que las esponjas son muy eficientes en proporcionar las superficies extendidas necesaria para aumentar la tasa de transferencia de energía térmica.

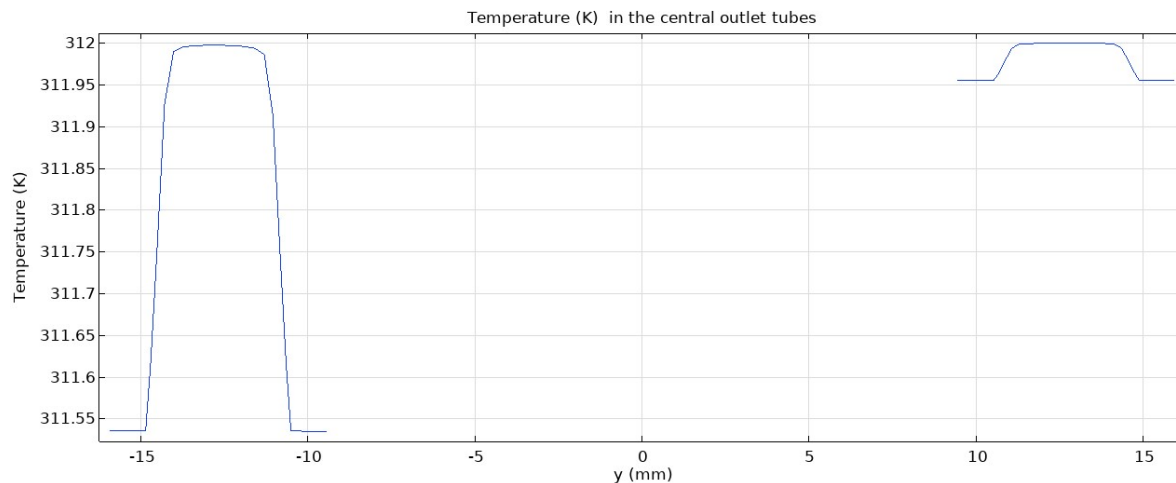


Figura 9.11. Magnitud de la temperatura (grados K) del agua en correspondencia de la salida de los dos tubos centrales de cobre del intercambiador, para un caudal de 23.408 L/min de aire y de 1.893 L/min (0.5 galones/min) de agua, caso d).

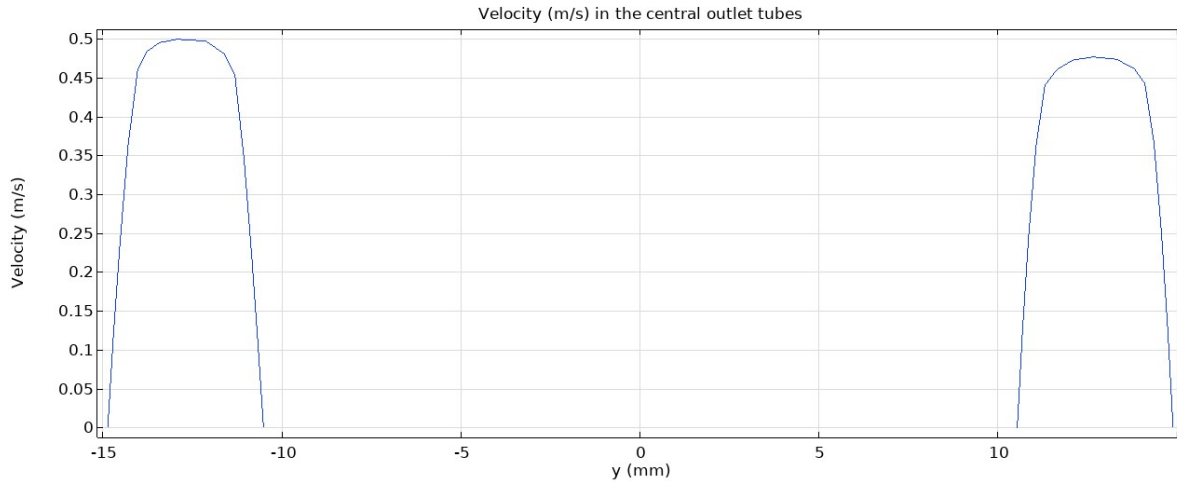


Figura 9.12. Magnitud de la velocidad (m/s) del agua en correspondencia de la salida de los dos tubos centrales de cobre del intercambiador, para un caudal de agua de 1.893 L/min (0.5 galones/min), caso d).

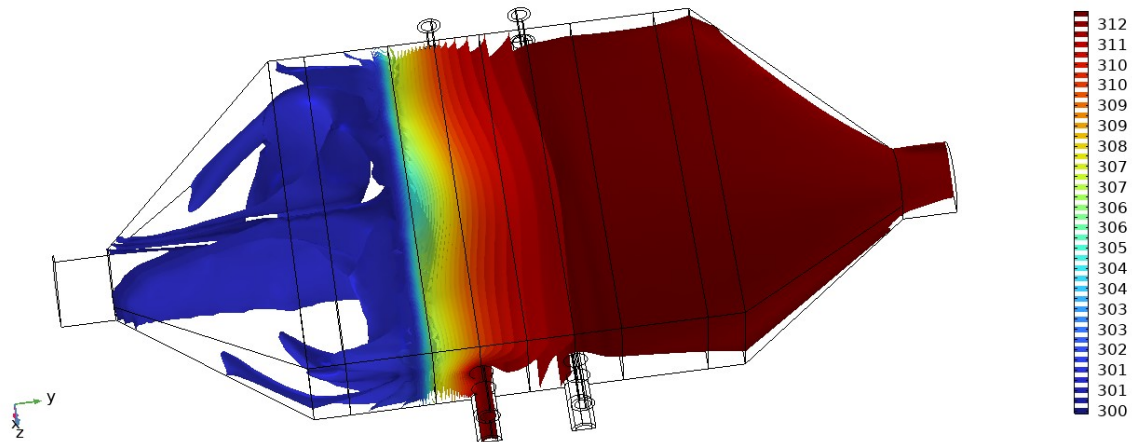


Figura 9.13. Magnitud de la temperatura (grados K) del aire en el intercambiador, para un caudal de 23.408 L/min de aire y de 1.893 L/min (0.5 galones/min) de agua, caso d).

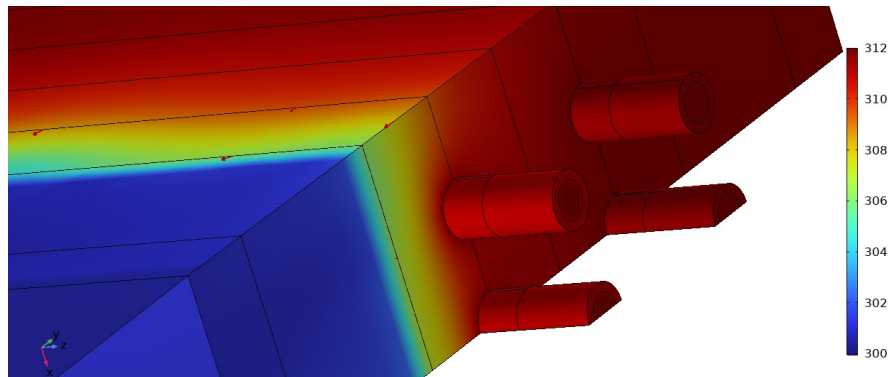


Figura 9.14. Valores de temperatura (en grados K) de la región de las esponjas metálicas a contacto con seis tubos de cobre donde circula el agua (en la figura se observa solo la mitad del intercambiador, que ha sido dividido en dos por simetría).

9.2.3 Otros casos modelados del intercambiador de calor (caso c)

Este caso corresponde a la presencia de una sola esponja metálica de cobre en el intercambiador de calor a contacto con tres tubos cilíndricos de cobre. En Fig. 9.15 y 9.16 se brindan algunos resultados computacionales para una velocidad de entrada del aire de enfriamiento $U_{in,a}$ de 0.457 m/s, correspondiente a un caudal de 10 L/min y una velocidad de entrada del agua $U_{in,w}$, igual en los tres tubos, de 2.123 m/s, equivalente a un caudal de 5.678 L/min (1.5 galones/min). Sucesivamente en Fig. 9.17 y Fig. 9.18 se trazan las mismas curvas para el caso de un caudal de 23.408 L/min de

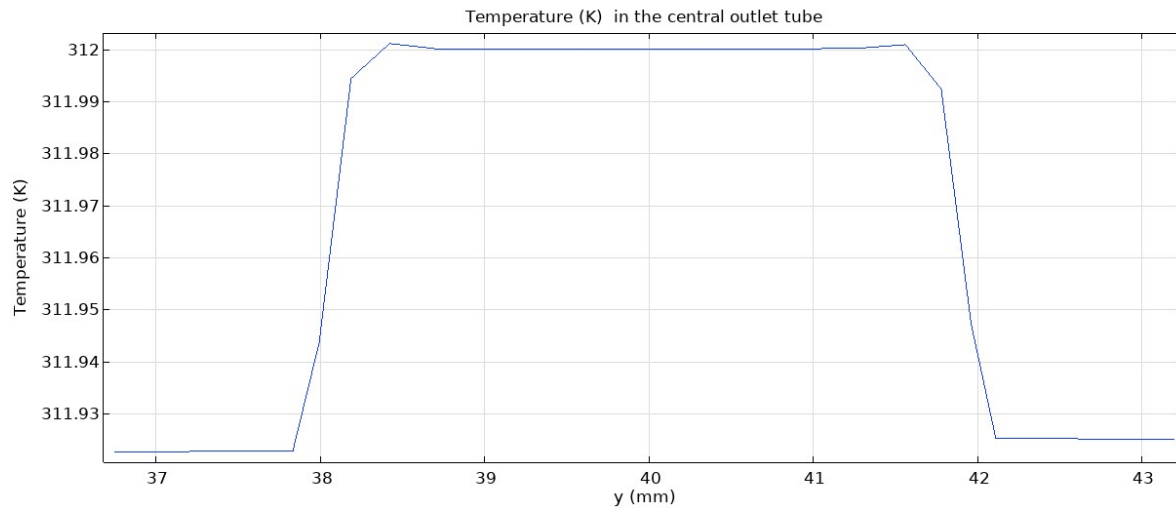


Figura 9.15. Magnitud de la temperatura (grados K) del agua en correspondencia del tubo de salida central del intercambiador, para un caudal de 10 L/min de aire y un caudal de agua de 5.678 L/min (1.5 galones/min). caso c).

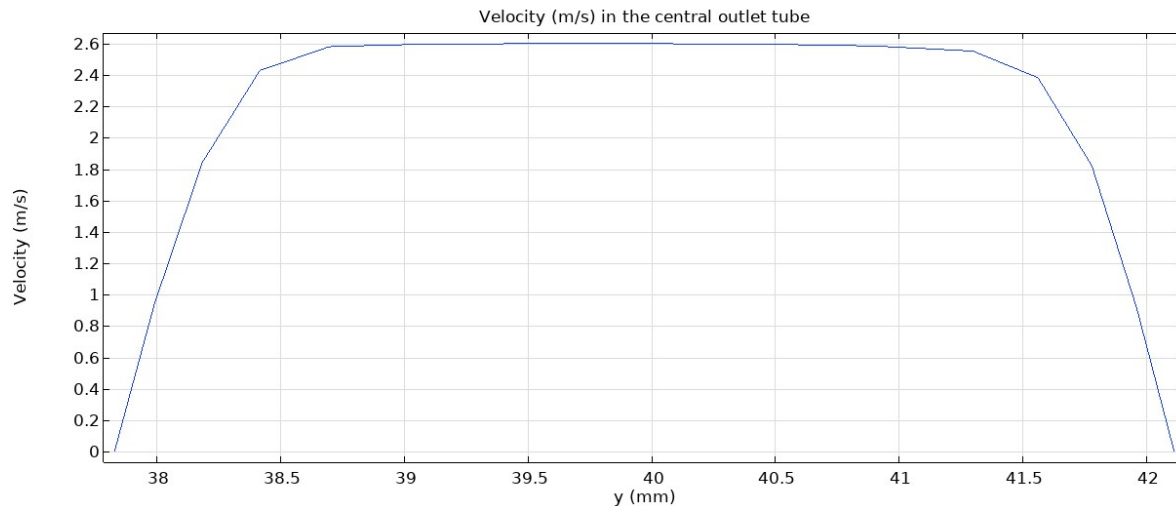


Figura 9.16. Magnitud de la velocidad (m/s) del agua en correspondencia del tubo de salida central del intercambiador, para un caudal de agua de 5.678 L/min (1.5 galones/min), caso c).

aire y un caudal de 1.893 L/min (0.5 galones/min) de agua, respectivamente. Los valores anteriores darían una velocidad de entrada del aire de enfriamiento $U_{in,a}$ de 1.071 m/s y una velocidad de entrada del agua $U_{in,w}$, igual en los tres tubos, de 0.7 m/s. Como es de esperar, se confirman en todos

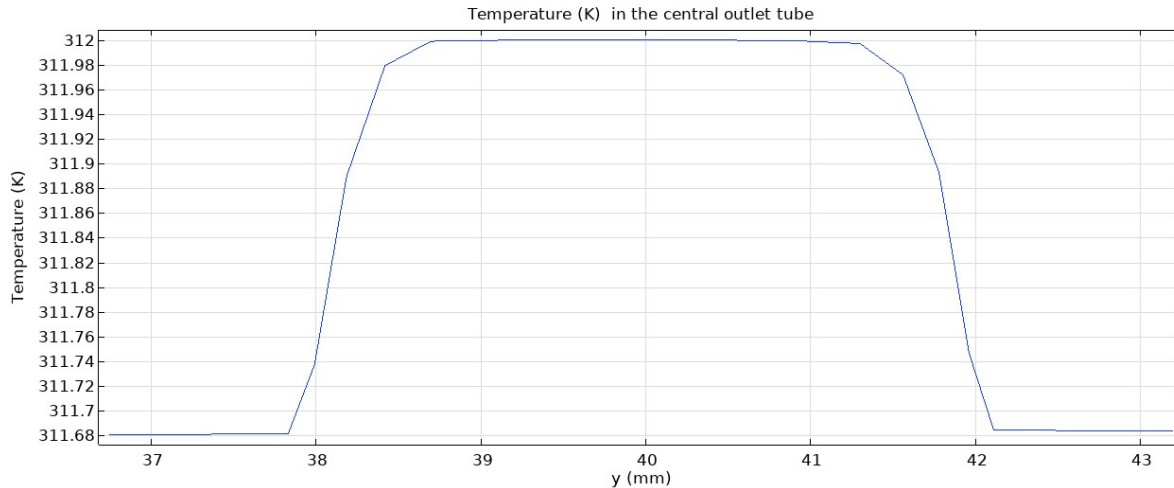


Figura 9.17. Magnitud de la temperatura (grados K) del agua en correspondencia del tubo de salida central del intercambiador, para un caudal de 23.408 L/min de aire y un caudal de 1.893 L/min (0.5 galones/min) de agua, caso c).

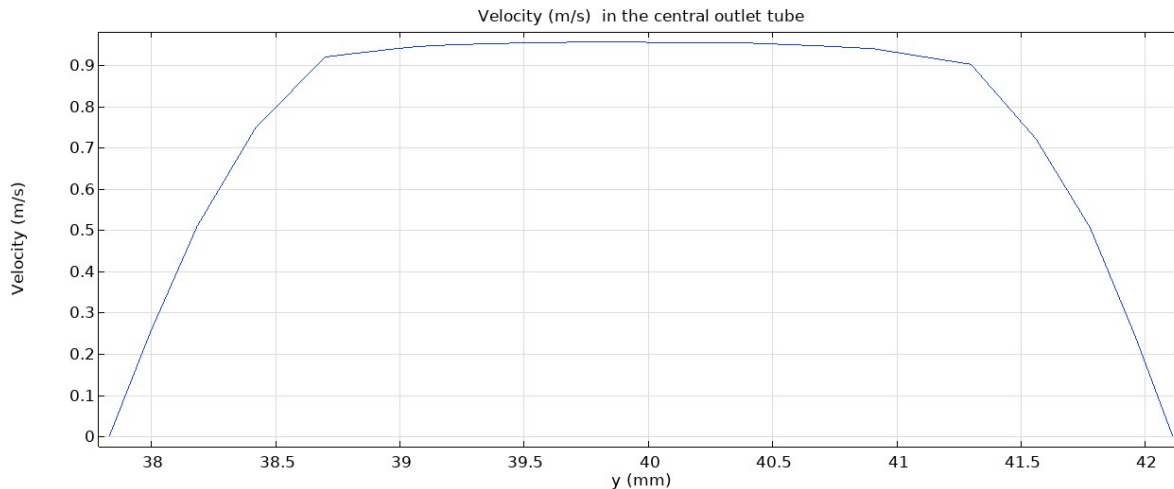


Figura 9.18. Magnitud de la velocidad (m/s) del agua en correspondencia del tubo de salida central del intercambiador, para un caudal de agua de 1.893 L/min (0.5 galones/min), caso c).

los casos los resultados obtenidos para el caso de dos esponjas, es decir el agua no modifica sustancialmente su temperatura, mientras que la presencia del material celular del lado aire es beneficiosa, observándose un aumento importante de su temperatura.

9.3. Modelación computacional de otras condiciones de operación del intercambiador de calor

La última actividad consiste en usar el modelo computacional final del intercambiador de calor para simular otras condiciones de operación que pueden ser de interés, llevando a cabo las simulaciones numéricas con los parámetros sintonizados anteriormente. El análisis se relaciona con las propiedades del intercambiador con esponjas metálicas, su capacidad efectiva de transferir el flujo de calor entre los fluidos y su eficiencia en términos más globales. En este caso es de utilidad simular

algunos casos que permitan evaluar la eficiencia del intercambio térmico, por ejemplo, variando el fluido o las temperaturas de operación. Los resultados obtenidos en la campaña experimental y confirmados por el modelo computacional del intercambiador de calor muestran que el dispositivo, con la presencia de las esponjas de cobre en la superficie de los tubos cilíndricos que transportan agua caliente, es eficiente en transferir el calor en el lado aire. En el caso del lado agua, aunque la energía térmica de este fluido se transmite hacia las paredes sólidas de los tubos y sucesivamente al aire, la tasa de intercambio no modifica sustancialmente la temperatura del agua, pues su capacidad térmica y su densidad son mucho mayor que las del aire. Por lo anterior es interesante simular el uso del intercambiador de calor con esponja metálica cuando se sustituye el agua con un fluido de menor capacidad térmica y densidad, por ejemplo, en aplicaciones de intercambio térmico aire-aire o más generalmente gas-gas. En seguida se presentan los resultados obtenidos con el modelo computacional para un intercambiador de seis tubos y dos esponjas metálicas, como el analizado en el caso d) anterior, pero para un caso de transferencia de calor aire-aire.

9.3.1 Intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre y dos esponjas metálicas para transferencia de energía aire-aire.

Se asume un caudal de 23.408 L/min de aire frío que entra al dispositivo con una temperatura igual a 300 K (26.85 °C). El aire caliente, con un caudal de 1.893 L/min (0.5 galones/min) entra por los seis tubos cilíndricos de cobre con una temperatura de 312 K (38.85 °C). Los valores anteriores brindan una velocidad de entrada del aire de enfriamiento de 1.071 m/s y una velocidad de entrada del aire caliente, igual en los seis tubos, de 0.354 m/s. Los valores anteriores, las propiedades termo-físicas de los fluidos [Ber11], el diámetro D y el área transversal de las secciones de entrada A , la temperatura de entrada T_{in} , el flujo másico $\dot{m}$ y el número de Reynolds Re , se brindan en la Tabla 9.2 para el flujo de aire frío y caliente, respectivamente.

Tabla 9.2 Valores experimentales usados para la evaluación del intercambiador con seis tubos y dos esponjas metálicas para transferencia de energía aire-aire.

a) Flujo de aire frío	
Magnitud	Valor
Diámetro de entrada D	21.54×10^{-3} m
Sección de entrada A	0.36440×10^{-3} m ²
Caudal de entrada $Q_{a,c}$	23.408 L/min (0.39013×10^{-3} m ³ /s)
Velocidad de entrada $U_{in,c}$	1.071 m/s
Temperatura en la entrada $T_{in,c}$	300 K
Densidad ρ (a 300K, 1atm)	1.1614 kg/m ³
Viscosidad dinámica μ (a 300K, 1atm)	1.846×10^{-5} Pa·s
Capacidad calórica a presión constante c_p (a 300K, 1atm)	1.007 kJ/(kg·K)
Numero de Prandtl Pr (a 300K, 1atm)	0.707
Flujo másico $\dot{m}_{a,c} = \rho U_{in,c} A$	0.45326×10^{-3} kg/s
Numero de Reynolds $Re_a = \rho U_{in,c} D / \mu$	1451

b) Flujo de aire caliente

<i>Magnitud</i>	<i>Valor</i>
Diámetro de cada entrada D	$4.35 \times 10^{-3} \text{ m}$
Sección de cada entrada A	$0.14862 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Caudal total de entrada $Q_{a,h}$	1.893 L/min ($0.31550 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)
Caudal de cada entrada $Q_{in,h}$	$0.05258 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
Velocidad en cada entrada $U_{in,h}$	0.354 m/s
Temperatura en la entrada $T_{in,h}$	312 K
Densidad ρ (a 312K, 1 atm)	1.1215 kg/m^3
Viscosidad dinámica μ (a 312K, 1 atm)	$1.903 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Capacidad calórica a presión constante c_p (a 312K, 1 atm)	$1.0075 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
Numero de Prandtl Pr (a 312K, 1 atm)	0.705
Flujo másico en cada entrada $\dot{m}_{in,h} = \rho U_{in,h} A$	$0.58968 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$
Flujo másico total $\dot{m}_{a,h} = 6\dot{m}_{in,h}$	$0.35383 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$
Numero de Reynolds cada entrada $Re_w = \rho U_{in,h} D / \mu$	91

La Fig. 9.19 muestra el perfil axial de velocidad del aire caliente en el centro del tubo inferior derecho (ver Fig. 9.7), donde ahora el aire que entra con una temperatura de 312 K sale del tubo con un valor un poco superior a los 300 K. Es evidente que se logra enfriar el aire hasta la temperatura mínima de casi 300 K, es decir hasta la temperatura del aire frío que entra al dispositivo. La sucesiva Fig. 9.20 confirma estos resultados, en efecto la temperatura del aire en la salida de ambos ductos cilíndricos inferiores es de casi 300 K.

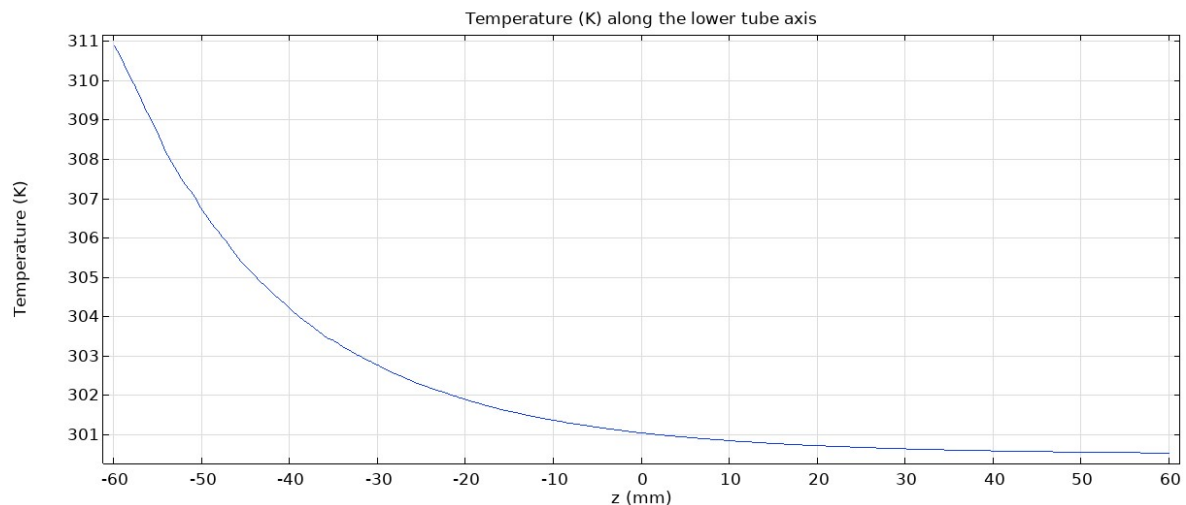


Figura 9.19. Perfil axial de temperatura del aire caliente en el centro del tubo inferior del intercambiador (el de derecha en la Fig. 9.7): $z = -70 \text{ mm}$ entrada del tubo; $z = 60 \text{ mm}$ salida del tubo. Temperaturas de entrada: aire frío 300 K, aire caliente 312 K.

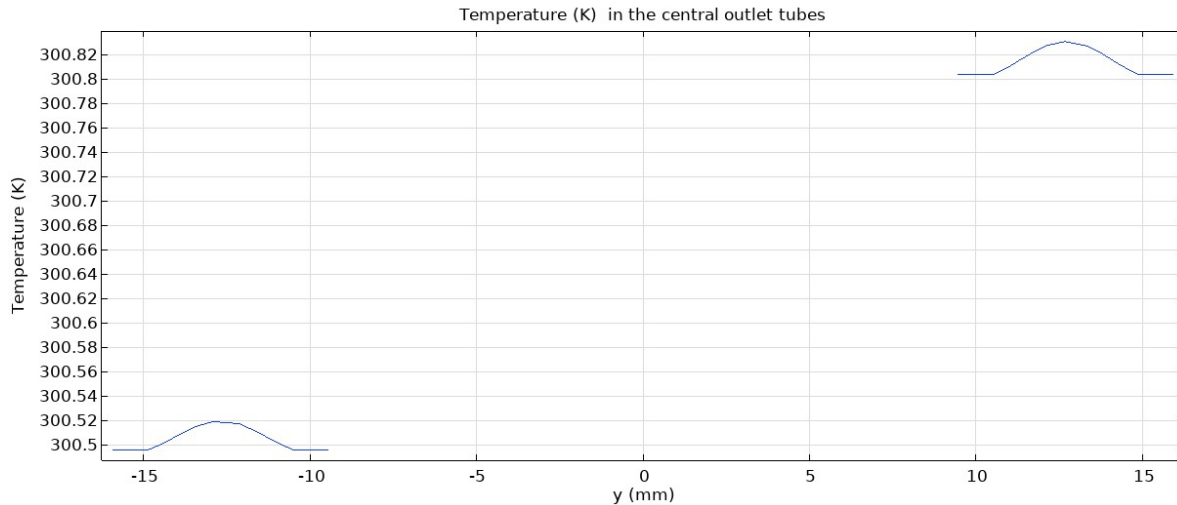


Figura 9.20. Magnitud de la temperatura (grados K) del aire caliente en correspondencia de la salida de los dos tubos centrales inferiores del intercambiador. Temperaturas de entrada: aire frío 300 K, aire caliente 312 K.

9.3.2 Intercambiador con seis tubos cilíndricos de cobre y dos esponjas metálicas para transferencia de energía aire-aire, con variación de la temperatura del aire frío

Se estudia ahora el caso de un intercambiador de calor de seis tubos y dos esponjas metálicas para la transferencia de calor aire-aire, asumiendo que el aire frío entra al dispositivo con una temperatura menor, igual a 280 K, es decir 6.85 °C. Se mantiene en 312 K (38.85 °C) la temperatura de entrada de la corriente de aire caliente. También se conservan los caudales del caso anterior, es decir 23.408 L/min y 1.893 L/min, para el aire frío y caliente, respectivamente. El perfil axial de velocidad del aire caliente en el centro del tubo inferior derecho (ver Fig. 9.7) se brinda en la Fig. 9.21, indicando

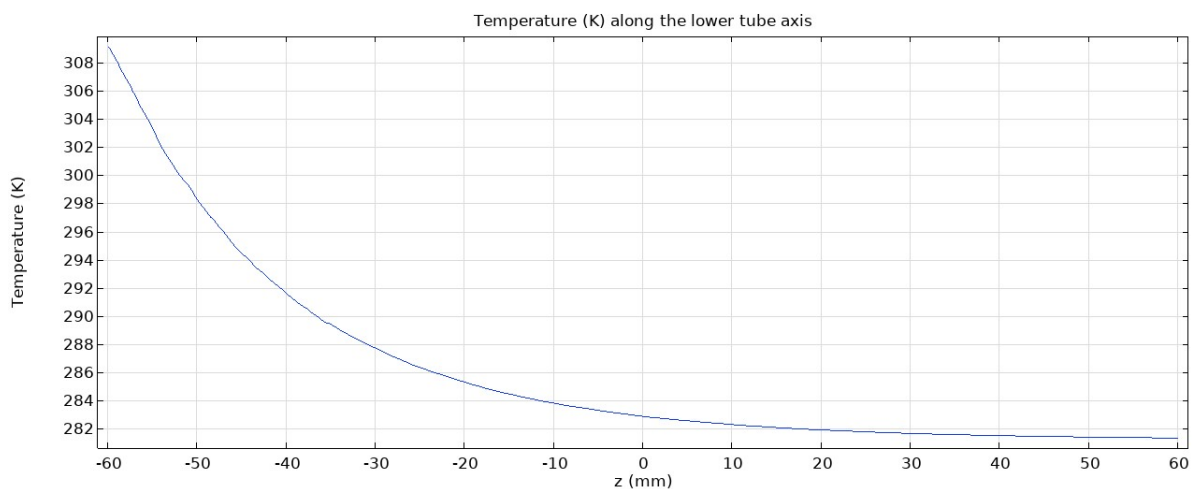


Figura 9.21. Perfil axial de temperatura del aire caliente en el centro del tubo inferior del intercambiador (el de derecha en la Fig. 9.7): $z = -70$ mm entrada del tubo; $z = 60$ mm salida del tubo. Temperaturas de entrada: aire frío 280 K, aire caliente 312 K.

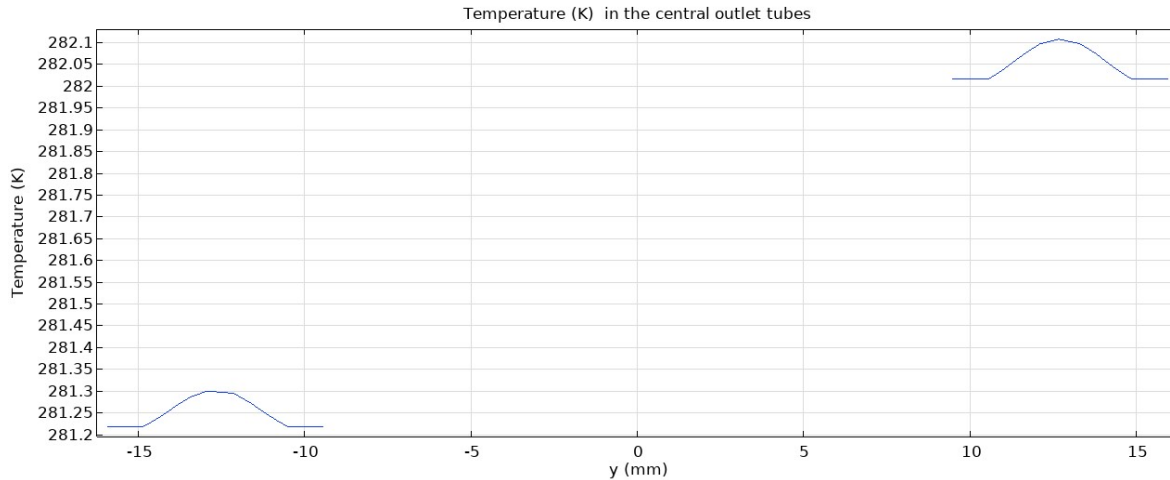


Figura 9.22. Magnitud de la temperatura (grados K) del aire caliente en correspondencia de la salida de los dos tubos centrales inferiores del intercambiador. Temperaturas de entrada: aire frío 280 K, aire caliente 312 K.

que el aire que entra con una temperatura de 312 K sale del tubo con un valor un poco superior a los 281 K. Nuevamente el aire caliente se enfría hasta la temperatura mínima de casi 280 K, es decir hasta la temperatura del aire frío que entra al dispositivo. La sucesiva Fig. 9.22 confirma estos resultados, en efecto la temperatura del aire en la salida de ambos ductos cilíndricos inferiores es poco superior a los 280 K.

9.4. Conclusiones

Los resultados anteriores permiten concluir que el intercambiador de calor compacto, fabricado con esponjas metálicas unidas a los tubos que transportan un fluido caliente, es efectivo en transferir energía hacia el fluido frío. El modelo computacional confirma cuanto observado con las pruebas experimentales, es decir que el aire a contacto con las superficies extendidas de las esponjas metálicas recibe de manera eficiente el calor y por lo tanto modifica sustancialmente su temperatura. En el caso del agua, que fluye en el interior de los tubos cilíndricos del dispositivo, la variación de la temperatura no es tan evidente. En efecto, esto es consecuente con los mecanismos físicos de la transferencia de calor, ya que la capacidad térmica y la densidad del agua son mucho mayor que las del aire. Por lo tanto, se podrían incorporar algunas mejoras al sistema del intercambio, con el propósito de reducir la temperatura del agua. Algunas de estas para considerar, serían:

- aumentar la longitud de los tubos para la circulación del agua caliente, por ejemplo, creando un serpentín, que permita un recorrido mas largo y por lo tanto un área de intercambio mayor;
- luego, para no aumentar el tamaño del intercambiador, prever un sistema de circulación del aire frío acorde a la solución indicada en a);
- reducir el espesor de pared de los pequeños tubos de cobre para la circulación del agua, facilitando el flujo de calor y por lo tanto contribuyendo a las mejoras anteriores a) y b).

Finalmente, en el caso que el agua caliente se sustituya con aire caliente, por ejemplo, en aplicaciones de tipo aire-aire o gas-gas más en general, los resultados computacionales demuestran que ambas corrientes, la fría y la caliente, alcanzan el equilibrio térmico, evidenciando un proceso

de intercambio muy eficiente. Este comportamiento se confirma también en el caso que la temperatura de la corriente de aire frío varie, ya que nuevamente el aire caliente que fluye en el interior los tubos sale del dispositivo en equilibrio térmico con el fluido frío.

9.5. Referencias

[Ber11] Bergman T.L, Lavine A.S., Incropera F. P. and Dewitt D.P., Fundamentals of heat and mass transfer, 7 ed., John Wiley and Sons, Hoboken (NJ), USA, 2011.

10. Evaluar la capacidad térmica de esponjas metálicas con propiedades magnetocalóricas como elementos intercambiadores de calor en un sistema de refrigeración magnética

10.1. Introducción

Con la adhesión de Costa Rica a diferentes convenciones y protocolos internacionales, como el Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono o la Convención Marco de Naciones Unidas sobre el Cambio Climático [Rcr10], entre otros, está comprometida a dirigir sus esfuerzos para limpiar su huella de carbono y alcanzar la carbono neutralidad en el año 2021 [Prep18]. A pesar de los esfuerzos, el uso de energía generada a partir de combustibles fósiles y la elevada cantidad de emisiones de gases de efecto invernadero asociadas a esta actividad [Alp18] sigue creciendo continuamente, impactando no solo el nivel de vida de nuestra sociedad, sino también el balance natural de nuestro ambiente, situación que ya no es sostenible. Por este motivo, el Plan Nacional de Ciencia y Tecnología 2015-2021 expresa el alto grado de urgencia asociado a la necesidad de asegurar no solo el ahorro de energía [Men18], sino también la búsqueda y generación de fuentes de energía limpia. El mundo científico y académico trabaja para desarrollar soluciones reales y seguras que mejoren la eficiencia de los dispositivos energéticos residenciales e industriales, reduciendo así, el impacto ambiental.

Entre los diferentes usos de la energía en los sectores industrial y residencial, se encuentran los dispositivos de refrigeración y aire acondicionado, que representan aproximadamente el 15% de consumo eléctrico a nivel mundial [Mot15]. Estos sistemas se basan en el método de vapor-compresión que funciona transfiriendo calor al comprimir mecánicamente un material refrigerante (elemento intercambiador de calor) en un líquido frío a baja presión, para luego expandirlo en un gas caliente a alta presión. Es conocido que estos materiales refrigerantes son generalmente gases que tienen la capacidad de agotar la capa de ozono y aumentar el efecto invernadero, comprobándose que son responsables de inclusive el 1% de emisiones de CO₂ en el mundo. Por este razón, como una alternativa limpia para reemplazar el método de vapor-compresión y su sistema de intercambio de calor, actualmente se investigan soluciones que consideran el uso de superficies extendidas, nano-fluidos, materiales porosos y celulares, y materiales con propiedades magnetocalóricas, entre otros, donde las tecnologías de tri-generación, ciclo de aire, sorción-absorción, eyectora, Stirling, termoeléctrica, termoacústica y magnetocalórica son consideradas las más importantes opciones emergentes para reemplazar los actuales dispositivos de refrigeración [Kit15]. Estas nuevas alternativas hacen uso de, por ejemplo, ondas de sonido y gases inertes dentro de un resonador para producir enfriamiento (efecto termoacústico); o del efecto Peltier para dispositivos de enfriamiento termoeléctrico, el cual se basa en la unión de dos materiales conductores diferentes que al unirse y hacer circular una corriente eléctrica a través de ellos se calienten o enfrían dependiendo de la dirección de dicha corriente [Tas10]. Estos métodos son ambientalmente amigables, pues no utilizan gases con compuestos que degradan la capa de ozono o aumentan el efecto de invernadero (gases CFC o clorofluorocarbonos, entre otros). Además, presentan una eficiencia y capacidad de enfriamiento mayor si se compara con la actual tecnología de vapor-compresión. La Tabla 10.1 resume el estado de desarrollo, la capacidad de enfriamiento (capacidad térmica) –definida como la habilidad de un sistema de refrigeración para remover calor de un ambiente–, y el Coeficiente de Desempeño (COP, por sus siglas en inglés, “Coefficient Of Performance”) –definido como el trabajo realizado por el sistema de refrigeración para remover una cierta cantidad de calor de un ambiente [Tas10, Gar17].

En particular, la refrigeración magnética, que hace uso de un material magnético en estado sólido como refrigerante activo e intercambiador de calor, que se calienta en presencia de un campo magnético y se enfría cuando este es retirado, es una promisorio tecnología alterna al alcanzar el valor de COP más alto entre los demás métodos mencionados. Además, si se compara su eficiencia

Tabla 10.1. Características de las nuevas alternativas para refrigeración comercial y doméstica.

Tecnología	Estado de desarrollo	Capacidad de enfriamiento	Eficiencia/COP
Tri-generación	Sistemas en etapa de diseño y desarrollo.	12kW-1MW	0.3 a -50°C, 0.5 a 12°C
Ciclo de aire	Sistemas hechos a la medida para aplicaciones específicas (procesamiento de comida, transporte refrigerado) disponibles.	11kW-700kW	0.4-0.7
Sorción-Absorción	Disponibles para aplicaciones de enfriamiento por debajo de los 0°C. Sistemas de refrigeración aún en estado de diseño y desarrollo.	35kW-1MW	0.4-0.7
Eyectora	Sistemas hechos a la medida para aplicaciones específicas (procesamiento de comida, transporte refrigerado) disponibles.	1kW-60MW	Hasta 0.3
Stirling	Sistemas en etapa de diseño y desarrollo.	15-300W	1.0-3.0
Termoeléctrica	Sistemas de bajo costo y baja eficiencia disponibles.	1W-20kW	0.6 a 0°C
Termoacústica	En etapa de diseño y desarrollo. Comercialización prevista dentro de 5-10 años.	1W-1kW	Hasta 1.0
Magnetocalórica	En etapa de diseño y desarrollo. Comercialización prevista dentro de, al menos, 10 años.	Hasta 540W	1.8 a temperatura ambiente
Vapor-Compresión	Tecnología vigente desde hace 200 años. Enorme variedad de sistemas comerciales para aplicaciones industriales y domésticas.	Hasta 2.5kW	Alrededor de 1

con el método actual de vapor-compresión, esta puede alcanzar hasta el 30%-60% del ciclo de Carnot, en contra del 5%-10% de los dispositivos de refrigeración actuales, lo que se traduce en la potencial capacidad de reducir el consumo de energía hasta en un 20%-30% [Vel16]. Por otro lado, esta tecnología posee una gama adicional de excelentes características como una configuración compacta, bajo ruido, alta eficiencia, buena estabilidad y longevidad [Yu10, Mez17]. A pesar de esto, la máxima capacidad de enfriamiento reportada no supera los 540W (aunque se prevé que alcance valores en el orden de los kW en los próximos años), donde el intervalo de temperatura máximo alcanzado es de, aproximadamente, 10K con una temperatura inferior de 21°C [Tus13]; lo que, por el momento, no supera el desempeño nominal de los sistemas clásicos de refrigeración [Tas10].

Por esto, en el afán de mejorar el desempeño general de los sistemas de refrigeración magnética y conociendo que, en cualquier sistema de refrigeración, la relación de eficiencia y consumo de energía está directamente ligada al elemento intercambiador de calor, los métodos emergentes actuales han tratado de aumentar su superficie de intercambio térmico con aletas y láminas, considerando que la resistencia térmica del aire es el factor dominante en el proceso de enfriamiento [Men18]. Conociendo la combinación única de propiedades que exhiben las espumas metálicas de celda abierta (o esponjas metálicas) y las configuraciones porosas como camas empaquetadas de esferas, por ejemplo, tales como una estructura liviana, alta resistencia estructural y rigidez, buenas propiedades de aislamiento acústico, fuerte absorción de impactos y capacidad para amortiguar vibraciones [Sim01], aunado a una excelente conductividad térmica de la fase sólida metálica y una

mayor superficie de intercambio térmico que las aletas; este tipo de material se convierte en una alternativa innovadora y eficiente que puede mejorar el rendimiento de los actuales elementos de intercambio térmico en el ciclo de refrigeración magnética.

10.2. Marco Teórico

10.2.1 Efecto Magnetocalórico y Principios Termodinámicos

La refrigeración magnética a temperatura ambiente se basa en el efecto magnetocalórico (MCE, por sus siglas en inglés, “Magnetocaloric Effect”). Este fenómeno magneto-termodinámico se da cuando cierto material o aleación metálica que exhibe esta característica es expuesta a un campo magnético, calentándose (MCE directo). El proceso inverso sucede cuando el campo magnético aplicado decrece, haciendo que el material se enfríe (proceso adiabático-isobárico) [Pla13]. Este cambio en la temperatura del material se puede describir como la variación en la energía interna del mismo [Nou13] y se puede derivar de la primera Ley de la Termodinámica para un sistema cerrado como sigue

$$du = \delta q - \delta w \quad \text{Eq. 10.1}$$

lo que implica que la energía interna u aumentará si se agrega calor q o se realiza trabajo w sobre el material magnetocalórico. Para el caso del MCE, el trabajo se realiza cuando el material magnetocalórico (MCM, por sus siglas en inglés, “Magnetocaloric Material”) entra en el campo magnético H , lo que también provoca un aumento en la magnetización interna M del material. Este trabajo se puede expresar matemáticamente de la siguiente manera

$$dw = -\mu_0 H dM \quad \text{Eq. 10.2}$$

sustituyendo la Eq. 10.2 en la Eq 10.1, y aplicando la segunda Ley de la Termodinámica para un proceso reversible

$$dq = T ds \quad \text{Eq. 10.3}$$

hace que la relación de energía interna se exprese como

$$du = T ds + \mu_0 H dM \quad \text{Eq. 10.4}$$

donde s representa la entropía total del sistema. Los componentes de la entropía total de cualquier sistema son la entropía reticular S_L , la entropía eléctrica S_E y la entropía magnética S_M . En un sistema adiabático, el S_M es el que cambia si el dominio se expone a un campo magnético. Debido a este comportamiento, la entropía específica depende no sólo de la temperatura del sistema, sino también del cambio del campo magnético. Siguiendo esta afirmación, la relación que describe la entropía del sistema se escribe como

$$ds(T, H) = \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_H dT + \left(\frac{\partial s}{\partial H} \right)_T dH \quad \text{Eq. 10.5}$$

Si la Eq. 10.3 se considera en condición adiabática, la Eq. 10.5 se puede reescribir de la siguiente manera

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_H dT = - \left(\frac{\partial s}{\partial H} \right)_T dH \quad \text{Eq. 10.6}$$

La sustitución de la Eq. 10.5 en la Eq. 10.3 da la relación del calor específico c_H y la capacidad calorífica específica c_T

$$dq = c_H(T, H)dT + c_T(T, H)dH \quad \text{Eq. 10.7}$$

De esta manera,

$$c_H = \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)_H = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_H \quad \text{Eq. 10.8}$$

$$c_T = \left(\frac{\partial q}{\partial H} \right)_T = T \left(\frac{\partial s}{\partial H} \right)_T \quad \text{Eq. 10.9}$$

Considerando la Eq. 10.8, la Eq. 10.6 se puede reescribir de la siguiente manera

$$dT = - \left(\frac{T}{c_H} \right) \left(\frac{\partial s}{\partial H} \right)_T dH \quad \text{Eq. 10.10}$$

y con la conocida relación de Maxwell

$$\left(\frac{\partial s}{\partial H} \right)_T = \mu_0 \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_H \quad \text{Eq. 10.11}$$

la Eq. 10.10, que define el cambio de temperatura adiabático del MCM, se puede escribir como

$$dT = - \left(\frac{T}{c_H} \right) \mu_0 \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad \text{Eq. 10.12}$$

La Eq. 10.12 también se puede expresar en términos de una fuente de calor volumétrica si c_H se mueve al lado izquierdo de la relación y se multiplica por la densidad ρ del MCM. Por lo tanto, este reacomodo produce la siguiente ecuación

$$\rho c_H \frac{dT}{dt} = - \rho \mu_0 T \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH = \dot{Q}_{MCE} \quad \text{Eq. 10.13}$$

que es, finalmente, la relación que describe el efecto magnetocalórico de un material que exhibe esta característica, donde tanto c_H como el termino $\frac{dT}{dt}$, que se define como la razón de cambio de la temperatura adiabática del MCM con respecto a la temperatura, y $\left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_H$, que se puede describir como el cambio en la magnetización interna del material con respecto al cambio en su temperatura y la intensidad del campo magnético, se pueden medir experimentalmente.

10.2.2 Regenerador Magnético Activo y ciclo magnético

Actualmente, las aplicaciones que utilizan este fenómeno físico para dispositivos de enfriamiento se basan en lo que se conoce como un regenerador magnético activo. Esto se debe a que el efecto magnetocalórico de un material con esta característica no es suficiente por sí solo para alcanzar el rango de temperaturas requeridas para aplicaciones de refrigeración por lo que, para expandir este rango de operación, se utiliza el principio de regenerador magnético activo. Un regenerador magnético activo (o AMR, por sus siglas en inglés, Active Magnetic Regenerator) es una estructura porosa compuesta por un material magnetocalórico a través del cual se bombea un fluido en la dirección contraria al flujo de calor. Este regenerador tiene una doble función, pues cumple el papel tanto de elemento refrigerante, como de regenerador de calor [Bar81]. En los últimos años, la totalidad de los prototipos de refrigeradores magnéticos desarrollados se han basado en este enfoque. El funcionamiento de un AMR se basa en cuatro pasos [Tus13], que también se pueden describir como una analogía general a los procesos o ciclos de refrigeración por vapor-compresión.

Estos pasos se encuentran ilustrados en las Figs. 10.1 y 10.2 y se pueden resumir, para un material con un efecto magnetocalórico directo, en [Tus13, Nou13], donde cabe destacar que para utilizar el MCE se debe ejecutar este ciclo termodinámico cerca de la temperatura de Curie del material:

- Magnetización adiabática: el regenerador magnético activo se expone al cambio – el aumento del campo magnético hasta su valor máximo – en consecuencia, cada pieza del material magnetocalórico en el regenerador magnético activo se calienta.
- Calentamiento isobárico: el calor es absorbido por el fluido refrigerante, que es impulsado desde el ambiente externo frío a través del material magnetocalórico caliente, hacia el ambiente externo caliente, donde el calor recibido del MCM se transmite a los alrededores.
- Desmagnetización adiabática: el regenerador magnético activo se expone de nuevo al cambio – la disminución del campo magnético hasta su valor mínimo – y, en consecuencia, cada pieza de material magnetocalórico en el regenerador magnético activo se enfría.
- Enfriamiento isobárico: el calor es transferido del ambiente externo caliente al ambiente externo frío por medio del fluido refrigerante, que es nuevamente impulsado a través del material magnetocalórico, donde el fluido se enfría, permitiéndole absorber de nuevo calor del ambiente externo frío (la cámara del refrigerador, por ejemplo).

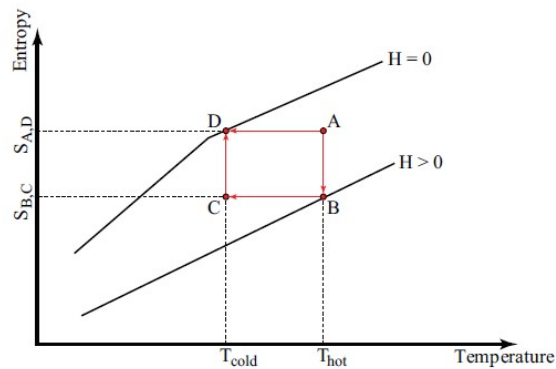


Figura 10.1. Ciclo de Carnot para refrigeración magnética que consiste en cuatro pasos; calentamiento isobárico de A a B, desmagnetización adiabática de B a C, enfriamiento isobárico de C a D, y finalmente magnetización adiabática de D a A [Pet08].

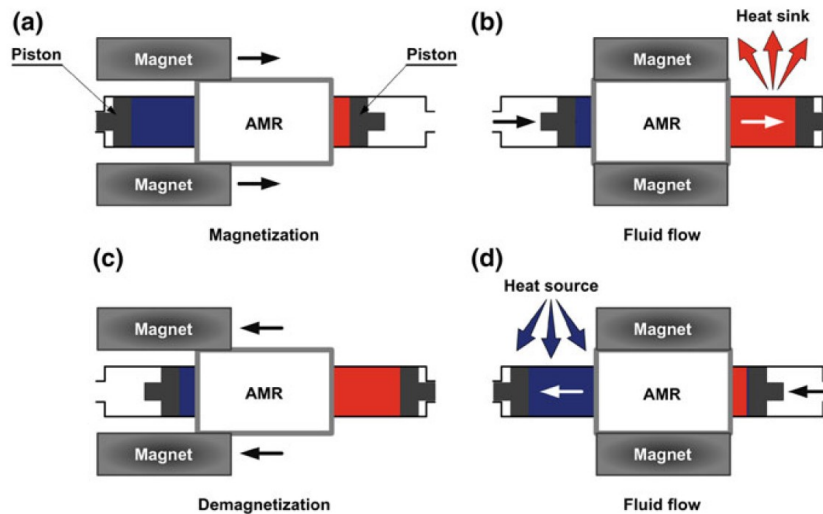


Figura 10.2. Ciclo de refrigeración-regeneración magnética activa [Tus13].

Para la implementación de este tipo de sistemas de refrigeración basados en el principio AMR se han propuesto dos enfoques; el primero con regeneradores que exhiben un movimiento lineal de sus componentes (como el desplazamiento horizontal del circuito magnético ilustrado en la Fig. 10.2, y el segundo con regeneradores que rotan a través de un campo magnético. El primer enfoque suele mantener un funcionamiento más estable, es más robusto y permite la variación rápida y efectiva de diferentes condiciones operacionales (por ejemplo, la frecuencia de trabajo o número de ciclos termodinámicos por unidad de tiempo) y geometrías del material magnetocalórico [Yu10]; mientras los sistemas desarrollados bajo el segundo enfoque son más compactos y dirigidos a satisfacer aplicaciones de corte comercial, lo que se traduce en mayores frecuencias de trabajo si se compara con los AMR de movimiento lineal, y por lo tanto, una mayor capacidad de enfriamiento, pero utilizando cantidades de material magnetocalórico muy grandes [Eng12, Rus10].

Debido a la versatilidad de los AMR de movimiento lineal, en los últimos años se han construido y probado varios dispositivos experimentales basados en este primer enfoque [Kaw11, Bah08, Bou09, Tag13, Dup09, Tre10, Tur11, Bal12]. Por ejemplo, Tusek *et al.* [Tus13] desarrolló un aparato experimental que, de manera general, estaba compuesto por tres secciones: el núcleo del dispositivo con el AMR, un imán permanente como generador del campo magnético y el sistema de traslado del fluido refrigerante. El núcleo contenía, aparte del material magnetocalórico, un intercambiador de calor (cámara termostática), cuya función era proveer una temperatura constante del fluido refrigerante en un lado del AMR; y un calentador eléctrico del otro lado del AMR (cable resistivo térmico) que actúa como un simulador de carga fría y es controlado por un transformador variable. El imán era permanente con una aleación de Nd-Fe-B. El proceso de magnetización-desmagnetización del regenerador se daba por medio del movimiento lineal de este imán. El flujo del compuesto refrigerante está a cargo del sistema de traslado, el cual está basado en un actuador eléctrico con una velocidad y una carrera de los pistones ajustable.

Un segundo sistema basado en el mismo principio de funcionamiento es el propuesto y desarrollado por Spichkin *et al.* [Spi14], el cual, como generador del campo magnético no utiliza un imán permanente, sino un solenoide que crea un campo variable (de 0 a 1.8T) al ser alimentado con corriente alterna (circuito magnético). Esta configuración permite realizar mediciones directas del intervalo de temperatura que puede llegar a alcanzar el sistema al hacer uso de termocuplas acopladas en la plataforma que contiene el material magnetocalórico y en lados caliente y frío del AMR. También permitía la medición de la intensidad del campo magnético generado al hacer uso de magnetómetros acoplados a un gaussímetro [Spi14, Fra18]. Esta medición hace posible el cálculo del coeficiente de desempeño (COP), que, para este caso particular, se define como la relación entre la carga de trabajo por enfriamiento (capacidad térmica) conseguido por el sistema y la carga total de trabajo suministrada, relación que considera el trabajo requerido por el sistema de traslado del fluido y el circuito magnético. El cálculo de esta última variable se realizaba como sigue:

$$W_{mag} = m_s \cdot v \cdot \oint T \cdot ds = m_s \cdot v \cdot \int_0^L \int_0^{2P} T(x, t) \cdot \frac{ds(x, t)}{dt} dt dx \quad \text{Eq. 10.14}$$

donde la potencia W_{mag} se define como la integral de la temperatura con respecto a la entropía S de cada segmento del material magnetocalórico en el AMR. La integral se debe evaluar en un ciclo de trabajo del sistema en estado estable, siendo luego multiplicado por la masa total m_s del material y la frecuencia de trabajo v .

Para el segundo enfoque, Aprea *et al.* [Apr15, Apr16] informaron sobre experimentos realizados en un AMR giratorio que consta de un arreglo de Halbach con imanes permanentes, obteniendo un valor promedio máximo del campo magnético de 1,10 T. El frigorífico constaba de ocho regeneradores dispuestos radialmente llenos de esferas de Gd con una masa total de 1,20 kg. El sistema de accionamiento- desplazamiento consistía en un motor de corriente continua sin escobillas que hacía girar los imanes a velocidades variables entre 0,1 a 1 Hz de frecuencia de

trabajo. El dispositivo logró una potencia de refrigeración máxima de 190 W. Para un rango de temperatura de 6K, el dispositivo produjo 100W con un COP de 0,6. En 2017, el mismo grupo implementó una red neuronal artificial [Apr17] para optimizar el rendimiento de este frigorífico magnético giratorio. Albertini *et al.* [Alb17] realizó un estudio preliminar de un prototipo de refrigerador magnético giratorio compuesto por cuatro AMR estáticos y un rotor con dos imanes permanentes ensamblados. En 2018, Chaudron [Cha34] desarrolló el dispositivo de refrigeración magnético con un AMR giratorio más grande jamás creado. Fue diseñado para proporcionar 15 kW de potencia de refrigeración con una diferencia de temperatura entre los ambientes externos frío y caliente de 20K. Este dispositivo tenía 32 compartimentos donde se podían insertar regeneradores magnéticos activos. Sin embargo, sus pruebas preliminares se realizaron con sólo dos regeneradores donde se utilizaron cinco diferentes materiales con aleaciones de Gd y Gd con diferentes temperaturas de Curie. Los autores reportaron un 60% de eficiencia para las pruebas preliminares. También, Lozano *et al.* [Loz16] diseñó un refrigerador magnético giratorio. El proceso de magnetización/desmagnetización del AMR fue proporcionada por una configuración de rotor-(arreglo de imanes permanentes) estator (hierro dulce), que logró una densidad máxima de flujo magnético de aproximadamente 1T. El prototipo constaba de ocho pares de AMR estacionarios con camas llenas de, aproximadamente, 1,7 kg de esferas de Gd (con un diámetro entre 425–600 μ m). Dos válvulas rotativas fueron utilizadas para sincronizar los ciclos hidráulico y magnético. Los autores lograron un intervalo máximo de temperatura sin carga de 12 K a 1,5 Hz de frecuencia de trabajo, con una potencia de refrigeración fue de 150 W. Para un poder de enfriamiento máximo reportado de 80,4 W y frecuencia de funcionamiento de 0,8 Hz, el dispositivo proporcionaba un rango de cambio de temperatura de 7,1 K con un COP de 0,54 y una eficiencia del 1,16%. Por último, Huang *et al.* [Hua19] desarrollaron un prototipo de AMR rotativo, con campo magnético promedio de 0,875 T. El dispositivo utilizaba siete regeneradores dispuestos asimétricamente con una masa total de 1,18 kg de Gd y un control automático en tiempo real para un sistema de válvula solenoide programable que permitía producir el flujo de fluido sincronizado con el ciclo magnético. Los autores informaron una potencia de refrigeración máxima de 162,4 W con carga cero en un rango de temperatura de 11,6 K.

10.2.3 Procesamiento de los regeneradores

Como se ha dicho, el AMR se define como un medio poroso que alberga el material magnetocalórico y constituye el refrigerante sólido activo. En un sistema de refrigeración magnética, este material es el artífice de implementar la diferencia de temperatura entre el ambiente frío (espacio físico que se requiere enfriar) y el ambiente caliente (usualmente, el medio ambiente) durante el ciclo magnético y el de ampliar el efecto magnetocalórico intrínseco del material de la matriz regenerativa. Actualmente, entre las estructuras porosas de fácil manufactura para un AMR se encuentran los lechos o camas empaquetadas de esferas y las placas paralelas. En otros casos, se usan polvos compactados, hilos y partículas irregulares, como lo indicado por Trevizoli *et al.* [Tre10]. La realización de estructuras regenerativas a pequeña escala, por ejemplo, lecho de láminas paralelas de espesor menor a 0.1 mm, y distancias entre láminas de 0.05 mm, geometrías de esferas menores a 0.1 mm empaquetadas o micro-canales en piezas monolítica, representa un desafío importante para el futuro de la refrigeración magnética. La estructura porosa permite al fluido de transferencia de calor de fluir y simultáneamente de intercambiar calor con las paredes del sólido. En general un AMR requiere una adecuada geometría que garantice la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y las paredes del sólido poroso, con una caída de presión pequeña en el flujo y



Figura 10.3. Tipos de regeneradores magnetocalóricos [Tus13].

transferencia de calor en dirección axial (pérdidas al ambiente) con valores despreciables. De hecho, el buen desempeño de un AMR depende de las propiedades de la matriz térmica regenerativa. Por ejemplo, canales de flujo muy reducidos en una matriz porosa brindan coeficientes de transferencia de calor más altos con respecto a los de canales más grandes, sin embargo, presentan valores altos de disipación viscosa y caída de presión. De acuerdo con Lei *et al.* [Lei17], la caída de presión y la disipación viscosa en un lecho de partículas empaquetados son relativamente altos. Por otro lado, aunque las estructuras ordenadas con láminas paralelas tienen un menor valor de caída de presión por efectos viscosos, no es fácil aumentar el coeficiente de transferencia de calor, debido a la dificultad de fabricar canales de flujo pequeños. La Fig. 10.3 propone diferentes geometrías para la estructura porosa de un AMR.

Existen algunas propiedades bien definidas para la fabricación del componente AMR de un sistema de refrigeración magnética. Con el propósito de asegurar las mejores condiciones termoflúidicas en el interior de la matriz porosa o celular, entre estas propiedades las más relevantes son la porosidad, el diámetro hidráulico y el área superficial volumétrica [Lei17]. Para entender la importancia de estos parámetros, es suficiente recordar sus definiciones: la porosidad es la fracción de vacíos del regenerador; el diámetro hidráulico representa la relación entre el área de la sección de flujo y el perímetro de la sección mojada multiplicado por cuatro; finalmente, el área superficial volumétrica es el total de las áreas superficiales en una unidad de volumen. La geometría de un material para la fabricación de un AMR es un factor crítico que afecta la eficiencia del proceso de transferencia de calor y por lo tanto de la refrigeración, controlando la transformación del trabajo magnético en energía térmica suministrada o recibida de las reservas térmicas durante el ciclo magnético. Finalmente, las propiedades anteriores se deben además conciliar con aquellas del fluido de transferencia, en muchos casos representado un compuesto de agua más algún refrigerante, debiendo poseer alta conductividad térmica y bajos valores de viscosidad.

10.2.4 Materiales Magnetocalóricos

El material magnetocalórico MCM es el pilar fundamental de un dispositivo magnetocalórico. Estos materiales magnetocalóricos son de dos tipos según el orden de la transición de fase entre los estados ferromagnético y paramagnético, a saber, materiales magnetocalóricos de primer orden (FOMT, por sus siglas en inglés, “First-order magnetocaloric materials”), que sufren cambios discontinuos en la magnetización con el cambio de temperatura, y materiales magnetocalóricos de segundo orden (SOMT, por sus siglas en inglés, “Second-order magnetocaloric materials”), que experimentan cambios continuos en su magnetización con el cambio de temperatura.

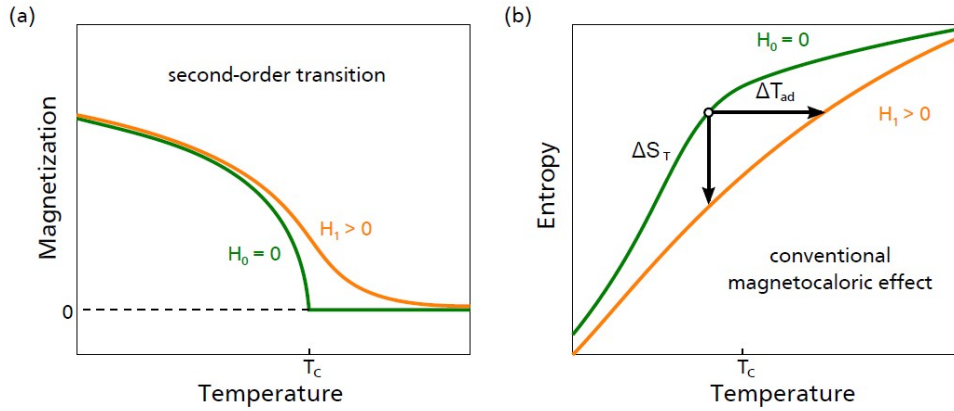


Figura 10.4. Cambio en (a) la magnetización y (b) la entropía con respecto a la temperatura para un material magnetocalórico de segundo orden [Got16].

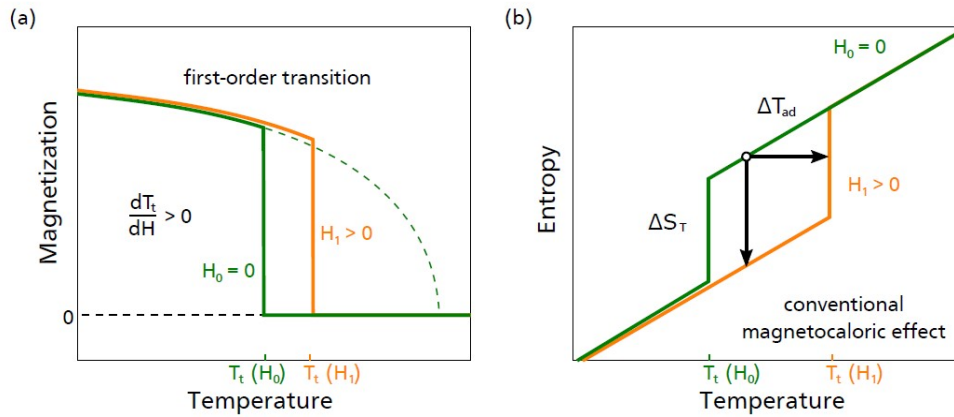


Figura 10.5. Cambio en (a) la magnetización y (b) la entropía con respecto a la temperatura para un material magnetocalórico de primer orden [Got16].

Específicamente, en la Fig. 10.4 (a), se muestra un esquema del comportamiento magnético de un material ferromagnético cerca de la temperatura de Curie T_c . La curva verde representa la magnetización en función de la temperatura $M(T)$ en campo cero. En T_c , la magnetización desaparece y el material pasa de ser ferromagnético a paramagnético. Esta es una transición de fase puramente magnética de segundo orden. En los campos magnéticos también se observa una cierta magnetización en la fase paramagnética debido a la alineación parcial de los espines (curva naranja en la Fig. 10.4 (a)). La Fig. 10.4 (b) muestra la entropía del material en función de la temperatura en las proximidades de la transición de segundo orden. Como ya se sabe, la entropía total es una combinación de la entropía reticular S_L , la entropía eléctrica S_E y la entropía magnética S_M . Esta dependencia de la entropía total con la temperatura sin campo magnético se muestra esquemáticamente como la curva verde en la Fig. 10.4 (b). Al aplicar un campo magnético, los momentos magnéticos se alinean hasta cierto punto. Por lo tanto, el orden del sistema magnético aumenta, lo que se relaciona con una disminución de la entropía magnética. Por esta razón, el campo magnético externo reduce la entropía, lo que se ilustra con la curva naranja en la Fig. 10.4 (b). Esta disminución de la entropía se observa en condiciones isotérmicas. El respectivo cambio de entropía ΔS_T es trazado como una flecha vertical en la misma figura. En condiciones adiabáticas, la entropía total debe permanecer constante. Con el fin de compensar la disminución de la contribución magnética, la entropía reticular aumenta. Por esta razón, la aplicación de un campo

magnético da como resultado un calentamiento del material en ΔT_{ad} , que se ilustra como la flecha horizontal. A diferencia de la transición de segundo orden, en la Fig. 10.5 se muestra esquemáticamente una transición convencional de primer orden. Esta transformación se observa, por ejemplo, en el material La-Fe-Si para algunos contenidos de Si. Se puede observar una discontinuidad en la magnetización del material tanto en la curva de entropía magnética como en la de entropía total debido a la transformación entre dos fases estructuralmente diferentes. En la imagen idealizada de la Fig. 10.5 (a), la fase ferromagnética es estable a bajas temperaturas. En T_c , el material se transforma a la fase de alta temperatura con baja magnetización. En principio, la fase de baja temperatura seguiría siendo ferromagnética hasta su temperatura de Curie, que se ilustra mediante la curva de magnetización extrapolada (línea discontinua verde). Sin embargo, este comportamiento se ve interrumpido por la transición magnetoestructural.

La aplicación de un campo magnético da como resultado el cambio de la temperatura de transición T_c . Esto ocurre debido a que el campo magnético estabiliza la fase con mayor magnetización, siendo esta la fase de baja temperatura. El cambio de la temperatura de transición en los campos magnéticos $\frac{dT_c}{dH}$, que es positivo para una transición convencional de primer orden, puede entenderse como la fuerza impulsora del efecto magnetocalórico en estos materiales. Por ejemplo, si uno permaneciera en la fase paramagnética a una temperatura entre $T_c(H_0)$ y $T_c(H_1)$, la aplicación del campo magnético H_1 daría como resultado la conversión del material en su fase de baja temperatura. En cuanto al efecto magnetocalórico, ahora depende de si están presentes condiciones adiabáticas o isotérmicas.

El diagrama de entropía total correspondiente se muestra igual en la Fig. 10.5 (b). Nótese que la curva de entropía tiene también una discontinuidad en el caso ideal. Sin embargo, debido al cambio de la temperatura de transición en los campos magnéticos, el diagrama $S(T)$ tiene la forma de un paralelogramo (curvas verde y naranja en la Fig. 10.5 (b)). Cuando se mantiene la temperatura constante, la entropía disminuye con la aplicación del campo magnético. Por lo tanto, ΔS_T también es negativo (flecha vertical en la Fig. 10.5 (b)), como fue el caso de la transición de segundo orden anterior. Cuando un campo magnético se aplica adiabáticamente, el diagrama $S(T)$ se cruza horizontalmente, lo que resulta en un aumento en la temperatura del material. Vale la pena señalar que, en el esquema de la misma figura, las curvas de entropía no se superponen en la región de baja temperatura, esto se debe a que el campo magnético afecta la fase ferromagnética aumentando ligeramente el ordenamiento de los momentos magnéticos, contrarrestando el desorden debido a fluctuaciones térmicas. Por lo tanto, la magnetización aumenta ligeramente, como lo muestra la diferencia entre las curvas verde y naranja en la Fig. 10.5 (a). En consecuencia, la entropía total se reduce ligeramente en la fase ferromagnética bajo la aplicación de un campo magnético. También se observó un efecto similar en la Fig. 10.4, que estaba relacionada con la transición puramente magnética de segundo orden. Esto implica que en la Fig. 10.5, tanto la transición de primer y segundo orden se superponen.

Generalmente, tanto los materiales FOMT como SOMT se utilizan para aplicaciones de refrigeración magnética [Kit15, Got16]. El Gd es un material SOMT convencional ampliamente estudiado y por lo tanto se toma como punto de referencia, pues tiene una temperatura de Curie cercano a la temperatura ambiente. Sus aleaciones con metales de tierras raras (por ejemplo, Tb, Er y Dy) son otros ejemplos de materiales con una transición magnética de segundo orden. Materiales FOMT convencionales incluyen La-Fe-Si-H, La-Fe-Mn-Si-H, La-Fe-Co-Si y Mn-Fe-P-Si, junto a las aleaciones de Heusler.

A pesar de que los AMR, según su definición, están compuestos por materiales porosos como el elemento con propiedades magnetocalóricas, el concepto de espumas metálicas de celda abierta acoplado a este sistema no cuenta aún con investigaciones muy exhaustivas. Como hemos visto en los capítulos anteriores, existen diferentes trabajos que analizan el desempeño térmico de espumas metálicas de celda abierta, por ejemplo, de aluminio, como elementos intercambiadores de calor compactos [Buo18, Boo03], concluyendo que estos materiales exhiben una resistencia al intercambio térmico 2 o 3 veces menor a los demás elementos de intercambio de calor disponibles comercialmente, utilizando la misma cantidad energía. Para caracterizar este comportamiento, se han desarrollado diversas actividades experimentales para ensayar flujos térmicos a través de esponjas metálicas, entre estos Mancini *et al.* [Man10] miden la caída de presión en seis muestras de esponjas metálicas con diferentes valores de porosidad, Maid *et al.* [Mai17] evalúan el intercambio térmico en tubos en contracorriente de intercambiadores, Wang *et al.* [Wan18] experimentan el flujo de agua y la transferencia de calor en tubos llenados con esponjas de aluminio y titanio y Xu *et al.* [Xu18] brindan una revisión de estudios de flujo convectivo y regímenes térmicos para esponjas metálicas y nano-fluidos. Estas espumas metálicas de celda abierta se consideran materiales interesantes también para mejorar la transferencia de calor en muchas aplicaciones, por ejemplo, en intercambiadores de calor criogénicos y sumideros de calor compacto, como señalado por Lu *et al.* [Lu98]. Debido a su intrínseca alta porosidad y grande área específica [Boo03], estos materiales son prometedores para mejorar la eficiencia de procesos de intercambio térmico. Sin embargo, la complejidad del proceso de intercambio térmico convectivo y el alto número de parámetros presentes requiere una actividad experimental intensa para poder diseñar componentes con buenas propiedades para la transferencia de calor, en particular para los sistemas de refrigeración.

10.2.5 Simulación computacional de sistemas de refrigeración magnética

Una herramienta importante a la hora de evaluar el comportamiento magnético y la capacidad térmica de los sistemas de refrigeración magnética, así como la estructura de la matriz interna de los AMR, es la modelación y simulación computacional, recurso que ha probado su utilidad y ventaja al ayudar a reducir el volumen de trabajo experimental de laboratorio y los costos asociados, especialmente cuando se requiere usar equipos sofisticados, no siempre disponibles. De manera general, diversos trabajos computacionales han sido llevados a cabo, por ejemplo, para calcular el consumo energético de circuitos magnéticos [You16], optimizar la respuesta de campos magnéticos variables [Ris10, Pet08], evaluar el rendimiento de diferentes materiales [Bay14] y compuestos con propiedades magnetocalóricas en función de su respuesta en temperatura [Bia12, Vil16], análisis de diferentes geometrías de AMR [You17], desarrollo de aplicaciones para sumideros/pozos de calor de dispositivos microelectrónicos [Bar17, Bay17], y calcular eficiencia general de sistemas de refrigeración magnética al variar parámetros como el flujo másico, material o frecuencia de trabajo [Bif13, Dia12], respectivamente. En particular, los estudios de medios porosos usando modelación numérica se han usado para capturar detalles morfológicos específicos de estructuras intrincadas de esponjas [Kop10]. Además, la modelación computacional que emplea un volumen representativo elemental (REV) de este material celular con su fase sólida y su interfaz de vacíos ha mostrado resultados prometedores [Boo03]. Krishnan *et al.* [Kri06] estudiaron el flujo y la transferencia de calor en una unidad de celda, calculando conductividad térmica efectiva, caída de presión y valores de calor transferido usando una simulación directa de la estructura de una esponja. Modelos computacionales de interés basados en microtomografía con rayos X de geometrías de esponjas han sido desarrollados por muchos autores, entre otros Meinicke *et al.* [Mei15], Dixit *et al.* [Dix18] y Jafarizade *et al.* [Jaf18]. Bayomy y Saghir [Bay17] investigaron la transferencia de calor de sumideros en enfriamiento de dispositivos electrónicos, usando el software Comsol Multiphysics®,

para evaluar distribución de temperatura, números adimensionales de Nusselt y caída de presión de tres tipos de sumideros. Por otro lado, Bidar *et al.* [Bid16] desarrollaron un estudio computacional de transferencia de calor convectiva en una esponja metálica de 10ppi (número de poros por pulgada lineal) y diferentes valores de porosidad. Otras aplicaciones de modelación computacional para evaluar las prestaciones térmicas de materiales celulares se deben a Wu *et al.* [Wu11], Odabee y Hooman [Oda12] y Mancin *et al.* [Man10], entre otros.

Respecto de la evaluación de las propiedades materiales celulares para la refrigeración magnética usando experimentos de modelación computacional, el trabajo numérico de Boucekara *et al.* [Bou14] se enfoca en predecir y optimizar las propiedades geométricas de una capa refrigerante de material magnetocalórico en un ciclo AMMR. Los autores proponen el método inverso donde, definiendo primero los valores a obtener de potencia refrigerante, perfil de temperatura, entre otros, se optimiza el proceso para las dimensiones del sistema de refrigeración. Por otro lado, una revisión de la modelación numérica para estudiar regeneradores magnéticos activos se debe a Nielsen *et al.* [Nie11], los cuales enfatizan sobre la necesidad de modelar los complejos fenómenos de transferencia de calor, dinámica del flujo y campos magnéticos que interesan el AMR. Respecto del flujo, los autores señalan el fenómeno de los canales de flujo (*channelling effects*) generado por la distribución de porosidad no uniforme en la dirección transversal del lecho de AMR. Para un lecho de partículas empaquetadas, el mecanismo de canales de flujo depende de la relación entre el diámetro del regenerador y el diámetro de la partícula y, en particular, es más importante cuando esta relación es más pequeña. Los investigadores Roudaut *et al.* [Rou09], usan una modelación con diferencias finitas de un sistema de refrigeración AMMR y técnicas numéricas de Diseño de Experimentos, usando agua como fluido de intercambio y placas de gadolinio para el regenerador. Las conclusiones de este trabajo resaltan que existen dos factores críticos, la longitud y el espesor del flujo, los cuales influyen la diferencia de temperatura aprovechable del sistema, compensando el bajo valor del efecto magnetocalórico disponible para la refrigeración magnética. También el flujo másico del fluido constituye un factor importante a considerar, de acuerdo con los resultados de esta investigación.

10.2.6 MCM como capas delgadas o películas finas

Materiales con un efecto magnetocalórico gigante, una transición magneto–estructural de primer orden o una transición elasto–magnética han demostrado el mayor potencial para este tipo de aplicación. Aun así, otras propiedades son de igual importancia y deben ser tomadas en cuenta a la hora de diseñar estos sistemas, características tales como un bajo costo y facilidad de fabricación de los regeneradores magnéticos (ARM), pérdidas por histéresis magnética bajas, temperaturas de transición cercanas a la temperatura ambiente, cero toxicidad, excelente resistencia a la corrosión, buena conductividad térmica y una alta relación de su área superficial–volumen que permita una rápida y eficiente transferencia del calor al fluido refrigerante [Moo13]. Al mismo tiempo, una excelente estabilidad mecánica durante los ciclos de refrigeración, así como una buena ductilidad y resistencia, son requerimientos críticos a la hora de desarrollar un ARM. Con el fin de producir regeneradores magnetocalóricos con estas características, investigaciones recientes [Moo13, Moh22] han utilizado técnicas de manufactura aditiva de metales o impresión 3D para la fabricación de RM más estables, demostrando que conformar la geometría de estos materiales como estructuras porosas uniformes ayuda a maximizar la transferencia de calor entre el refrigerante sólido y el fluido de trabajo, además de que minimiza la caída de presión del fluido, resultando en un regenerador magnético con propiedades térmicas y rendimiento superior.

Paralelamente a estas investigaciones, también se ha estudiado la posibilidad de utilizar películas finas de material magnetocalórico depositadas en diversos sustratos, tales como metalizaciones o polímeros [Had15, Ham21, Kra15]. Se ha demostrado que esta configuración es capaz de conservar

las propiedades magnéticas y térmicas propias del material, con una reducción no significativa en el efecto magnetocalórico del RM. A pesar de esto, este enfoque se ha convertido en una opción válida pues tiene el potencial de aumentar la estabilidad mecánica del regenerador magnetocalórico.

Aún con los diferentes métodos que se han desarrollado y probado, el asegurar cierto grado de ductilidad y resistencia mecánica, así como estabilidad en fatiga por el ciclo de magnetización–desmagnetización normal del ARM sigue siendo un desafío [Bel18]. Por esta razón, como una alternativa para mejorar las propiedades mecánicas de los ARM, manteniendo la relación área superficial–volumen, las características magnetocalóricas y el rendimiento térmico, se evalúa el estrés termo–mecánico que sufren películas finas de material La(Fe,Co,Si)_{13} al ser depositadas sobre estructuras porosas metálicas con una geometría uniforme, haciendo uso de métodos de modelación y simulación computacional. En particular, la aleación de material La(Fe,Co,Si)_{13} posee un efecto magnetocalórico considerable, una temperatura de Curie o de transición manejable en el rango de 250K a 340K, además de una relativamente buena estabilidad mecánica en fatiga [Lyu10, Sch18, Ros10].

10.3. Metodología

10.3.1 Caracterización experimental

Recordando la Eq. 10.13, el efecto magnetocalórico se puede describir en términos tanto del calor específico del material c_p , como del cambio adiabático en la temperatura ΔT_{ad} del mismo. Para averiguar estas dos variables usualmente se hace uso de técnicas de calorimetría para la medición del calor específico y mediciones de temperatura adiabática directas [Cug16, Por15, Por21] sobre el MCM.

Calorimetría diferencial de barrido (DSC)

La medición de la temperatura y el calor específico dependiente del campo magnético $c_p(H,T)$ se puede realizar mediante calorimetría diferencial de barrido (DSC, por sus siglas en inglés “Differential Scanning Calorimetry”) y calorimetría de relajación. Un gran número de DSC comerciales están disponibles para la estimación de calor específico y calor latente de procesos de primer orden, sin embargo, estos instrumentos no son adecuados para trabajar en campos magnéticos, surgiendo varios problemas al realizar tales experimentos, como efectos mecánicos en partes ferromagnéticas y en la propia muestra y la dependencia del campo magnético de los sensores, entre otros. Por esto, la técnica DSC, que mide directamente el flujo de calor que fluye entre la muestra y el calorímetro una vez definida una velocidad de barrido de temperatura, es particularmente adecuada para la detección de calor latente. Esta técnica utiliza placas Peltier como sensores de flujo de calor, y su principio de funcionamiento se basa en el hecho de que obligan a la muestra a seguir un barrido de temperatura constante. La conductancia térmica finita del sensor, colocado entre la muestra y la estructura del calorímetro, es el origen de una diferencia de temperatura. Mediante el efecto Seebeck, las placas Peltier convierten esta diferencia de temperatura en una caída de tensión. Dado que la conductancia térmica de las células puede considerarse bastante independiente del campo magnético y no caracterizada por variaciones abruptas en temperatura, la diferencia de temperatura entre las placas multiplicada por la conductancia térmica de la celda (K_{cell}), da el flujo de calor ($\dot{Q}$) que fluye entre la muestra y el calorímetro, como sigue:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta V_{cell}}{S} K_{cell} \quad \text{Eq. 10.15}$$

donde S es el coeficiente de Seebeck del sensor y ΔV_{cell} es la caída de voltaje entre las placas de las celdas. Luego, este instrumento se calibra utilizando muestras de referencia cuyo calor específico se puede encontrar en la literatura. Los más comunes son: cobre, molibdeno y zafiro. Dado que el calor específico del cobre puede variar ligeramente dependiendo de su pureza, normalmente se prefiere el uso de monocristal de zafiro. Esta técnica requiere una preparación de medición simple y puede proporcionar indirectamente, después de la integración de las curvas de calor específicas del campo, los valores de ΔS_T como de ΔT_{ad} , pero con un índice de error bastante elevado.

Medición directa del cambio en la temperatura adiabática

Para evitar el cálculo indirecto de ΔT_{ad} derivado de la medición del c_p con la técnica anterior, el desarrollo de los sistemas experimentales para la estimación de ΔT_{ad} resulta fundamental si lo que se requiere es una medición precisa y rápida del cambio de temperatura del material y la observación del comportamiento efectivo de los sistemas estudiados en condiciones adiabáticas. Como ejemplo, se planea realizar ciclos termomagnéticos caracterizados por ramas adiabáticas. La especificación de “mediciones precisas” significa que esta técnica, si se adopta un funcionamiento adecuado del instrumento, permite la reducción de errores experimentales en comparación con las técnicas indirectas, cuya propagación del error aumenta la incertidumbre del valor final. El campo magnético se puede variar de diferentes maneras mientras se realizan mediciones ΔT_{ad} directas. Se pueden lograr barridos de campo más rápidos ($10^{-2}s - 10^{-1}s$) con campos magnéticos pulsantes, mientras que los más lentos ($10^{-1}s - 10^0s$) se inducen moviendo mecánicamente el imán permanente o encendiendo y apagando un electroimán. Las configuraciones donde la muestra se mantiene siempre en la misma posición son más convenientes ya que las condiciones cuasi-adiabáticas son más fáciles de reproducir, mientras que si el material se mueve dentro y fuera del campo magnético podrían surgir problemas con el control de temperatura en la región alejada de la posición estándar donde debería permanecer la muestra. Los sensores típicos utilizados para estas mediciones son: los termopares o termocuplas, termorresistencias de alta precisión con baja dependencia del campo magnético, y en algunos casos cámaras o micrófonos infrarrojos. Se necesitan muestras con masas bastante altas ($m > 20mg$) para obtener resultados confiables con esta técnica.

En el caso de una muestra conductora de electricidad, el efecto de las corrientes parásitas inducidas por el campo magnético sobre el cambio de temperatura medido directamente generalmente no se analiza en detalle. Sin embargo, se puede estimar que un barrido de campo de $\sim 2T s^{-1}$ en una muestra de gadolinio de 3 mm x 3 mm x 3 mm (resistividad eléctrica $\sim 1.3 \times 10^{-6} \Omega m$) debería inducir mediante corrientes parásitas un aumento de temperatura del orden de $10^{-2} K$. Este efecto generalmente es difícil de detectar en campos bajos ($\mu_0 \Delta H = 2T$) cuando se comparan las curvas ΔT_{ad} de “calentamiento” y “enfriamiento”.

Esta técnica tiene dos ventajas principales. La primera, en principio es fácil de realizar y proporciona una estimación directa del cambio de temperatura, el cual es el parámetro por determinar más importante cuando se estudian aplicaciones con materiales que exhiben MCE en dispositivos de refrigeración magnética, por ejemplo. Por otro lado, se debe prestar mucha atención al uso de esta técnica. Puede resultar incómodo ya que es necesario tener especial cuidado al montar las muestras para evitar daños al sensor de temperatura y realizar un contacto térmico estable y preciso. En algunos casos se requiere incluso un cuidado especial para evitar la detección de picos

de tensión inducidos por el campo magnético variable en los conductores del cableado utilizado para medir la resistencia del sensor.

10.3.2 Diseño del circuito experimental

El primer paso para diseñar el sistema de refrigeración magnética es conocer la totalidad (o en su defecto, la mayoría) de las variables involucradas en el proceso y diferenciar cuáles de ellas afectan directamente, en mayor o menor medida, la respuesta del dispositivo. La Tabla 10.2 reúne las variables encontradas para las categorías 1) No conozco, no puedo medir, 2) Conozco, pero no puedo medir, y 3) Conozco y puedo medir, tal y como se describen en la sección 4. Metodología. Basados en esta clasificación, las variables de la tercera categoría son, por ser aquellas que puedo controlar, las que deben ser tomadas en cuenta a la hora de planear una estrategia o proceso experimental, en este caso, un diseño de experimentos. En el específico, las variables de esta última categoría y que se encuentran en cursiva en la Tabla 10.2, son aquellas que están directamente

Tabla 10.2. Variables involucradas en el diseño del sistema de refrigeración magnética.

No conozco, no puedo medir	Conozco, pero no puedo medir	Conozco, puedo medir	
Condiciones de manufactura para los diferentes materiales del sistema: ✓ Temperatura. ✓ Humedad relativa. ✓ Presión. ✓ Condiciones/reactividad (de los gases) de la cámara de fabricación.	De los materiales del sistema: ✓ Índices de fricción de los pistones (sistema de bombeo del fluido) Del circuito magnético: ✓ Pérdidas del material ferromagnético ✓ Flujo magnético total ✓ Permeabilidad magnética de los materiales ✓ Reluctancia del circuito magnético ✓ Fuerza magnetomotriz	Del proceso: ✓ <i>Temperatura (D)</i> ✓ <i>Presión (D)</i> ✓ <i>Caudal másico (I)</i> ✓ <i>Intensidad de campo magnético (I)</i> ✓ <i>Voltaje y corriente consumidos (potencia) (D)</i> ✓ <i>Frecuencia de trabajo (I)</i> Del material magnetocalórico: ✓ Dimensiones de las muestras ✓ <i>Geometría (I)</i> ✓ Dimensiones de sus poros, poros por pulgada/cm ✓ Aleación ✓ Conductividad térmica ✓ Fase, arreglo estructural atómico ✓ Microporosidad ✓ Magnetización	De los materiales estructurales del sistema: ✓ Conductividad térmica ✓ Aleación ✓ Dimensiones y geometría ✓ Torque y potencia (sistema de bombeo y movimiento del circuito magnético) Del circuito magnético: ✓ Aleación del material ferromagnético ✓ Magnetización del material ferromagnético ✓ Cantidad de vueltas N de la bobina de inducción Del fluido intercambiador de calor: ✓ Composición química

relacionadas a la capacidad térmica y eficiencia energética del sistema y que, por lo tanto, han sido elegidas como aquellas de mayor impacto y que serán motivo de estudio. En particular, aquellas que tiene la simbología (I) a su lado, son los factores independientes por analizar durante el proceso

experimental, mientras que las que poseen una (D) a la derecha son las respuestas medibles del dispositivo de refrigeración magnética. A pesar de que las variables de temperatura, presión, caudal másico, intensidad de campo magnético, potencia, frecuencia de trabajo y geometría de las esponjas metálicas serán las cantidades físicas que serán medidas durante el proceso experimental, las demás variables detalladas en la categoría “Conozco, puedo medir” son características y propiedades controlables que deben ser cuidadosamente elegidas y diseñadas durante el desarrollo del dispositivo general de refrigeración magnética. Estos parámetros también afectan, aunque en menor medida (y por esta razón no son considerados factores en el planteamiento de un DOE, por ejemplo), la respuesta en temperatura, presión y potencia del sistema, por lo que deben permanecer inalterados en el proceso de experimentación con el fin de que no se conviertan en posibles fuentes de error o introduzcan algún grado de variabilidad no deseada en la salida del sistema. Por ejemplo, para el circuito magnético, la aleación del material ferromagnético sumado a su nivel de magnetización, inciden directamente en la potencia necesaria que tendrá que consumir/suministrar el sistema de alimentación para alcanzar cierta densidad de flujo magnético; o la aleación del material magnetocalórico está directamente relacionada al intervalo de temperatura que puede llegar a alcanzar durante el ciclo de magnetización-desmagnetización; de la misma manera, el torque y potencia del actuador eléctrico (motor) que controla el transporte del fluido a través del AMR, determina no solo la frecuencia de trabajo, sino también el caudal másico del fluido y su presión de entrada.

Como ya sabemos, el dispositivo de refrigeración magnética se divide en tres secciones, es decir:

1. El núcleo, donde se encuentra el material magnetocalórico (esponja metálica) junto con los ambientes frío y caliente.
2. El circuito magnético, encargado de suministrar el campo magnético variable.
3. El sistema de bombeo/movimiento del fluido, cuya función es hacer circular el fluido de trabajo a través del núcleo del dispositivo y a través de material magnetocalórico.

En la parte central del núcleo se coloca el material magnetocalórico, ensamblando los sistemas que actúan como ambientes frío y caliente como sigue: al lado derecho del AMR se coloca el calentador eléctrico que actúa como carga térmica (elemento que el sistema debe enfriar o ambiente frío); mientras que en el lado izquierdo se encuentra una cámara termostática cuya función es mantener una temperatura constante del fluido (ambiente caliente o externo). En el núcleo se ubican tres de los tipos de sensores necesarios para medir las variables independientes y dependientes definidas en la sección anterior, distribuidos de la siguiente manera: dos sensores de temperatura, dos de presión y dos de flujo másico en los extremos izquierdo y derecho del material magnetocalórico (para un total de doce sensores), en el espacio intermedio entre este elemento y los ambientes frío y caliente. Cada sensor espaciado al menos 5mm uno del otro y guardando al menos 3cm entre sensores del mismo tipo. Se colocan además dos sensores de temperatura extra tanto en el calentador eléctrico como en la cámara termostática, con el fin de monitorear el cambio de temperatura específico de la primera y la no varianza en la segunda. El campo magnético variable se produce por medio de un circuito magnético, previamente diseñado y optimizado, y que es alimentado por un generador de corriente alterna. El movimiento lineal de este circuito, que permite completar el ciclo de magnetización-desmagnetización del material magnetocalórico, es accionado por un actuador eléctrico (motor paso a paso), que a su vez es acondicionado eléctricamente por un Sistema de Acondicionamiento y Adquisición de Datos (SAAD). La frecuencia de este movimiento es controlada por medio de LabVIEW. En el ensamblaje de este componente se incluyen dos sensores de flujo magnético que se ubican en la apertura del circuito por la cual fluye el campo magnético dirigido al AMR. Además, se incluyen dos voltímetros/amperímetros para medir la potencia que consume este elemento y su sistema de movimiento. El sistema de movimiento del fluido de trabajo cuenta con dos pistones ubicados en los extremos del núcleo, estos son controlados por un actuador eléctrico (motor) que a su vez es acondicionado eléctricamente por SAAD. Las señales de control

para configurar la velocidad y frecuencia de trabajo de este elemento se dan por medio de LabVIEW. Se coloca un voltímetro/amperímetro en la entrada de potencia del actuador eléctrico para conocer el consumo energético de este componente.

La Fig. 10.6 muestra el esquema estructural y distribución espacial de las tres secciones del dispositivo de refrigeración magnética y sus componentes: el núcleo, con el AMR y sus ambientes frío y caliente; el sistema de movimiento del fluido junto a su actuador eléctrico; y el circuito magnético, ilustrado como una bobina polarizada, en conjunto con su fuente de alimentación y su sistema de movimiento lineal. Se incluye la ubicación de los sensores, además de las conexiones eléctricas necesarias entre estos, los actuadores eléctricos y el SAAD. Por último, el sistema de control, desarrollado en LabVIEW, es ejemplificado por la PC, donde se encuentra el algoritmo de control y la interfaz al usuario.

Estructuralmente, el núcleo tiene dimensiones totales de 50x5x5cm de largo, ancho y alto, respectivamente. El material magnetocalórico, la cámara termostática y el calentador eléctrico, descritos anteriormente, comparten dimensiones de 10x4x4cm de largo, ancho y alto, respectivamente. La carcasa que encierra estos componentes tiene un grosor de pared de 0.5cm y debe ser fabricada en un material aislante, de preferencia plástico con una baja conductividad térmica k , por ejemplo, Ertalyte ($k = 0.288 \text{ W/m-K}$) o Nylon ($k = 0.250 \text{ W/m-K}$), si se considera la opción de construir los diferentes componentes estructurales del sistema haciendo uso de tecnologías de manufactura aditiva o impresión 3D de polímeros. Los 10cm sobrantes en los extremos del núcleo se utilizan para empotrar los pistones del sistema de movimiento del fluido, pistones cuya cara debe tener dimensiones de 4x4cm de largo y ancho, respectivamente. La Figura 10.7 ofrece un modelo 3D del arreglo de estos componentes junto con el circuito magnético (etiquetado como “imán”) y los actuadores eléctricos del dispositivo (motores). Los diferentes sensores se colocan en la parte inferior del núcleo, respetando la distribución ya detallada, en agujeros de entre 3.5mm (mínimo) y 5.0mm (máximo) de diámetro perforados en la carcasa del material. Esta restricción obliga a que la sección transversal expuesta de los sensores de temperatura, presión y flujo másico no exceda esta ventana dimensional. Junto con la restricción anterior, las características eléctricas específicas de cada sensor utilizado en el dispositivo de refrigeración magnética se resumen a continuación:

- a) Los sensores de flujo magnético son de tipo Hall, con un intervalo de medición que va de los 0T hasta 5T, máximo. Deben contar con una salida digital de -10V a 10V, o en su defecto, con una señal de control dentro de este intervalo. La frecuencia a la cual operan debe incluir el rango que va desde ~0Hz (DC) hasta los 50-100Hz, máximo.
- b) Para medir temperatura se utilizan termocuplas tipo K, con un rango de operación que va desde los -20°C hasta los 120°C. La salida debe ser digital dentro del intervalo de -10V a 10V, inclusive. Deben ser capaces de trabajar en ambientes líquidos.
- c) Los voltímetros/amperímetros necesarios para calcular potencia deben ser capaces de medir, en corriente alterna (AC), 110/220V, con una corriente asociada de hasta 35A para el circuito magnético. Para los demás componentes, que utilizan corriente directa (DC), el rango de medición de la tensión y corriente eléctricas debe ir de 0-220V y de 0-40A, respectivamente.
- d) Los sensores necesarios para medir caída de presión en los extremos del AMR deben operar en un rango de 0 hasta 4bar (ABS), máximo. Además, deben contar con una salida digital en un intervalo de tensión eléctrica de entre -10 y 10V. Deben ser capaces de operar en un ambiente líquido (sumergibles).
- e) Para los medidores de flujo másico se debe asegurar que estos sean tipo “líquido” (no es otra restricción más que deben ser capaces de operar en un medio líquido), con una operación en un rango aproximado de 0ml/min a 3000ml/min. Su salida debe ser digital dentro de un rango de -10V hasta inclusive 10V.

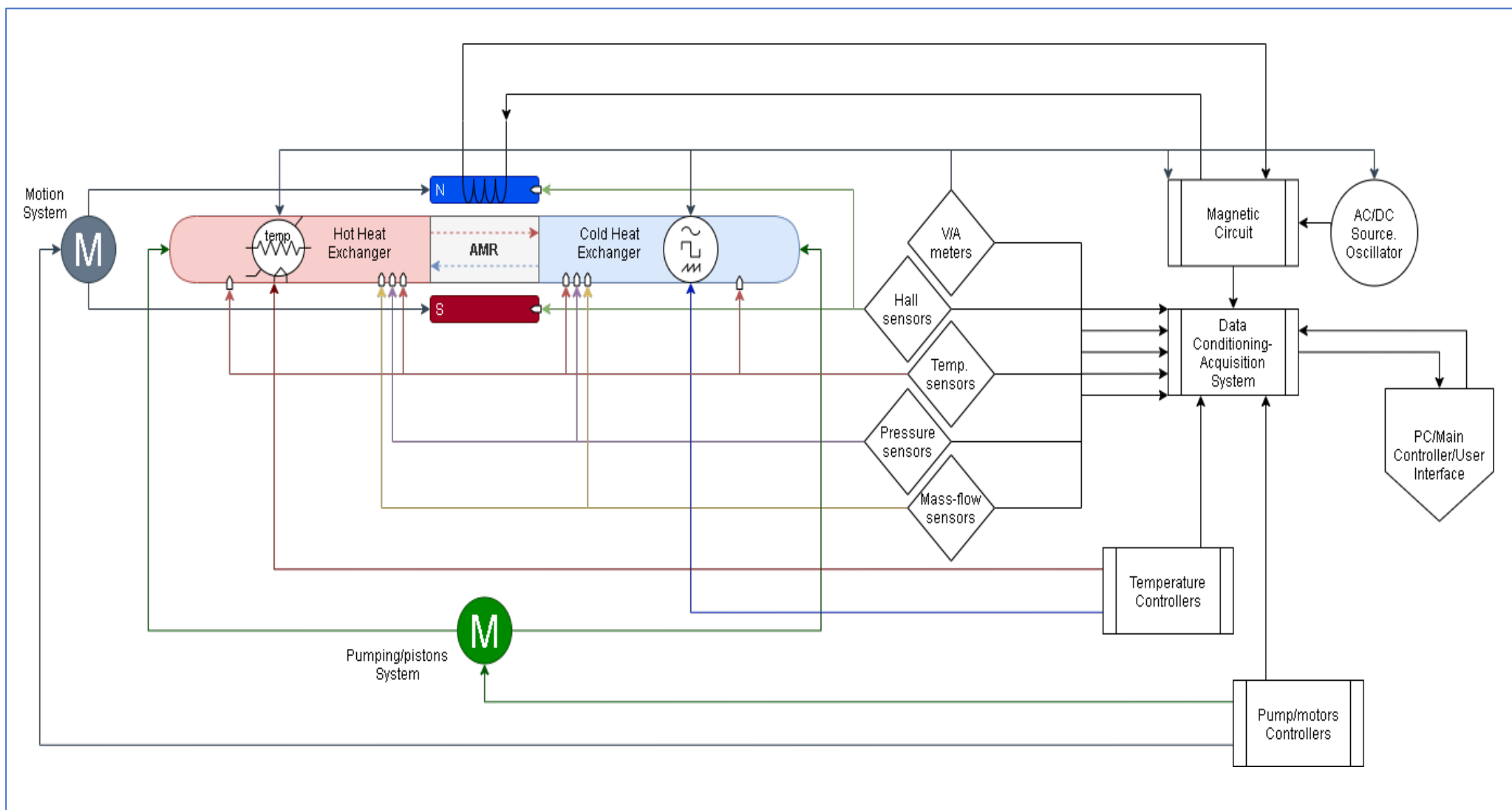


Figura 10.6. Diagrama esquemático del sistema de refrigeración magnética diseñado.

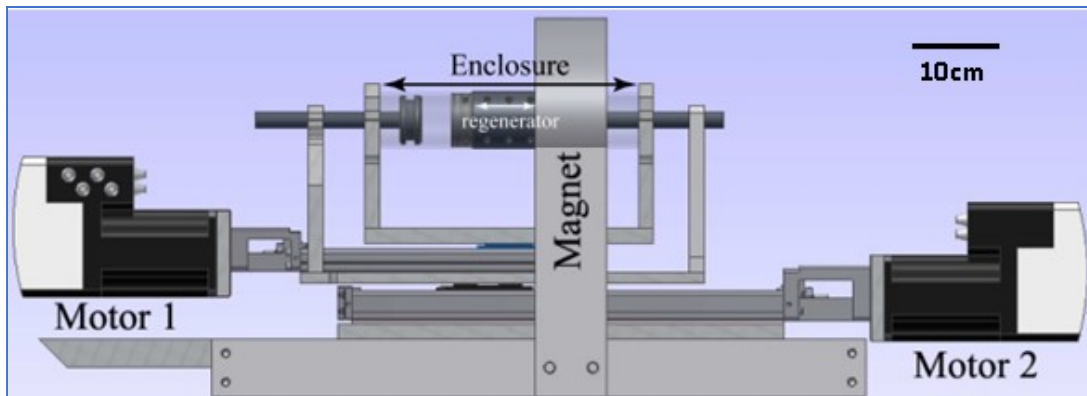


Figura 10.7. Modelo 3D del sistema de refrigeración magnética. Modificado de [Pet08].

Los actuadores eléctricos que componen los sistemas de movimiento del fluido de trabajo y la trayectoria lineal del circuito magnético son motores estándar NEMA bipolares paso a paso con un torque que va desde los $0.1\text{N}\cdot\text{m}$ hasta los $0.8\text{N}\cdot\text{m}$ (depende de la velocidad, r/min). Su consumo de potencia máximo/nominal es de $24\text{VDC}/1.4\text{A}$, y cuentan con una precisión de 0.72° por paso. Además, el principio de fabricación y funcionamiento permite un rápido y efectivo acople entre diferentes componentes electrónicos, así como una fácil magnetización de las bobinas internas para un efectivo control de la posición de su eje.

El Sistema de Acondicionamiento y Adquisición de Datos (SAAD) tiene como componente principal un CompactDAQ de National Instruments, en conjunto con sendas placas de adquisición y acondicionamiento eléctrico de señales de 16 canales con entradas y salidas de control digitales que operan en un rango de -10V hasta 10V , inclusive. De este intervalo de operación de tensión eléctrica deriva la restricción de que la salida/entrada de control de los diferentes sensores debe estar dentro de estos parámetros (no necesariamente deben cubrir todo el rango de -10V a 10V , pero sí ajustarse a uno dentro de estos límites). Adicionalmente, se cuenta con un ensamblaje de relés capaces de manejar cualquier tipo de actuador eléctrico (en este caso, los motores de los sistemas de movimiento del fluido y el circuito magnético). El control maestro de todos estos componentes lo provee el algoritmo de control desarrollado en LabVIEW. En particular, el algoritmo de control ejecuta la siguiente secuencia para completar un ciclo de magnetización-desmagnetización del AMR:

1. Se mueve el circuito magnético de tal manera que el campo magnético que produce incida directamente sobre el material magnetocalórico o AMR, magnetizándolo.
2. Se da el movimiento del fluido de trabajo desde el ambiente frío hacia el ambiente caliente, pasando a través del material magnetocalórico, que se ha calentado producto de su magnetización.
3. Se mueve el circuito magnético de tal manera que el campo magnético que produce no incida directamente sobre el material magnetocalórico, desmagnetizándolo.
4. Se da el movimiento del fluido de trabajo desde el ambiente caliente hacia el ambiente frío, pasando a través del material magnetocalórico, que se ha enfriado producto de su desmagnetización.

Aparte de controlar el movimiento de los elementos de bombeo del fluido y trayectoria del circuito magnético, el sistema de control también tiene la función de controlar las variables de frecuencia de trabajo, intensidad del campo magnético, velocidad del fluido (determinada por la velocidad de movimiento de los pistones), y el tiempo o periodo de magnetización y desmagnetización del material magnetocalórico. Estos parámetros son ajustables, lo que quiere decir que el usuario puede elegir qué valor deben tomar para un determinado ensayo.

De igual manera, para estudiar el comportamiento teórico de los AMR, se analizaron diferentes geometrías de AMR (con cuatro diferentes índices de porosidad), manufacturadas en gadolinio: platos paralelos, esferas, polvo en forma de escamas y cilindros. Las variables seleccionadas fueron el máximo intervalo de temperatura alcanzado por el sistema y su capacidad térmica aplicada (potencia consumida) a diferentes valores de flujo másico (que está relacionado a la caída de presión del sistema) y frecuencia de trabajo (factores). Estas variables son calculadas indirectamente mediante los valores de temperatura en los extremos del AMR (termocuplas), los valores de corriente y tensión eléctricas otorgadas al dispositivo (amperímetro/voltímetro), el movimiento de los pistones y sus dimensiones, y el tiempo de magnetización/desmagnetización del sistema, respectivamente.

Para los dos factores utilizados se plantearon cuatro y tres niveles como sigue: 0.33, 0.3, 0.22 y 0.155 Hz para la frecuencia de trabajo; y 0.16, 0.42 y 0.95 volumen del fluido desplazado para flujo másico. Para este planteamiento, tomando en cuenta los resultados obtenidos para la capacidad térmica del sistema utilizando la ecuación 10.14, y calculando el trabajo magnético realizado por el sistema mediante el uso de un modelo numérico, el COP experimental predictivo del dispositivo fue obtenido en función del intervalo de temperatura para diferentes volúmenes de fluido desplazado y geometrías del AMR.

10.3.3 Modelado matemático-computacional

Estrés termo-mecánico en capas delgadas de MCM.

El comportamiento observado durante ensayos de tensión/compresión del material La(Fe,Co,Si)_{13} es falla frágil con formación de múltiples grietas o fisuras durante las pruebas y previas a la falla total. Al analizar la orientación de las grietas con respecto a la dirección de la carga se reconocen dos mecanismos de falla. El primero, fractura por ruptura debido a la tensión de tracción transversal y paralela a la carga aplicada. El segundo, fractura por esfuerzos cortantes creada en un ángulo cercano a los 45° con respecto a la fuerza aplicada. Ambos tipos de fractura son comúnmente observados en materiales semi- o frágiles, tales como rocas, cerámicas, granitos, mármol y cemento, donde estos materiales exhiben deformaciones inelásticas dependientes del tiempo [Yin22, Pan13]. Debido a esta analogía, el comportamiento mecánico de la aleación La(Fe,Co,Si)_{13} se puede modelar como un material con propiedades visco-plásticas acopladas con el daño inducido por las grietas [Zho08, Yin22]. Para este fin, se acoplan los módulos de “*Viscoplasticidad*” y “*Daño*”, parte de la física de “*Mecánica de Sólidos*” disponible en el software COMSOL Multiphysics. Además, el estrés térmico que sufre el material durante el ciclo de magnetización-desmagnetización es tomado en cuenta al incluir el módulo de “*Expansión Térmica*”. Los ciclos necesarios para la falla del material se calculan en el módulo de “*Fatiga*”. Para el comportamiento de la capa fina de material magnetocalórico se acoplan las físicas anteriores con la de “*Membrana*”. Para el estudio del estrés termo-mecánico se utiliza el modelo de Chaboche para materiales viscoplásticos, así como un modelo de daño escalar basado en deformación, particularmente el modelo de daño por deformación equivalente por estrés de Rankine. El ciclo de magnetización-desmagnetización se modela como una carga térmica en un rango de 250K a 340K a una frecuencia de 2Hz. La fatiga se calcula con el modelo de Morrow para volúmenes definidos.

El modelo geométrico del material consiste en una estructura celular similar a una espuma con una matriz de esferas distribuidas regularmente, cada una con un diámetro de 5mm y una distancia de separación de 4mm entre sus centros. Las dimensiones totales del material son de $72 \times 72 \times 20 \text{ mm}^3$, tal y como se muestra en la Fig. 10.8 (a). La película delgada de material magnetocalórico tiene un grosor de 100nm. Para el modelo matemático, el tensor de la razón de cambio de deformación visco-plástica del modelo visco-plástico de Chaboche [Amb07] está dado por la relación

$$\dot{\varepsilon}_{vp} = A \left(\frac{F_y}{\sigma_{ref}} \right)^n \mathbf{n}^D \quad \text{Eq. 10.16}$$

donde, A es el coeficiente de la razón de cambio visco-plástico (1/s), n es el exponente de estrés, σ_{ref} es el nivel de tensión de referencia (Pa) y $\mathbf{n}^D$ es el tensor coaxial al tensor del estrés. La función de fluencia dentro de los corchetes Macaulay de la Eq. 10.16 está definida como

$$F_y = \phi(\sigma) - \sigma_{ys} \quad \text{Eq. 10.17}$$

donde el esfuerzo equivalente $\phi(\sigma)$ es la tensión de von Mises. El tensor $\mathbf{n}^D$ es calculado tomando en cuenta el potencial visco-plástico $Q_{vp} = F_y$ cuando se utiliza el esfuerzo equivalente de von Mises

$$\mathbf{n}^D = \frac{\partial Q_{vp}}{\partial \sigma} = \frac{3}{2} \frac{d\varepsilon_v(\sigma)}{\sigma_e} \quad \text{Eq. 10.18}$$

Dada la propiedad

$$\mathbf{n}^D : \mathbf{n}^D = \frac{3}{2} \quad \text{Eq. 10.19}$$

la tasa de cambio de la deformación visco-plástica está finalmente dada por

$$\dot{\varepsilon}_{vp\sigma} = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}_{vp} : \dot{\varepsilon}_{vp}} = A \left(\frac{F_y}{\sigma_{ref}} \right)^n \quad \text{Eq. 10.20}$$

Por otro lado, el modelo de daño de Rankine [85] define la deformación equivalente desde el esfuerzo principal sin daño más grande σ_{p1} como sigue

$$\varepsilon_{eq} = \frac{(\sigma_{p1})}{E} \quad \text{Eq. 10.21}$$

donde E es el módulo de Young. En esta formulación, los corchetes Macaulay son utilizados para remarcar el hecho de que solo los esfuerzos en tensión (positivos) pueden causar daño.

Para el modelo escalar de daño es importante definir una ley de la evolución del daño. Para este caso, la ley de ablandamiento por deformación lineal define el daño desde

$$d(\kappa) = \left(1 - \frac{\varepsilon_0}{\kappa} \right) \left(\frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_f - \varepsilon_0} \right) \quad ; \quad \kappa \geq \varepsilon_0 \quad \text{Eq. 10.22}$$

$$d(\kappa) = 0 \quad ; \quad \kappa < \varepsilon_0 \quad \text{Eq. 10.23}$$

donde ε_0 denota el inicio del daño, calculado desde la tensión de rotura σ_{ts} y el módulo de Young E , de modo que $\varepsilon_0 = \sigma_{ts}/E$. El parámetro ε_f se deriva de otras propiedades del material, tales como la tensión de rotura, el tamaño característico de elemento h_{ch} y la energía de fractura por unidad de volumen g_p , como

$$\varepsilon_f = \frac{2g_p}{\sigma_{ts}h_{ch}} + \frac{\varepsilon_0}{2} \quad \text{Eq. 10.24}$$

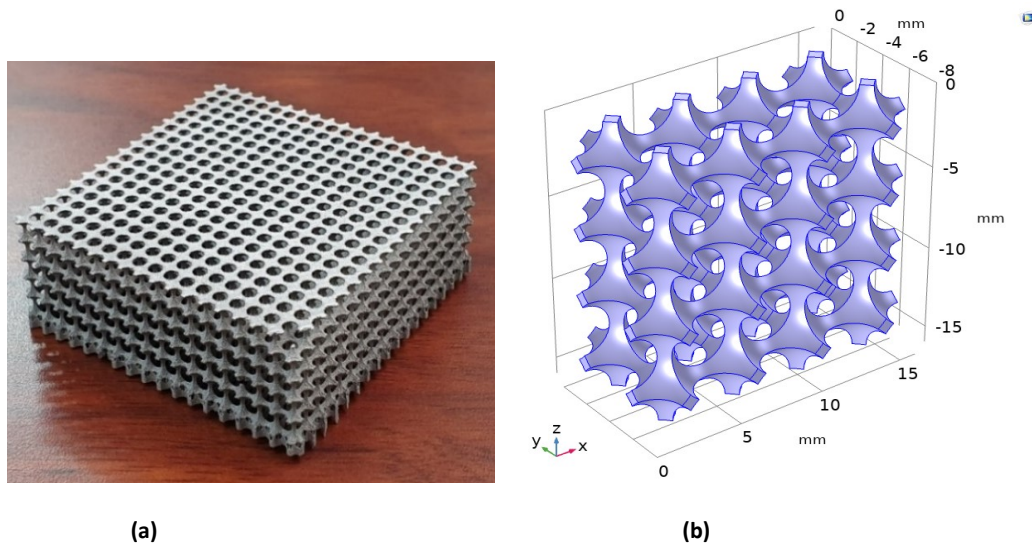


Figura 10.8. (a) Estructura porosa metálica con una matriz de esferas uniforme, y (b) modelo físico simplificado de la estructura porosa para el análisis computacional.

La expresión de Morrow para fatiga es una relación exponencial dada por

$$\Delta W_d = W_f' (2N_f)^m \quad \text{Eq. 10.25}$$

donde ΔW_d es el rango de la densidad de energía disipada durante un ciclo, N_f es el número de ciclos hasta la falla del material, y W_f' y m son constantes propias del material. Dado que la viscoplasticidad es un proceso inelástico, la densidad de energía disipada W_d debe ser obtenida al integrar la densidad de energía visco-plástica disipada, la cual está dada por

$$W_{vp}^t = \sigma : \varepsilon_{vp}^* \quad \text{Eq. 10.26}$$

Finalmente, si se asume que la carga térmica aplicada sobre el ARM es uniforme a lo largo de todo el sólido, el modelo físico se puede simplificar al análisis de una porción uniforme que represente fielmente las condiciones del proceso cíclico de magnetización-desmagnetización que sufre el material. De esta manera, la estructura de la Fig. 10.8 (a) se puede representar como el arreglo geométrico mostrado en la Fig. 10.8 (b), donde se ha dado una condición de simetría a cada superficie y borde presente en cada una de las caras del modelo y para todas las físicas involucradas (mecánica de sólidos y membrana). Esta condición asegura la repetibilidad tridimensional en el espacio de la estructura como si se estuviera analizando la totalidad del modelo físico propuesto.

Las diferentes propiedades mecánicas y térmicas del material magnetocalórico utilizadas durante el análisis de los esfuerzos termo-mecánicos se resumen en la Tabla 10.3 [Moh22, Glu19]. Este estudio es dependiente del tiempo y se corre en el periodo que dura un único ciclo del proceso de magnetización-desmagnetización del regenerador magnetocalórico.

Tabla 10.3. Propiedades mecánicas generales para el material magnetocalórico La(Fe,Co,Si)_{13} .

Propiedad	Valor
Módulo de Young	97 [GPa]
Coefficiente de Poisson	0.3
Densidad	7240 [kg/m ³]
Coefficiente de expansión térmica	26.1×10^{-6} [1/K]
Tensión de ruptura	620 [MPa]
Energía de fractura	123 [kJ/m ³]

Medio poroso, cama empaquetada y placas paralelas

Se han llevado a cabo varios estudios computacionales para evaluar el rendimiento de este ciclo AMR utilizando diversos materiales magnetocalóricos. Tusek *et al.* [Tus13] utilizaron Gd en un regenerador de lecho empaquetado y descubrieron que las esferas más pequeñas producían una mayor capacidad de enfriamiento debido a mejores propiedades de transferencia de calor. En [Kit15] se informó el primer método para optimizar el número mínimo de capas necesarias para aumentar el rendimiento de un AMR con placas paralelas. Trevizoli *et al.* [Tre10] desarrollaron un modelo computacional que también utiliza un AMR con un lecho empaquetado de esferas, concluyendo que para aumentar la precisión de las simulaciones se deben considerar la irreversibilidad de la transferencia de calor interna del sistema, las pérdidas viscosas del trabajo. Se deben tener en cuenta las pérdidas debidas a la fase de desmagnetización y las pérdidas de calor al ambiente. En [Had15] se usaron técnicas de modelado y simulación para optimizar la longitud de las capas de AMR fabricadas con diferentes compuestos de LaFeMnSiH . Descubrieron que el mejor rendimiento del regenerador se produjo a una frecuencia de 0,1 Hz con una longitud de capa de 200 mm, obteniendo una temperatura de tramo simulada de 41 K. Aprea *et al.* [Apr15, Apr17] evaluaron seis AMR diferentes, demostrando que los regeneradores de placas paralelas tienen mayor eficiencia, pero solo si las placas están perfectamente paralelas, siendo el lecho empaquetado de esferas la opción más viable para aplicaciones reales.

Durante el desarrollo de este proyecto se ha estudiado el rendimiento de tres MCM diferentes (dos aleaciones Heusler, $\text{Ni}_{49.6}\text{Mn}_{34.2}\text{In}_{16.1}$ y $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$, y Gd) en un ciclo AMR mediante la construcción de un modelo computacional robusto en COMSOL Multiphysics® [Cmp21]. Un primer enfoque, como se muestra en la Fig. 10.9, utiliza un conjunto completo de placas paralelas como regenerador, intercambiadores de calor frío y caliente (CHEX y HHEX, respectivamente) y un fluido de trabajo. El modelo tiene una geometría fija y opera con valores constantes para la velocidad del fluido, el período del ciclo y el campo magnético, pero cambia la temperatura inicial del sistema para que coincida con la temperatura de cada MCM estudiado a la que se maximiza el MCE (cercana a la temperatura de Curie). El cambio adiabático de la temperatura del material ΔT_{ad} y las capacidades caloríficas de los materiales se han medido experimentalmente en lugar de tomar aproximaciones medias de campo, y el movimiento del fluido considera pérdidas viscosas. Las principales métricas utilizadas para evaluar el rendimiento del dispositivo magnético son el rango de temperatura máximo obtenido, la capacidad de enfriamiento en condición sin carga y el coeficiente de rendimiento (COP). Un segundo enfoque, en lugar de utilizar un AMR de placas paralelas, hace uso de un medio poroso configurado como cama empaquetada de esferas de Gd, como se muestra en la Fig. 10.10. El modelo computacional desarrollado está basado en el módulo de Transferencia de Calor Conjugado de COMSOL Multiphysics®, que combina la Transferencia de Calor en Sólidos y Fluidos y la física de Flujo Laminar bajo la interfaz Multifísica de Flujo No

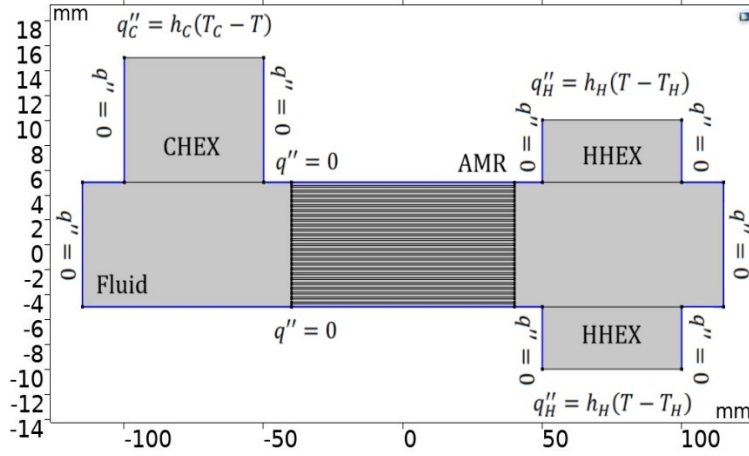


Figura. 10.9. Modelo del sistema de refrigeración magnética con AMR de placas paralelas y condiciones iniciales utilizadas.

Isotérmico. Para la cama empaquetada de esferas, se agrega el medio poroso como un dominio continuo en las físicas descritas. Las variables dependientes, como la presión y velocidad del fluido y la distribución de temperatura a través del AMR, se resuelven utilizando el método de elementos finitos. Por lo tanto, los perfiles de velocidad y presión se determinan primero a lo largo del fluido y luego se utilizan para resolver la distribución de temperatura en los dominios sólido y fluido durante los flujos de fluido frío y caliente, respectivamente. Este proceso se repite durante varios ciclos de enfriamiento para que el sistema alcance una condición de estado estable.

Para el caso del AMR con placas paralelas, si se supone que el flujo de fluido es laminar, la distribución de velocidades en el fluido se determina resolviendo las ecuaciones de continuidad y momento de Navier-Stokes, como sigue

$$\rho_f \left(\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + (\mathbf{U} \cdot \nabla) \mathbf{U} \right) - \mu_f \nabla^2 \mathbf{U} + \nabla p = 0 \quad \text{Eq. 10.27}$$

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad \text{Eq. 10.28}$$

donde ρ_f es la densidad del fluido, μ_f es la viscosidad dinámica del fluido, $\mathbf{U}$ es el campo de velocidades del fluido, p es la presión y t es el tiempo. Luego, la distribución de temperatura en los dominios del regenerador sólido y de los intercambiadores de calor se calcula resolviendo la ecuación

$$\rho_s c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} - k_s \nabla^2 T_s = \dot{Q}_{MCE} + \dot{Q}_{HT} \quad \text{Eq. 10.29}$$

donde $c_{p,s}$ es la capacidad calorífica específica del sólido, T_s es la temperatura del sólido y k_s es la conductividad térmica del sólido. Aquí, el MCE se introduce en el término $\dot{Q}_{MCE}$ como fuente de calor en la ecuación de energía y se define con base en la Ecuación 10.13. Posteriormente, la transferencia de calor para fluidos incompresibles con términos convectivos, con el término $\dot{Q}_{HT}$ uniendo los dominios sólido y fluido, se calcula mediante la siguiente ecuación

$$\rho_f c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + (\mathbf{U} \cdot \nabla) T_f \right) - k_f \nabla^2 T_f = -\dot{Q}_{HT} \quad \text{Eq. 10.30}$$

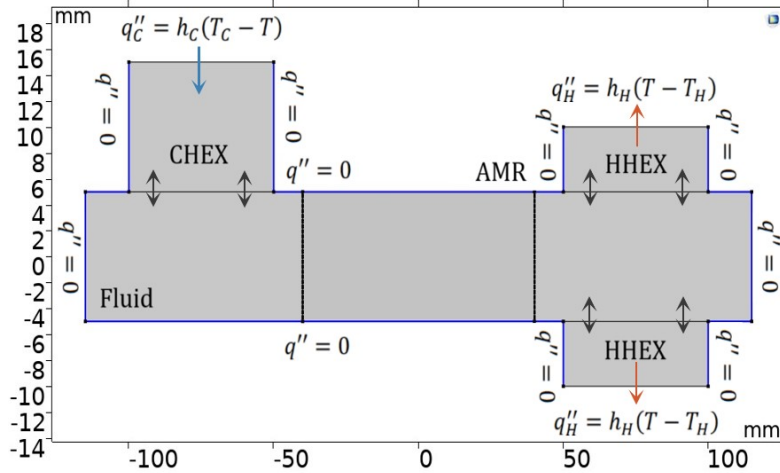


Figura. 10.10. Modelo del sistema de refrigeración magnética con AMR modelado como medio poroso en un dominio continuo, y condiciones iniciales utilizadas.

donde $c_{p,f}$ es la capacidad calorífica específica del fluido, T_f es la temperatura del fluido y k_f es la conductividad térmica del fluido. El vector de velocidades calculado en las Ecs. 10.27 y 10.28 se utilizan en la ecuación 10.30 para determinar la transferencia de calor por convección. Ahora para el caso del AMR con medio poroso (Fig. 10.10), primero definimos como un material poroso a aquel que posee una estructura sólida (matriz porosa) con huecos (poros) llenos de un líquido o gas. Dos variables caracterizan principalmente a los materiales porosos, la porosidad que describe la relación entre el volumen de huecos/poros V_p y el volumen total V_{tot} como sigue

$$\varepsilon_p = \frac{V_p}{V_{tot}} \quad \text{Eq. 10.31}$$

y la permeabilidad κ que especifica la capacidad de un fluido para atravesar el material. Para lechos porosos de esferas sólidas empaquetadas con un diámetro uniforme, ε_p puede variar entre 0,2595 (empaquete romboédrico) y 0,4764 (empaquete cúbico).

La ley básica que describe el flujo en materiales porosos es la ley de Darcy. Darcy fue el primero en hacer un estudio de un flujo laminar incompresible a través de un dominio sólido con partículas de tamaño casi uniforme en 1856. Describe una relación lineal entre el campo de velocidades $\mathbf{u}$ y el gradiente de presión p de la siguiente manera

$$\mathbf{u} = -\frac{\kappa}{\mu} \nabla p \quad \text{Eq. 10.32}$$

donde μ es la viscosidad dinámica del fluido. Esta expresión sólo es válida para velocidades muy bajas o con un número de Reynolds bajo ($Re < 10$). En caso de flujo relativamente rápido ($Re > 10$), la relación lineal de Darcy entre velocidad y caída de presión ya no es válida. Por lo tanto, para capturar estos efectos, una forma general de la relación no lineal del gradiente de presión con la velocidad se puede escribir como

$$-\nabla p = -\frac{\mu}{\kappa} \mathbf{u} + \beta \rho_f \mathbf{u} |\mathbf{u}| \quad \text{Eq. 10.33}$$

donde ρ_f es la densidad del fluido de trabajo.

Por este motivo, el régimen de flujo a través de un lecho empacado debe identificarse primero a partir del número de Reynolds. Para números de Reynolds $Re < 10$, el flujo se puede describir mediante la ecuación de Kozeny-Carman (flujo darciano). Para $10 < Re < 1000$ o régimen de transición, el flujo se describe mejor mediante la ecuación de Ergun, y para $Re > 1000$ el comportamiento del flujo se puede aproximar mediante la ecuación de Burke-Plummer para flujos turbulentos. En nuestro caso, al calcular el número de Reynolds para diferentes velocidades de flujo y áreas características del sistema de refrigeración, este siempre se encuentra en el régimen de transición $10 < Re < 1000$, por lo que la ecuación por utilizar será aquella de Ergun, la cual relaciona la caída de presión y la velocidad con un incremento de un término cuadrático, donde dicha caída de presión se describe mediante la relación

$$-\nabla p = \frac{150 (1-\varepsilon_p)^3}{d_p^2 \varepsilon_p^3} \mu u + \frac{1.75 (1-\varepsilon_p)}{d_p \varepsilon_p^3} \rho u |u| \quad \text{Eq. 10.34}$$

donde κ y β están dados por

$$\kappa = \frac{d_p^2 \varepsilon_p^3}{150 (1-\varepsilon_p)^2} \quad \text{Eq. 10.35}$$

$$\beta = \frac{1.75 (1-\varepsilon_p)}{d_p \varepsilon_p^3} \quad \text{Eq. 10.36}$$

Siguiendo la ecuación 10.33, la velocidad de Ergun se calcula como

$$u = -\frac{\kappa}{\mu} \frac{2}{1 + \sqrt{1 + 4 \left(\frac{\kappa}{\mu} \right)^2 \beta \rho_f |\nabla p|}} \nabla p \quad \text{Eq. 10.37}$$

Ahora, si usamos el número de Reynolds y el factor de fricción f_p para camas empaquetadas

$$Re = \frac{d_p \rho_f |u|}{(1-\varepsilon_p) \mu} \quad \text{Eq. 10.38}$$

$$f_p = |\nabla p| \frac{d_p \varepsilon_p^3}{\rho_f u^2 (1-\varepsilon_p)} = \frac{150}{Re} + 1.75 \quad \text{Eq. 10.39}$$

la velocidad de Ergun también se puede escribir como

$$u = -\frac{\kappa}{\mu} \left(1 - \frac{1.75}{f_p} \right) \nabla p \quad \text{Eq. 10.40}$$

Para la interfaz entre el medio poroso y los dominios de fluido fuera del regenerador, las ecuaciones de Brinkman describen fluidos que se mueven rápidamente ($10 < Re < 1000$) en medios porosos con el potencial cinético de la velocidad y la presión del fluido para impulsar el flujo. Estas ecuaciones extienden la ley de Darcy para describir la disipación de la energía cinética por arrastre viscoso como ocurre con las ecuaciones de Navier-Stokes y, debido a eso, esta interfaz se adapta bien a la transición entre flujo lento en medios porosos gobernados por la ley de Darcy y flujo rápido en canales abiertos, descrito por las ecuaciones de Navier-Stokes. Las variables dependientes en las ecuaciones de Brinkman son la velocidad de Darcy y la presión. El flujo en medios porosos se rige por una combinación de la ecuación de continuidad y la ecuación de momento, que juntas forman las ecuaciones de Brinkman como sigue

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_p \rho_f) + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{u}) = Q_m \quad \text{Eq. 10.41}$$

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon_p} \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon_p} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\frac{1}{\varepsilon_p} \left\{ \mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right\} \right] - \left(\kappa^{-1} \mu + \frac{Q_m}{\varepsilon_p} \right) \mathbf{u} + \mathbf{F} \quad \text{Eq. 10.42}$$

donde μ es la viscosidad dinámica del fluido, $\mathbf{u}$ es el vector de velocidad, ρ_f es la densidad del fluido, p es la presión, ε_p es la porosidad, κ es la permeabilidad del medio poroso y Q_m es una fuente de masa o depósito, si el sistema así lo requiere. En nuestro caso de estudio no tenemos fuentes o sumideros de masa.

Por otra parte, los fenómenos de transferencia de calor para medios porosos se dividen en dos ecuaciones de balance de energía, una para la parte sólida y otra para el dominio líquido,

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{q}_s = Q_s \quad \text{Eq. 10.43}$$

$$\rho_f C_{p,f} \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f C_{p,f} \mathbf{u}_f \cdot \nabla T_f + \nabla \cdot \mathbf{q}_f = Q_f \quad \text{Eq. 10.44}$$

donde $\mathbf{u}_f$ es el vector de velocidad del fluido, y Q_s y Q_f son las fuentes de calor sólidas y fluidas. Luego, la regla de la mezcla para medio porosos se aplica multiplicando la ecuación 10.43 por la fracción de volumen sólido $(1 - \varepsilon_p)$, y multiplicando la ecuación 10.44 por la porosidad ε_p , y sumando las ecuaciones resultantes.

Ahora bien, en el AMR poroso, debido al ciclo de magnetización-desmagnetización y al flujo del fluido, la temperatura del dominio sólido del regenerador T_s es diferente a la temperatura del fluido de trabajo T_f . Esto significa que no existe equilibrio térmico entre los dominios sólido y fluido. Por esta razón, las ecuaciones. 10.43 y 10.44, con un término de fuente adicional que cuantifica el calor intercambiado entre ambas fases y reemplazando Q_s con $\dot{Q}_{MCE}$ debido a que el MCE es la única variable que contribuye como fuente de calor, se convierten en

$$(1 - \varepsilon_p) \rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{q}_s = q_{s,f} (T_f - T_s) + (1 - \varepsilon_p) \dot{Q}_{MCE} \quad \text{Eq. 10.45}$$

$$\varepsilon_p \rho_f C_{p,f} \frac{\partial T_f}{\partial t} + \varepsilon_p \rho_f C_{p,f} \mathbf{u}_f \cdot \nabla T_f + \nabla \cdot \mathbf{q}_f = q_{s,f} (T_s - T_f) \quad \text{Eq. 10.46}$$

con

$$\mathbf{q}_s = -(1 - \varepsilon_p) k_s \nabla T_s \quad \text{Eq. 10.47}$$

$$\mathbf{q}_f = -\varepsilon_p k_f \nabla T_f \quad \text{Eq. 10.48}$$

como los flujos de calor conductivo sólido y fluido, donde k_s y k_f son las conductividades térmicas sólida y fluida, y $q_{s,f}$ es el coeficiente de transferencia de calor convectivo intersticial, que tiene la siguiente relación para una cama empaquetada con esferas esféricas

$$q_{s,f} = a_{s,f} h_{s,f} \quad \text{Eq. 10.49}$$

donde $\alpha_{s,f}$ es la superficie específica

$$\alpha_{s,f} = \frac{6(1-\varepsilon_p)}{2r_p} \quad \text{Eq. 10.50}$$

donde r_p es el radio de las esferas. El coeficiente de transferencia de calor intersticial $h_{s,f}$ viene dado por

$$\frac{1}{h_{s,f}} = \frac{2r_p}{k_f Nu} + \frac{2r_p}{\beta k_s} \quad \text{Eq. 10.51}$$

donde $\beta = 10$ para partículas esféricas y Nu es el número de Nusselt de líquido-a-sólido derivado de la siguiente correlación

$$Nu = 2.0 + 1.1 Pr^{1/3} Re_p^{0.6} \quad \text{Eq. 10.52}$$

El número de Prandtl Pr y el número de Reynolds Re_p están definidos por

$$Pr = \frac{\mu c_{p,f}}{k_f} \quad \text{Eq. 10.53}$$

$$Re_p = \frac{2r_p \rho_f \|u_f\|}{\mu} \quad \text{Eq. 10.54}$$

Ahora, para la definición de las condiciones iniciales y de borde, primero el regenerador de ambos modelos está hecho de MCM, los intercambiadores de calor frío y caliente están contruados de cobre y el fluido de trabajo es agua pura. Como se muestra en las Figs. 10.9 y 10.10, a los límites externos se les imponen condiciones adiabáticas, excepto los límites externos de CHEX y HHEX, que tienen un flujo de calor prescrito. Se supone que los dominios sólidos y el fluido están en perfecto contacto siguiendo la condición de frontera dada en la relación

$$\left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) \Big|_{y=H_{fl}} = \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \right) \Big|_{y=H_{fl}} \quad \text{Eq. 10.55}$$

Además, en cada interfaz fluido-sólido se ha impuesto la condición de “no-slip”.

La configuración geométrica implementada en el modelo se resume en la Tabla 10.4, donde se construyeron un total de 26 placas paralelas en el regenerador para el primer modelo. Para el segundo modelo con el medio poroso, el AMR sustituye las placas paralelas pero sus dimensiones coinciden con área ocupada por las placas paralelas más el espacio entre ellas. Para el ciclo de refrigeración descrito en secciones anteriores, los pasos de tiempo para las cuatro etapas están distribuidos simétricamente. Este parámetro, junto con otros de igual importancia, como la intensidad del campo magnético, el período del ciclo, la velocidad del fluido en las fases de flujo del fluido, la temperatura general inicial para cada MCM y los coeficientes de transferencia de calor para los límites exteriores de los intercambiadores de calor se proporcionan en la Tabla 10.5. En particular, para los coeficientes de transferencia de calor de los materiales, se supone un contacto térmico perfecto entre el intercambiador de calor caliente y el ambiente exterior haciendo que el valor del coeficiente de transferencia de calor en el límite exterior del extremo caliente sea muy grande. Por otro lado, para evaluar el rendimiento del regenerador a la máxima capacidad de refrigeración, el coeficiente de transferencia de calor en el CHEX se establece en 0 W/(m².K), es decir, no se considera ninguna carga de refrigeración en estas simulaciones.

Tabla 10.4. Configuración geométrica de los modelos.

Parte	Dimensiones (mm ²)
Placas paralelas	80 x 0.25
Intercambiador de calor frío	50 x 10
Intercambiador de calor caliente	50 x 5
Canal del fluido	230 x 14
Distancia entre intercambiadores de calor y el regenerador	10
Distancia entre placas paralelas	0.01

Tabla 10.5. Condiciones iniciales y de trabajo para ambos modelos.

Parámetro	Valor
Fuerza del campo magnético	1.8T
Periodo cíclico total	2s
Tiempo del flujo del fluido	1s
Tiempo de (de)magnetización	1s
Velocidad del fluido	0.024 m/s
Flujo de calor en CHEX	0 W/(m ² .K)
Flujo de calor en HHEX	10E3 W/(m ² .K)
Temperatura inicial para Ni _{49.6} Mn _{34.2} In _{16.1}	298K
Temperatura inicial para Ni ₅₀ Mn ₃₅ In ₁₅	316K
Temperatura inicial para Gd	292K

Luego, la evaluación del rendimiento del sistema está determinada por el rango de temperatura alcanzado por el dispositivo y la capacidad de enfriamiento. ΔT_{span} es la diferencia de temperatura entre los intercambiadores de calor frío y caliente. Para la capacidad de enfriamiento, la cantidad de enfriamiento por ciclo absorbido se determina mediante la integración del flujo de calor a través del límite exterior del CHEX de la siguiente manera

$$q'_c = \int_0^\tau \int_0^{L_{HEX}} q''_c dx dt \quad \text{Eq. 10.56}$$

donde τ es el período del ciclo y L_{HEX} es la longitud del intercambiador de calor. La capacidad de refrigeración correspondiente por ciclo ahora se calcula mediante la relación

$$\dot{q}'_c = \frac{q'_c}{\tau} \quad \text{Eq. 10.57}$$

Derivado de la capacidad frigorífica, también podemos calcular el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema. Primero, el calor rechazado por ciclo se determina mediante la integración del flujo de calor a través del límite exterior del HHEX de la siguiente manera

$$q'_r = \int_0^\tau \int_0^{L_{HEX}} q''_r dx dt \quad \text{Eq. 10.58}$$

Entonces, el trabajo total realizado por el AMR es la suma del trabajo requerido para magnetizar el regenerador y el trabajo requerido para desplazar el fluido

$$w'_{tot} = w'_{mag} + w'_{pump} \quad \text{Eq. 10.59}$$

El trabajo requerido para magnetizar y desmagnetizar el regenerador se puede calcular con la ecuación

$$w'_{mag} = q'_r + q'_e \quad \text{Eq. 10.60}$$

Luego se necesita la caída de presión en el regenerador para calcular la potencia de bombeo requerida para mover el fluido de trabajo a través del AMR. Generalmente, la relación entre estas dos variables se describe mediante

$$\dot{w}_{pump} = \frac{U_f \nabla p}{\eta_{pump}} \quad \text{Eq. 10.61}$$

donde η_{pump} es la eficiencia de la bomba, que se supone es de alrededor 0,8 para la mayoría de los dispositivos.

Finalmente, el COP del AMR se calcula mediante la relación

$$COP = - \frac{q_c^I}{w'_{tot}} \quad \text{Eq. 10.62}$$

10.4. Resultados experimentales y análisis

10.4.1 Análisis termo-mecánico en películas finas de $La(Fe,Co,Si)_{13}$

Como una medida de comparación del rendimiento en fatiga de este material, el primer escenario de estudio consistió en el análisis del modelo físico de la estructura porosa como si estuviera constituida totalmente por la aleación de material magnetocalórico $La(Fe,Co,Si)_{13}$. El esfuerzo por estrés termo-mecánico se muestra en la Figura 10.11 (a), mientras la deformación equivalente producto de estos esfuerzos se ilustran en la Figura 10.11(b). De igual manera, los ciclos para falla de la pieza vienen dados en la Figura 10.11 (c). La concentración de esfuerzos se da en las conexiones entre las diferentes celdas del material, donde el enlace estructural es más delgado (1mm entre una célula esférica y otra). El valor de la tensión de von Mises en estos puntos supera los 30MPa, pero se encuentra aún muy por debajo de la tensión de ruptura (es 20 veces menor, aproximadamente). Este comportamiento se repite en la deformación equivalente, donde la mayor tasa de cambio en el volumen del sólido se da en los mismos puntos, con un valor de 21.19×10^{-4} mm/mm. Por esto, al examinar los puntos de falla en la Figura 10.11 (b)., el material de hecho colapsa en dichas uniones. Por último, los ciclos necesarios para falla son 5690, aproximadamente, lo cual está lejos de los ciclos que deben soportar los diferentes sistemas de refrigeración convencionales durante su vida útil (de manera general, 1×10^6 ciclos [Moo13]).

En el segundo escenario, siendo la estructura porosa metálica conformada por aluminio y recubierta con la capa delgada de material $La(Fe,Co,Si)_{13}$, los resultados obtenidos se muestran en las Figs. 10.12, 10.13, y 10.14. En particular, en la Fig. 10.12 se ilustran las deformaciones equivalentes tanto del sólido como de la capa delgada del regenerador magnetocalórico, la Fig. 10.13 muestra la evaluación de la concentración de esfuerzos en estos dos componentes, mientras que en la Fig. 10.14 se aprecia el número total de ciclos necesarios para que el material falle. Se puede apreciar que, para los valores obtenidos de las deformaciones equivalentes, la estructura porosa sólida sufre un cambio en su volumen en el orden de 28×10^{-6} mm/mm (Fig. 10.12 (a).), mientras que la membrana se deforma un poco más (alrededor de 48×10^{-6} mm/mm, según la Fig. 10.12 (b)), en los puntos donde se encuentra la mayor concentración de esfuerzos. Esta similitud en la deformación equivalente hace que, durante el ciclo magnético, el fenómeno de expansión-contracción que sufre

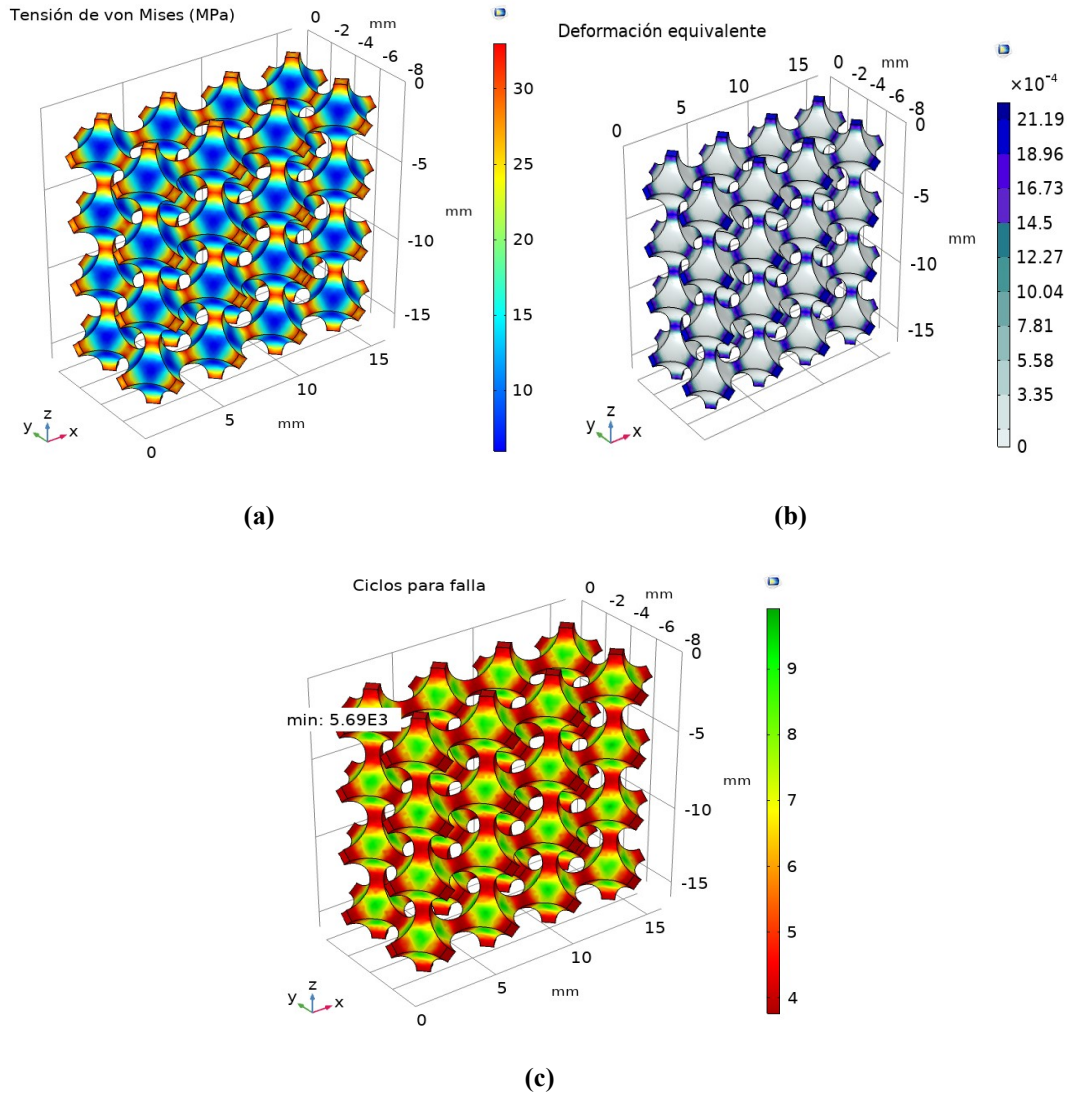


Figura 10.11. (a) Tensión de von Mises, (b) deformación equivalente, y (c) ciclos para falla obtenidos para la estructura de material magnetocalórico $\text{La}(\text{Fe},\text{Co},\text{Si})_{13}$.

tanto el sólido como la capa delgada de material magnetocalórico, y que es causada por el cambio de temperatura, no se convierte en una fuente de esfuerzos en tensión–compresión significativa, pues la tasa a la cual cambian sus volúmenes se mantiene relativamente cercana una de la otra, lo cual es una consecuencia directa de los valores en sus respectivos coeficientes de expansión térmica (24×10^{-6} 1/K del aluminio base y 26.1×10^{-6} 1/K del material $\text{La}(\text{Fe},\text{Co},\text{Si})_{13}$). Al evaluar las concentraciones de esfuerzos tanto en el sólido como en la membrana, se puede notar que en la estructura porosa base (Fig. 10.13 (a).) la tensión de von Mises no supera los 15MPa en los puntos de mayor esfuerzo, que vuelven a ser las uniones entre las celdas del material. Para los mismos puntos, pero de la capa delgada de $\text{La}(\text{Fe},\text{Co},\text{Si})_{13}$, los valores de la tensión de von Mises rondan también los 15MPa. Por último, los ciclos necesarios en fatiga para la falla de la pieza completa superan los 200.000 (Fig. 10.14), siendo la membrana la estructura que sufre la ruptura, pues se puede notar que la estructura metálica conserva su integridad prácticamente intacta.

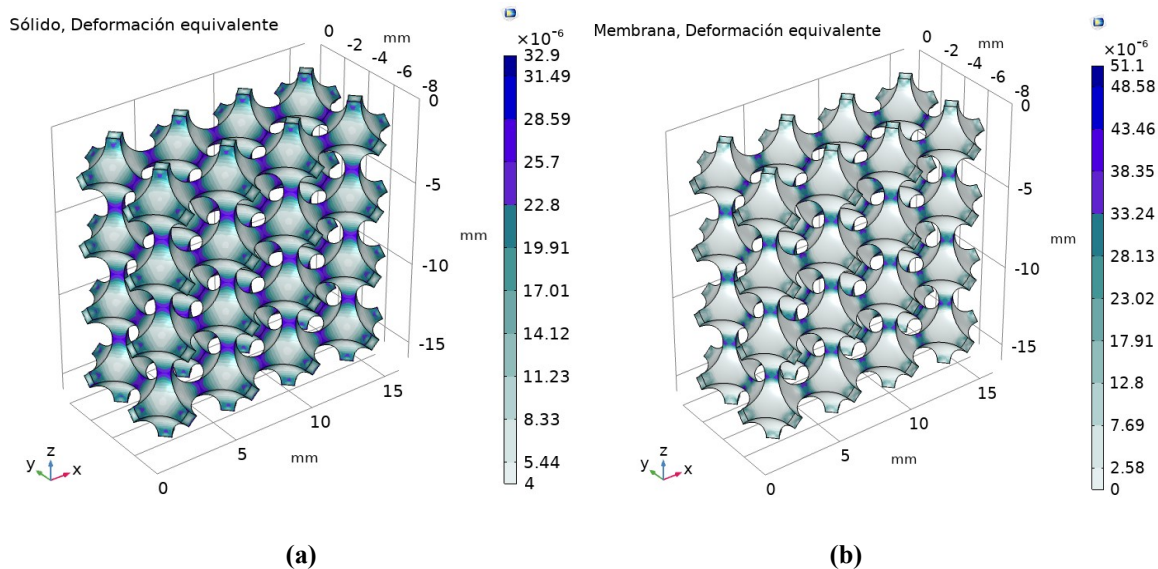


Figura 10.12. Deformación equivalente para (a) la estructura porosa metálica, y (b) la capa delgada de material La(Fe,Co,Si)_{13} .

Al comparar los resultados obtenidos en los escenarios de estudio, se puede notar que la deformación que sufre la membrana o capa delgada de material La(Fe,Co,Si)_{13} es menor que la deformación sufrida por la estructura porosa constituida completamente por este mismo material. Esta diferencia se debe a que la estructura de aluminio impone sobre la membrana, en gran medida, su comportamiento mecánico frente a la deformación equivalente por estrés térmico.

Este comportamiento dominante de la base metálica de la estructura porosa sobre la capa delgada de material La(Fe,Co,Si)_{13} no solo afecta la tasa de cambio de volumen del material magnetocalórico, sino que se refleja también en la concentración de esfuerzos de la pieza. Si se examinan las tensiones de von Mises para ambos casos y a lo largo de sus superficies, tanto para los puntos de mayor fluencia (uniones entre celdas) como en los cuerpos centrales de la pieza, se nota una

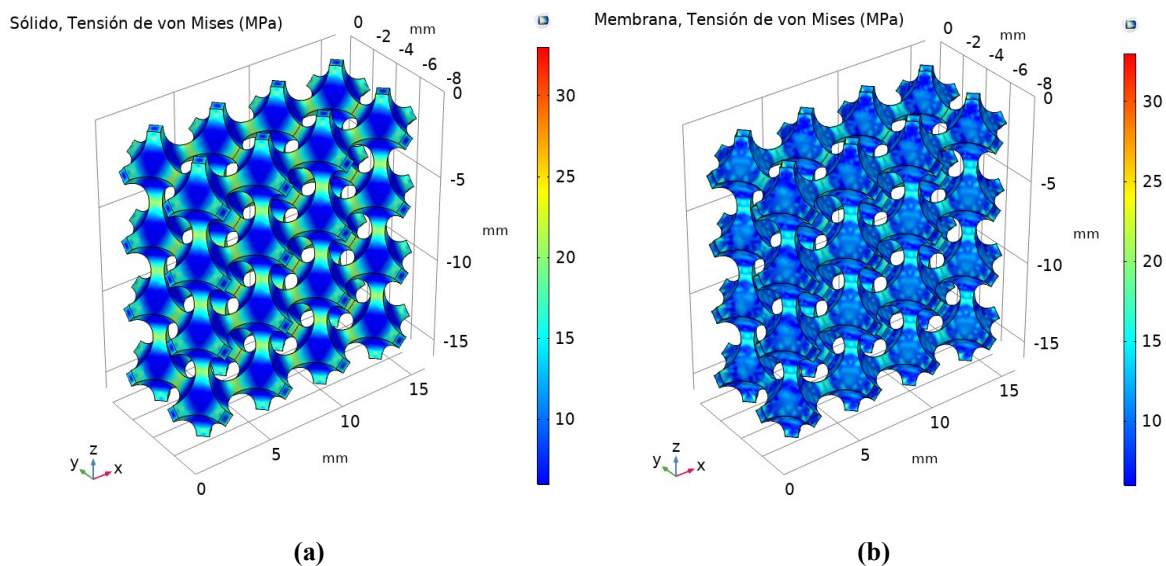


Figura 10.13. Estrés sufrido por (a) la estructura porosa metálica, y (b) la capa delgada de material La(Fe,Co,Si)_{13} .

disminución importante en el valor de dicho estrés, pues se pasa de un valor de 30MPa para la estructura constituida por únicamente La(Fe,Co,Si)_{13} a 15MPa, aproximadamente, para la película fina del mismo material magnetocalórico, pero en la estructura porosa metálica.

Por último, esta reducción de aproximadamente 50% en el estrés acumulado en la capa delgada de material La(Fe,Co,Si)_{13} se refleja directamente en el aumento de la cantidad de ciclos mínimos necesarios para falla de la pieza con este material depositado sobre la estructura metálica. De una resistencia a fatiga de poco más de 5 mil ciclos de la pieza constituida por únicamente el material magnetocalórico, se pasó a más de 200 mil ciclos de vida útil. A pesar de que es una gran mejora, queda aún por debajo del rendimiento de los procesos convencionales de refrigeración (más de 1×10^6 ciclos de vida promedio), permitiendo que este enfoque sea considerado como una alternativa viable a la hora de diseñar e implementar regeneradores magnéticos con buenas propiedades y estabilidad mecánica.

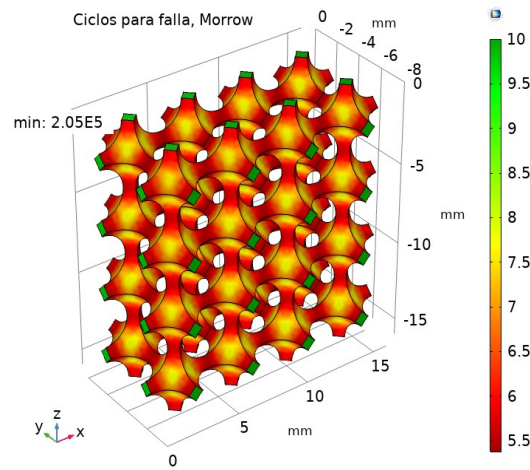


Figura 10.14. Ciclos mínimos necesarios para falla de la estructura porosa.

10.4.2 Delta Tad y Cp para diferentes MCM

Como el MCE de cualquier material con esta característica es descrito por los parámetros $\Delta T_{ad}(H,T)$ y $c_p(H,T)$ (ecuación 10.13), estos fueron medidos utilizando las técnicas detalladas en secciones anteriores. Estos datos experimentales fueron obtenidos como una colaboración entre el Instituto de Materiales para la Electrónica y el Magnetismo (IMEM) y el Departamento de Física de la Universidad de Parma, en Parma, Italia. Luego, las curvas experimentales resultantes para ΔT_{ad} y c_p para las aleaciones Heusler $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$ y $\text{Ni}_{49.6}\text{Mn}_{34.2}\text{In}_{16.1}$, y Gadolinio, y que se muestran las Figs. 10.15 y 10.16, respectivamente, son alimentadas en los modelos computacionales desarrollados para los AMR con placas paralelas y medio poroso como funciones interpoladas. Además, es importante señalar que, a diferencia del $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$ y el Gd, que manifiestan un MCE convencional cercano a su temperatura de transición o temperatura de Curie, la aleación de Heusler $\text{Ni}_{49.6}\text{Mn}_{34.2}\text{In}_{16}$ exhibe una histéresis térmica pronunciada causada por su transición ferromagnética a paramagnética de primer orden, que tiene lugar en su transformación de fase martensítica. Esta característica no solo afecta el comportamiento cíclico del ΔT_{ad} del material, como se muestra en la Fig. 10.15, donde una curva describe la fase de calentamiento del MCM y otra el proceso

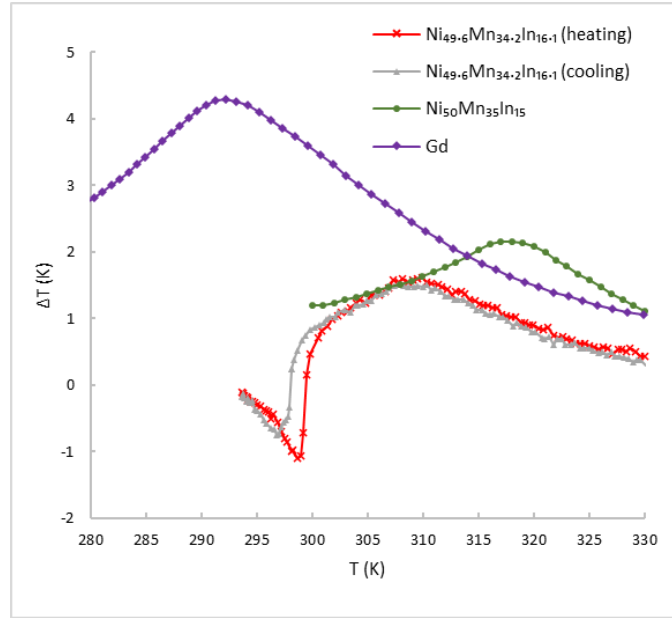


Figura 10.15. ΔT_{ad} para cada MCM utilizado para un cambio en campo magnético de 1,8T.

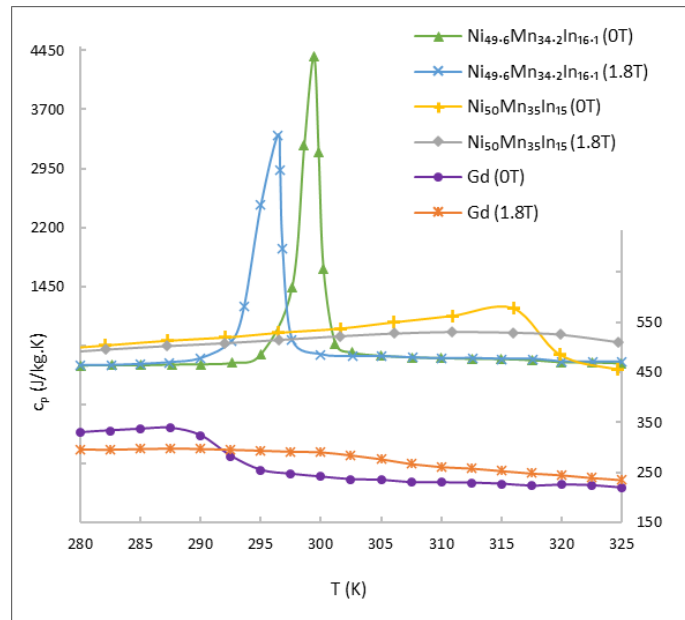


Figura 10.16. Valores de calor específico para cada material magnetocalórico utilizado bajo un campo magnético de 0T y 1,8T.

de enfriamiento, sino que también muestra un MCE inverso (al incidir el campo magnético el material se enfría, y cuando este se remueve, el material se calienta) cercano a 300K.

10.4.3 Desempeño térmico de AMR con placas paralelas y medio poroso

La Fig. 10.17 ilustra el desarrollo del ΔT a lo largo del tiempo para (a) el $\text{Ni}_{49.6}\text{Mn}_{34.2}\text{In}_{16.1}$, (b) $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$ y (c) Gd, respectivamente. Para cada simulación se realizaron 600 ciclos, lo que

equivale a 1200 s con un paso de tiempo de 0,1s. Como era de esperar, el Gd es capaz de construir un ΔT mayor a lo largo del AMR si se compara con las aleaciones Heusler estudiadas, debido a su mayor ΔT_{eff} . También es notorio que, para el total de ciclos simulados, el Gd y el $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$ no llegan a una condición de estado estacionario, donde el ΔT entre dos ciclos consecutivos es igual o menor a 0.01K, por lo que es necesario aumentar el número de ciclos del estudio hasta que se cumpla la condición anterior. Mientras tanto, $\text{Ni}_{49.6}\text{Mn}_{34.2}\text{In}_{16.1}$ alcanzó un estado estable en unos 200 segundos. Aquí vale la pena observar más de cerca el comportamiento de la aleación $\text{Ni}_{49.6}\text{Mn}_{34.2}\text{In}_{16.1}$. Como muestra un MCE inverso por debajo de 300 K junto con una histéresis térmica, la parte caliente del sistema es incapaz de generar una diferencia de temperatura positiva con el entorno. Esto significa que el dispositivo ya no es un sistema de refrigeración, sino que se comporta como una bomba de calor, ya que la diferencia de temperatura entre el lado caliente del AMR y los alrededores ahora permite que el calor ingrese al regenerador. Para evitar esta situación, se necesita una mejor comprensión del MCE inverso y de la histéresis térmica del material, junto con un estudio de otras condiciones de operación, por ejemplo, configuración de doble imán con la mitad del regenerador magnetizado a medio ciclo con el otro. medio desmagnetizado, y diferentes condiciones iniciales, como la frecuencia de trabajo, o el volumen de fluido desplazado en un ciclo.

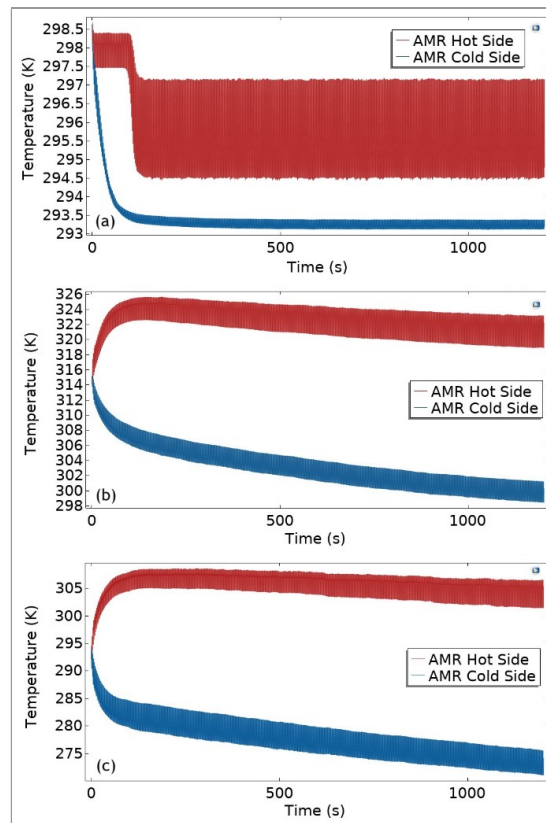


Figura 10.17. Comportamiento de ΔT en el tiempo en los extremos caliente y frío del AMR para los materiales (a) $\text{Ni}_{49.6}\text{Mn}_{34.2}\text{In}_{16.1}$, (b) $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$, y (c) Gd.

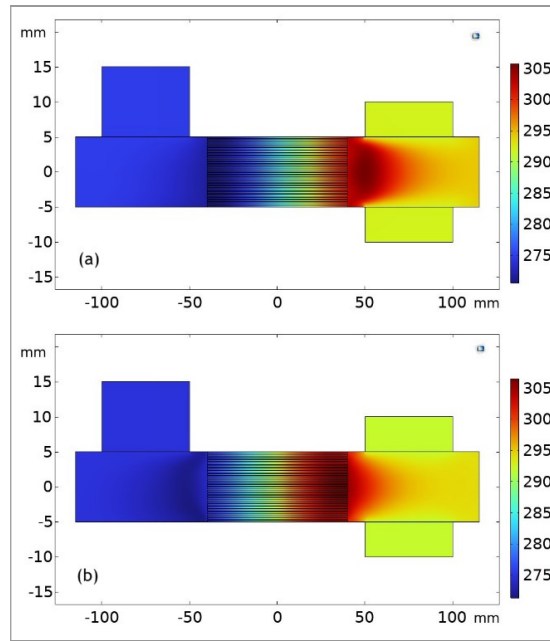


Figura 10.18. Gradiente de temperatura a través del AMR durante las fases (a) calentamiento isobárico y (b) enfriamiento isobárico.

La Fig. 10.18 muestra la evolución de la temperatura en 2D en todo el dispositivo magnético durante los pasos (a) del flujo del fluido hacia el ambiente caliente (calentamiento isobárico) y (b) el flujo del fluido hacia el ambiente frío (enfriamiento isobárico) durante el ciclo magnético descrito. Para mayor comodidad, las imágenes se tomaron utilizando al Gd como material modelo. Durante la fase de calentamiento isobárico, el calor generado en el AMR debido al MCE se transfiere al fluido de trabajo y se mueve hacia el HHEX, donde liberará el calor al lado caliente del sistema (el medio ambiente). En la fase contrario, durante el enfriamiento isobárico, después de desmagnetizar el regenerador, el AMR que se encuentra más frío, reduce la temperatura del fluido. Luego, el fluido enfriado se transfiere hacia el CHEX, reduciendo la temperatura del lado frío del sistema.

Para estudiar el rendimiento del sistema térmico, se utilizan tres métricas para evaluar el desempeño de los MCM estudiados en las simulaciones: primero, el ΔT_{span} entre los intercambiadores de calor frío y caliente del sistema; segundo, la potencia frigorífica del dispositivo, y tercero, el coeficiente de rendimiento COP sin carga térmica. Para los dos últimos parámetros, como se indica en la ecuación 10.61, se necesitan las pérdidas de presión a lo largo del AMR y la velocidad del fluido. La Fig. 10.19 muestra (a) el cambio de presión a través del regenerador, (b) el perfil de velocidad durante las fases de calentamiento y enfriamiento isobárico, y (c) la distribución de velocidad 2D en el AMR. Las pérdidas de presión son bajas (~ 3360 Pa) debido a la geometría del AMR y a la perfecta alineación entre las placas paralelas. En un regenerador real, garantizar que cada placa esté perfectamente alineada es una tarea difícil de lograr, lo que provoca importantes pérdidas de presión, generación de vórtices en el fluido y mala distribución de la temperatura.

Por otra parte, los perfiles de velocidad muestran un gran cambio en su valor cuando el fluido ingresa a los canales del regenerador. Este comportamiento obedece al principio de Bernoulli, ya que el área se reduce drásticamente junto con el cambio en la presión. Como la velocidad del fluido

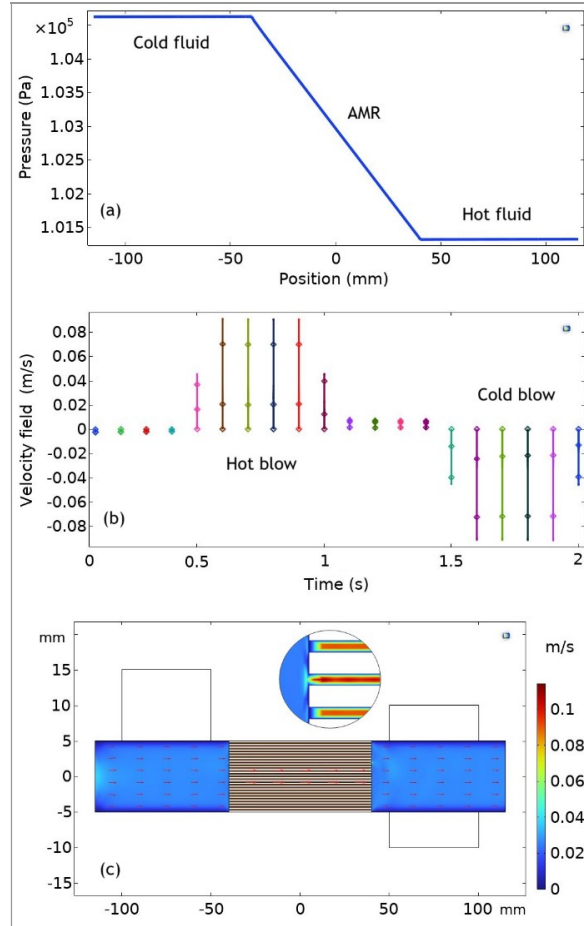


Figura 10.19. (a) Pérdidas de presión, (b) velocidad del fluido en los canales durante las fases de calentamiento y enfriamiento isobárico, y (c) perfil de velocidad 2D en el AMR durante los flujos de fluido.

a lo largo del canal es un parámetro clave que determina directamente la eficacia del AMR, se necesitan más estudios para encontrar el valor óptimo de esta variable, ya que, si la velocidad del fluido es demasiado lenta, el efecto de enfriamiento del MCM no se aprovecha por completo, pero si es demasiado alta, ahora el CHEX absorberá el calor proveniente del HHEX y del ambiente exterior. En las simulaciones realizadas, con una velocidad del fluido dentro de los canales cercana a 0,08 m/s la cantidad de fluido desplazado a través de los canales en cada ciclo es de aproximadamente 30% del fluido dentro del AMR.

Los valores de ΔT_{span} , capacidad de enfriamiento y COP obtenidos se resumen en la Tabla 10.6. Lo primero para tener en cuenta es el valor negativo de COP del material $Ni_{49.6}Mn_{34.2}In_{16.1}$, el cual se explica con el hecho expuesto anteriormente, el AMR trabajando con esta aleación Heusler martensítica funciona como un dispositivo de bombeo de calor en lugar de un sistema de enfriamiento. Además de este comportamiento, su capacidad frigorífica y ΔT_{span} son los más bajos si se comparan con los valores alcanzados por el $Ni_{50}Mn_{35}In_{15}$ y el Gd. Ahora bien, el Gd se comporta mejor en términos de ΔT_{span} y potencia frigorífica calculada, pero la aleación $Ni_{50}Mn_{35}In_{15}$ no se queda lejos de ello, de hecho, sus números siguen muy de cerca a las capacidades generales de Gd, con un ΔT_{span} y una diferencia de potencia de enfriamiento entre ellos de aproximadamente 2.3K y 125W, respectivamente. Para la métrica COP, de hecho, la aleación de Heusler $Ni_{50}Mn_{35}In_{15}$ tiene un valor más alto que el Gd. Esto significa que el

$\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$ muestra una mayor razón de enfriamiento útil proporcionado por trabajo requerido, lo que puede traducirse en el hecho de que este material magnetocalórico tiene un menor consumo de energía y la mayor eficiencia de los tres MCM analizados aquí, pero aun así quedándose atrás si se compara con la mayoría de los aires acondicionados y refrigeradores convencionales (que tienen valores COP de 2,3 a 3,5, aproximadamente), por ejemplo. Sin embargo, las respuestas de rendimiento logradas por el $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$ tienen el potencial de hacer de este material una alternativa preferible al Gd considerando la abundancia y el costo de sus elementos constituyentes. Un inconveniente que debemos considerar con este compuesto de Heusler es que las métricas obtenidas se calcularon a su temperatura máxima (es decir, su temperatura de transición de Curie), que es de alrededor de 316 K, mientras que el Gd trabaja cerca de la temperatura ambiente ~ 292 K. Por lo tanto, las aplicaciones en las que este material encontrará su utilidad son los procesos industriales y quizás los dispositivos eléctricos/electrónicos. Otra posibilidad es realizar un adecuado ajuste de la composición elemental de esta aleación Heusler, con el propósito de acercar su temperatura de transición Curie a la temperatura ambiente, preservando su comportamiento magnetocalórico y respuesta en rendimiento.

Tabla 10.6. parámetros de rendimiento para todos los materiales magnetocalóricos estudiados.

Parámetro	Valor
<i>Ni_{49,6}Mn_{34,2}In_{16,1}</i>	
Cambio de temperatura	4.5K
Capacidad frigorífica	151.05W
Coefficiente de rendimiento	-1.05
<i>Ni₅₀Mn₃₅In₁₅</i>	
Cambio de temperatura	14.89K
Capacidad frigorífica	847.81W
Coefficiente de rendimiento	1.80
<i>Gadolinio</i>	
Cambio de temperatura	17.25K
Capacidad frigorífica	974.78W
Coefficiente de rendimiento	0.79

10.4.4 Evaluación del comportamiento de varios AMR

Conociendo que las variables que influyen la respuesta del MCM en términos de su intervalo de temperatura, la capacidad de enfriamientos y el desempeño energético en un sistema de refrigeración magnético son, esencialmente, la frecuencia de trabajo, la velocidad del fluido o caudal másico (relacionado directamente con la frecuencia de trabajo), la intensidad de campo magnético y la geometría o porosidad del AMR, se estudiaron diferentes curvas calculadas basados en datos experimentales que exhiben comportamientos que relacionan los factores antes detallados. Lo que se busca con la utilización de estos datos es obtener modelos o ecuaciones de regresión que ayuden a obtener datos comparativos para el comportamiento que se puede esperar y luego optimizar al variar ciertos parámetros de entrada para el diseño del sistema de refrigeración magnética detallado en secciones anteriores. Un primer conjunto de ecuaciones se obtuvo al realizar una regresión polinomial cúbica para obtener la línea de mejor ajuste sobre los datos calculados computacionalmente para las geometrías de AMR tipo placas paralelas (de ahora en adelante se denotará como AMR tipo A) y medio poroso (denotado como tipo F), únicamente. Estas geometrías exhiben una porosidad promedio de 0.2564 y 0.3490, respectivamente. Las curvas obtenidas se muestran en las Figs. 10.20 y 10.21 para los AMR tipo A y F, respectivamente, donde se analiza la

respuesta en temperatura de estos AMR al variar el Volumen de Fluido Desplazado (o VFD, como una medida de la velocidad de desplazamiento del fluido) a diferentes frecuencias de trabajo. Las ecuaciones se resumen a continuación:

para el AMR tipo A,

$$IT(f = 0.33\text{Hz}) = 11.77 + 38.51VFD - 64.54VFD^2 + 25.38VFD^3 \quad \text{Eq. 10.63}$$

$$IT(f = 0.30\text{Hz}) = 9.22 + 52.23VFD - 77.33VFD^2 + 29.38VFD^3 \quad \text{Eq. 10.64}$$

$$IT(f = 0.22\text{Hz}) = 5.62 + 61.90VFD - 81.07VFD^2 + 29.31VFD^3 \quad \text{Eq. 10.65}$$

$$IT(f = 0.155\text{Hz}) = 8.02 + 36.15VFD - 40.27VFD^2 + 12.90VFD^3 \quad \text{Eq. 10.66}$$

para el AMR tipo F,

$$IT(f = 0.33\text{Hz}) = 7.75 + 27.53VFD - 30.22VFD^2 + 9.09VFD^3 \quad \text{Eq. 10.67}$$

$$IT(f = 0.30\text{Hz}) = 4.98 + 36.46VFD - 38.80VFD^2 + 11.69VFD^3 \quad \text{Eq. 10.68}$$

$$IT(f = 0.22\text{Hz}) = 5.56 + 28.14VFD - 27.15VFD^2 + 7.41VFD^3 \quad \text{Eq. 10.69}$$

$$IT(f = 0.155\text{Hz}) = 4.99 + 19.94VFD - 14.35VFD^2 + 2.56VFD^3 \quad \text{Eq. 10.70}$$

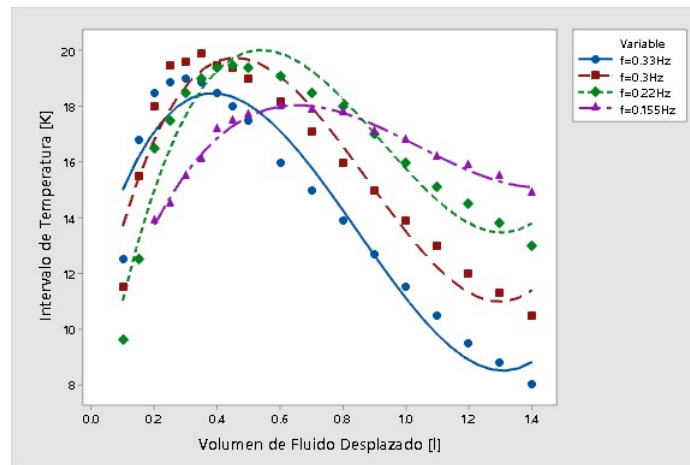


Figura 10.20. Curvas de mejor ajuste IT [K] vs. VFD [l] del AMR tipo A para diferentes frecuencias de trabajo.

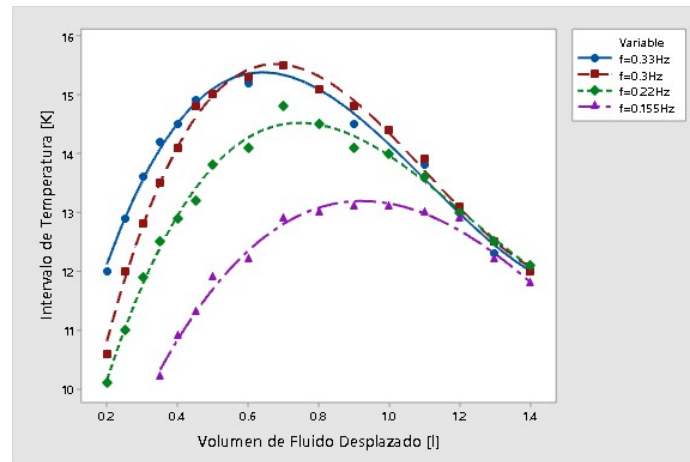


Figura 10.21. Curvas de mejor ajuste IT [K] vs. VFD [l] del AMR tipo F para diferentes frecuencias de trabajo.

Con la respuesta en Temperatura obtenido, y variando el Volumen de Fluido Desplazado, la Fig. 10.22 muestra las curvas de mejor ajuste obtenidas para la Capacidad de Enfriamiento del sistema para los mismos dos tipos de AMR descritos anteriormente.

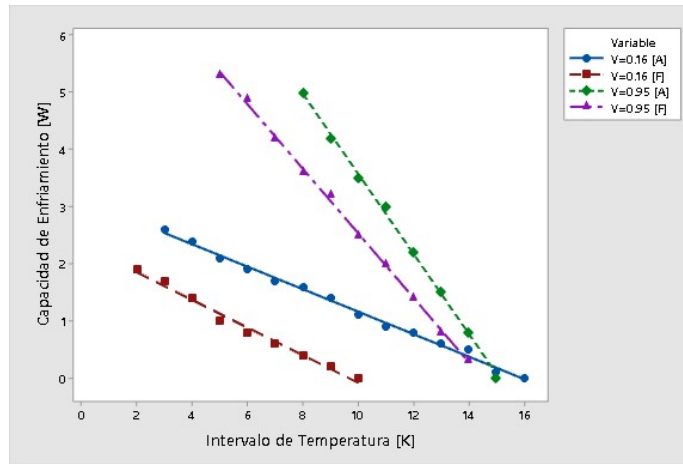


Figura 10.22. Curvas de mejor ajuste CE [K] vs. IT [l] para diferentes porosidades del AMR y Volúmenes de Fluido Desplazado.

Las ecuaciones de regresión lineal obtenidas para este caso se muestran a continuación:

$$CE (V = 0.16l - AMR A) = 3.13 - 0.20IT \quad \text{Eq. 10.71}$$

$$CE (V = 0.16l - AMR F) = 2.34 - 0.24IT \quad \text{Eq. 10.72}$$

$$CE (V = 0.95l - AMR A) = 10.57 - 0.70IT \quad \text{Eq. 10.73}$$

$$CE (V = 0.95l - AMR F) = 8.19 - 0.56IT \quad \text{Eq. 10.74}$$

De manera similar, se obtuvo el conjunto de ecuaciones de regresión lineales que describen el comportamiento del desempeño energético o COP del sistema para los AMR tipo A y F, para el Intervalo de Temperatura ya mencionado y para dos diferentes Volúmenes de Fluido Desplazado (0.16 y 0.95, respectivamente). La Figura 10.23 muestra las curvas de mejor ajuste para los datos obtenidos de la Figura 8, donde las relaciones de regresión calculadas se describen a continuación:

$$COP (V = 0.16l - AMR A) = 16.38 - 1.07IT \quad \text{Eq. 10.75}$$

$$COP (V = 0.16l - AMR F) = 10.30 - 1.05IT \quad \text{Eq. 10.76}$$

$$COP (V = 0.95l - AMR A) = 12.00 - 0.84IT \quad \text{Eq. 10.77}$$

$$COP (V = 0.95l - AMR F) = 7.00 - 0.50IT \quad \text{Eq. 10.78}$$

Un último conjunto de ecuaciones fue calculado al analizar los datos del comportamiento de la presión del fluido refrigerante al variar la velocidad con la cual este circula a través de dos espumas metálicas de aluminio en un sistema de refrigeración compacto (no magnético). Estas mediciones se realizan como punto de referencia y comparación pues la caída de presión en un sistema de refrigeración magnético no depende de si aplica o no un campo magnético o si el material tiene o no MCE, sino que solo depende de las condiciones iniciales del fluido, la geometría y las

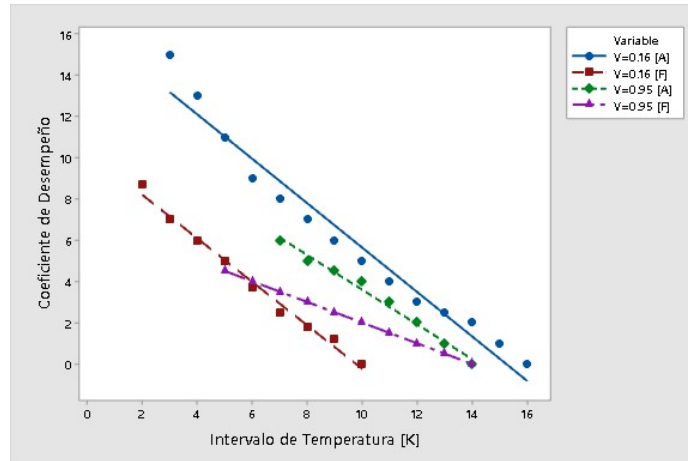


Figura 10.23. Curvas de mejor ajuste COP vs. IT [I] para diferentes porosidades del AMR y Volúmenes de Fluido Desplazado.

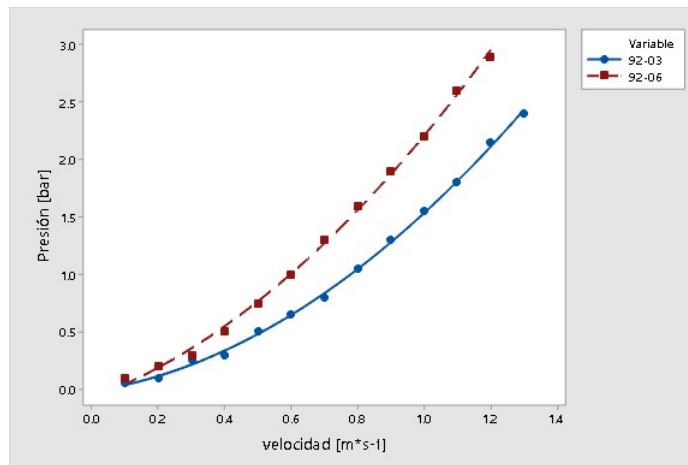


Figura 10.24. Curvas de mejor ajuste P [bar] vs. v [m*s⁻¹] para dos espumas metálicas con diferentes porosidades.

características del regenerador. Para este caso particular, la porosidad medida para los materiales bajo análisis corresponde a 82.5% para la espuma identificada como 92-03, y 66.9% para la espuma 92-06.

La Figura 10.24 muestra las curvas de mejor ajuste obtenidas, mientras las ecuaciones de regresión cuadráticas calculadas son las siguientes:

$$P (\text{Espuma } 92-03) = 0.02 + 0.44v - 1.11v^2 \quad \text{Eq. 10.79}$$

$$P (\text{Espuma } 90-06) = 0.07 + 1.08v - 1.20v^2 \quad \text{Eq. 10.80}$$

Finalmente, los valores p, S, R² y R² (ajustado) para la totalidad de los análisis y ecuaciones de regresión realizadas se muestran en la Tabla 10.7. En particular, es de interés saber si la asociación entre la respuesta obtenida del modelo y el factor o variable de entrada analizado es estadísticamente significativa. Para este fin, el valor p calculado debe ser igual o menor al nivel de significancia elegido, en este caso, 0.05. Si se revisan los valores de p mostrados en la Tabla 10.7 ninguno incumple esta restricción, por lo que se puede concluir que una asociación estadísticamente significativa entre la variable de entrada y la respuesta obtenida. La otra variable estadística de

bondad que se debe analizar para conocer que tan bien se ajusta el modelo obtenido a los datos es el R^2 , pues este representa el porcentaje de variación en la respuesta que es explicada por la curva de mejor ajuste calculada, es decir, entre mayor sea este valor, mejor es el ajuste del modelo a los datos. Tomando una mirada a los valores de R^2 detallados en la Tabla 10.7, se nota que todos son mayores a 90, lo que significa que el modelo se ajusta adecuadamente a los datos y explica un alto porcentaje de la variación que exhiben el comportamiento de las variables analizadas.

Tabla 10.7. Variables clave estadísticas para analizar las regresiones calculadas.

Ecuación	p	S	R^2	R^2 (ajustado)
10.63	1.75×10^{-4}	1.03496	94.0%	92.8%
10.64	3.57×10^{-5}	1.01836	92.2%	90.5%
10.65	4.57×10^{-6}	0.83904	92.9%	91.4%
10.66	3.64×10^{-7}	0.19876	98.1%	97.6%
10.67	4.17×10^{-7}	0.14178	98.8%	98.5%
10.68	1.72×10^{-8}	0.13671	99.3%	99.1%
10.69	4.05×10^{-6}	0.14366	99.0%	98.8%
10.70	1.72×10^{-8}	0.13430	98.5%	98.0%
10.71	7.10×10^{-15}	0.06434	99.4%	99.4%
10.72	6.57×10^{-8}	0.07993	98.7%	98.6%
10.73	1.53×10^{-9}	0.07638	99.8%	99.8%
10.74	7.63×10^{-13}	0.06525	99.9%	99.9%
10.75	4.36×10^{-10}	0.89304	96.5%	96.2%
10.76	4.29×10^{-8}	0.32705	98.9%	98.7%
10.77	6.60×10^{-7}	0.25296	98.7%	98.5%
10.78	*	0	100.0%	100.0%
10.79	7.71×10^{-9}	0.02829	99.9%	99.9%
10.80	2.87×10^{-6}	0.04267	99.8%	99.8%

10.5 Conclusiones

De las investigaciones realizadas, primero se evaluó el comportamiento termo-mecánico y en fatiga que sufre una capa delgada o película fina de material La(Fe,Co,Si)_{13} depositado en una estructura porosa metálica de aluminio. Con este propósito se plantearon dos diferentes escenarios; el primero supone que toda la pieza está constituida con el material magnetocalórico La(Fe,Co,Si)_{13} , mientras en el segundo se tiene una base metálica de aluminio y un recubrimiento con un grosor de 100nm de material La(Fe,Co,Si)_{13} . Para estos dos casos se obtuvieron los valores de esfuerzo, deformación equivalente y ciclos necesarios para la falla de la estructura. Los resultados obtenidos en ambos estudios fueron luego comparados para determinar si existe diferencia en el rendimiento mecánico y en fatiga entre una estructura conformada completamente por La(Fe,Co,Si)_{13} y otra con una base metálica y un capa delgada de La(Fe,Co,Si)_{13} .

Los resultados de esta comparación demuestran que la estructura con base metálica y un recubrimiento de material La(Fe,Co,Si)_{13} poseen una mayor estabilidad mecánica y resistencia a fatiga con respecto a la pieza constituida totalmente de La(Fe,Co,Si)_{13} , pues el valor de los esfuerzos en los puntos de mayor concentración de estrés decaen en hasta un 50% para la membrana de material magnetocalórico. Este comportamiento se refleja también en la deformación

equivalente, siendo este parámetro menor en la pieza con recubrimiento que en la estructura porosa de solo La(Fe,Co,Si)_{13} . Por último, los ciclos necesarios para falla del material crecen en casi 40 veces más para la pieza con la capa delgada de material La(Fe,Co,Si)_{13} , comparada con la pieza conformada completamente del mismo material. Este desenlace muestra el potencial de crear regeneradores magnetocalóricos activos con bases metálicas con geometrías uniformes y capas delgadas de materiales magnetocalóricos, convirtiendo este enfoque una opción factible para su implementación y manufactura en sistemas de refrigeración magnética.

También, en el marco de este proyecto se ha presentado y desarrollado un modelo bidimensional de un regenerador magnetocalórico activo AMR construido con placas paralelas y material poroso y fabricado con materiales magnetocalóricos. El enfoque del modelo utiliza tres MCM diferentes como refrigerantes y calcula su respuesta de rendimiento en términos de ΔT_{span} , capacidad de enfriamiento y COP logrado sin mediar una carga térmica. Las simulaciones muestran que el compuesto martensítico $\text{Ni}_{49.6}\text{Mn}_{34.2}\text{In}_{16.1}$ tiene un comportamiento no-deseable ya que actúa como un dispositivo de bombeo de calor debido a su MCE intrínseco inverso e histéresis térmica pronunciada, demostrando también el ΔT_{span} y potencia de enfriamiento más bajos si es comparado con los otros materiales analizados. Se deben considerar modificaciones adecuadas a las condiciones operativas para explotar este material en una máquina magnetocalórica.

El gadolinio es capaz de generar el mayor ΔT_{span} y potencia de enfriamiento, pero seguido de cerca por $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$, con un ΔT_{span} de aproximadamente 15K y una capacidad de enfriamiento de aproximadamente 847,81W. Además, $\text{Ni}_{50}\text{Mn}_{35}\text{In}_{15}$ tiene la eficiencia más alta (COP), lo que lo convierte en una opción viable con gran rentabilidad, pero para aplicaciones que trabajan cerca de 316K. Sin embargo, los resultados obtenidos alientan futuros análisis donde se puedan variar diferentes parámetros de entrada (flujo másico desplazado en cada ciclo, frecuencia de trabajo, configuración del circuito magnético, entre otros) con el fin de encontrar las condiciones óptimas de trabajo para cada material magnetocalórico estudiado.

Una última parte de esta sección de la investigación se centró en la evaluación estadística de la capacidad térmica, eficiencia y desempeño energético del sistema de refrigeración magnética con AMR construidos con materiales porosos (espumas metálicas, camas empaquetadas de esferas y placas paralelas) como elementos intercambiadores y regeneradores de calor.

Para esto se definieron las variables de entrada que se consideran las de mayor incidencia en la respuesta en temperatura, presión, capacidad de enfriamiento y desempeño energético del sistema de refrigeración magnética. La delimitación de estos factores permitió el desarrollo y diseño técnico-esquemático del dispositivo de refrigeración magnética con un AMR de medio poroso que mostraba diversas características y restricciones que permitieron estudiar la respuesta de su comportamiento al analizar y variar una amplia gama de variables de entrada, tales como, caudal másico, frecuencia de trabajo, geometría interna de la matriz del AMR, entre otras.

Una buena aproximación del comportamiento de las salidas del sistema de refrigeración, al variar sus variables de entrada, se obtuvo al calcular modelos de regresión y curvas de mejor ajuste para diversas condiciones, resultados y configuraciones experimentales de interés. Los conjuntos de ecuaciones obtenidos se ajustan adecuadamente a los datos estudiados y presentan asociaciones estadísticamente significativas entre los diferentes factores de entrada y sus respectivas respuestas.

Los resultados obtenidos muestran, de manera general, que queda por hacer trabajos sustanciales si se quiere que esta tecnología crezca y encuentre un nicho de mercado estable. Por ejemplo, optimizar de mejor manera los circuitos hidráulicos, desarrollar más eficientes y más accesibles fuentes de energía magnética o mejorar el desempeño de las existentes, sintetizar materiales con

propiedades magnetocalóricas más altas (ΔT_{ad} y c_p altos), diseñar AMR con geometrías optimizadas, encontrar condiciones iniciales y de operación ideales para cada material, entre otros.

10.6 Referencias

- [Alb17] F. Albertini, C. Bennati, M. Bianchi, L. Branchini, F. Cugini, A. D. Pascale, S. Fabbri, F. Melino, S. Ottaviano, A. Peretto, J. Rosati y M. Solzi, «Preliminary Investigation on a Rotary Magnetocaloric Refrigerator Prototype,» *Energy Procedia*, vol. 142, pp. 1288-1293, 2017.
- [Alp18] F. Alpizar, R. Madrigal y A. Salas, «Retos ambientales de Costa Rica,» Banco Interamericano de Desarrollo, Costa Rica, 2018.
- [Amb07] A. Ambroziak y P. Klosowski, «The elasto-viscoplastic Chaboche Model,» *TASK QUARTERLY*, vol. 10, n° 1, pp. 49-61, 2007.
- [Apr15] C. Aprea, A. Greco y A. Maiorino, «GeoThermag: A geothermal magnetic refrigerator,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 59, pp. 75-83, 2015.
- [Apr16] C. Aprea, A. Greco, A. Maiorino y C. Masselli, «The energy performances of a rotary permanent magnet magnetic refrigerator,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 61, pp. 1-11, 2016.
- [Apr17] C. Aprea, A. Greco, A. Maiorino y C. Masselli, «Analyzing the energetic performances of AMR regenerator working with different magnetocaloric materials: Investigations and viewpoints,» *International Journal of Heat and Technology*, vol. 35, n° 1, pp. S383-S390, 2017.
- [Bah08] C. Bahl, T. Petersen, N. Pryds y A. Smith, «versatile magnetic refrigeration test device,» *Review of Scientific Instruments*, vol. 79, 2008.
- [Bal12] M. Balli, O. Sari, C. Mahmed, C. Besson, P. Bonhote, D. Duc y J. Forchelet, «A pre-industrial magnetic cooling system for room temperature application,» *Applied Energy*, vol. 98, pp. 556-561, 2012.
- [Bar17] M. Barbieri, G. Di Ilio, F. Patané y G. Bella, «Experimental investigation on buoyancy induced convection in aluminum metal foams,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, pp. 385-393, 2017.
- [Bar81] J. A. Barclay y W. A. Steyert, «Active magnetic regenerator». ENERGY United States, Department of US Department of Energy Patente US4332135A, 27 01 1981.
- [Bay14] A. Bayomy, Saghir y M.Z., «Numerical investigation of heat transfer of aluminium metal foam subjected to pulsating flow,» de *Cmsol Conference 2014*, Boston, USA, 2014.
- [Bay17] A. Bayomy y M. Saghir, «Characteristics of aluminium metal foam (with/without channels) subjected to steady water flow,» *Pertanika Journal of Science and Technology*, vol. 25, n° 1, pp. 221-246, 2017.
- [Bel18] J. H. Belo, A. L. Pires, J. P. Araújo y A. M. Pereira, «Magnetocaloric materials: From micro- to nanoscale,» *Materials Research Journal*, 2018.
- [Bia12] N. Bianco, R. Capuano, W. Chiu, S. Cunsolo, V. Naso y M. Oliviero, «Numerical analysis of conjugate heat transfer in foams,» de *Cmsol Conference 2012*, Milán, Italia, 2012.
- [Bid16] B. Bidar, F. Shahraki y D. M. Kalhori, «3D Numerical modelling of convective heat transfer through two-sided vertical channel symmetrically filled with metal foams,» *Periodica Polytechnica Mech. Engineer*, vol. 60, n° 4, pp. 1193-1202, 2016.
- [Bif13] C. Biffi y A. Tuissi, «Thermo-fluid dynamic modelling of Cu based metallic foams for heat exchanger applications,» de *Cmsol Conference 2013*, Rotterdam, Holanda, 2013.
- [Boo03] K. Boomsma, D. Poulikakos y F. Zwick, «Metal foams as compact high performance heat exchangers,» *Mechanics of Materials*, vol. 35, pp. 1161-1176, 2003.
- [Bou14] H. R. Boucekara y M. Nahas, «Magnetic Refrigeration Technology at Room Temperature,» de

- Trends in Electromagnetism – From Fundamentals to Applications, ResearchGate, 2014, pp. 225-250.
- [Bou09] S. Bour, J. Hamm, H. Michot y C. Muller, «Experimental and numerical analysis of a reciprocating room temperature active magnetic regenerator,» de Thermag III Conference Proceedings, Iowa, 2009.
- [Buo18] B. Buonomo, A. D. Pasqua, D. Ercole y O. Manca, «Numerical investigation on a heat exchanger in aluminum foam,» Energy Procedia, vol. 148, pp. 782-789, 2018.
- [Cha34] J. B. Chaudron, C. Muller, M. Hittinger, M. Risser y S. Lionte, «Performance measurements on a large-scale magnetocaloric cooling application at room temperature,» de 8th International Conference on Caloric Cooling (Thermag VIII), Darmstadt, Germany, 2018.
- [Cmp21] Comsol AB, Comsol Multiphysics, Reference Manual, Version 6.0, 2021.
- [Cug16] F. Cugini, «Innovative methodological approaches for evaluating the magnetocaloric effect in functional materials,» Università degli studi di Parma, Parma, Italia, 2016.
- [Dia12] A. Diani, S. Mancin, C. Zilio y L. Rossetto, «Experimental and numerical analysis of different extended surfaces,» Journal of Physics, vol. 395, 2012.
- [Dix18] T. Dixit y I. Ghosh, «Simulation intricacies of open-cell metal foam fin subjected to convective flow,» Applied Thermal Engineering, vol. 137, pp. 532-544, 2018.
- [Dup09] C. Dupuis, A. Vialle, U. Legait, A. Kedous-Lebouc y D. Ronchetto, «New investigation in magnetic refrigerator device, AMR cycle and refrigerant bed performance evaluation,» de Thermag III Conference Proceedings, Iowa, 2009.
- [Eng12] K. Engelbrecht, D. Eriksen, C. Bahl, R. Bjørk, J. Geyti, J. Lozano, K. Nielsen, F. Saxild, A. Smith y N. Pryds, «Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator,» International Journal of Refrigeration, vol. 35, pp. 1498-1505, 2012.
- [Fra18] V. Franco, J. Blázquez, J. Ipus, J. Law, L. Moreno-Ramírez y A. Conde, «Magnetocaloric effect: From materials research to refrigeration devices,» Progress in Materials Science, vol. 93, pp. 112-232, 2018.
- [Glu19] O. Glushko, A. Funk, V. Maier-Kiener, P. Kraker, M. Krautz, J. Eckert y A. Waske, «Mechanical properties of the magnetocaloric intermetallic LaFe_{11.2}Si_{1.8} alloy at different length scales,» Acta Materialia, vol. 165, pp. 40-50, 2019.
- [Gar17] E. Garces, K. v. Blommestein, J. Anthony, J. Hillegas-Elting, T. Daim y B.-S. Yoon, «Technology domain analysis: A case of energy-efficient advanced commercial refrigeration technologies,» Sustainable Production and Consumption, vol. 12, pp. 221-233, 2017.
- [Got16] T. Gottschall, «On the magnetocaloric properties of Heusler compounds: Reversible, time- and size-dependent effects of the martensitic phase transition,» TUpriints - TU Darmstadt publication service, Darmstadt, 2016.
- [Had15] R. L. Hadimani, J. Silva, A. M. Pereira, D. L. Schlagel, T. A. Lograsso, Y. Ren, X. Zhang, D. C. Jiles y J. P. Araujo, «Gd₅(Si,Ge)₄ thin film displaying large magnetocaloric and strain effects due to magnetostructural transition,» Applied Physics Letters, vol. 106, 2015.
- [Ham21] M. Hamad, O. Hemeda, H. R. Alamri, A. Mohamed y M. E. Harb, «Strong tailoring magnetocaloric effect in highly 001)-oriented La_{0.7}Sr_{0.3}MnO₃ thin films,» Journal of Materials Research and Technology, vol. 11, pp. 1356-1361, 2021.
- [Hua19] B. Huang, J.W. Lai, D.C. Zeng, Z.G. Zeng, B. Harrison, A. Oort, N. v. Dijk and E. Brück, «Development of an experimental rotary magnetic refrigerator prototype,» International Journal of Refrigeration, vol. 104, pp. 42-50, 2019.
- [Jaf18] A. Jafarizade, M. Panjepour, M. Meratian y M. Emami, «Numerical simulation of gas/solid heat transfer in metallic foams: A general correlation for different porosities and pore sizes,» Transport in porous media, vol. 122, nº 3, 2018.
- [Kaw11] T. Kawanami, S. Hirano, K. Fumoto y S. Hirasawa, «Evaluation of fundamental performance on magnetocaloric cooling with active magnetic regenerator,» Applied Thermal Engineering, vol. 31,

- pp. 1176-1183, 2011.
- [Kit15] A. Kitanovski, U. Plaznik, U. Tomc y A. Poredos, «Present and future caloric refrigeration and heat pump technologies,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 57, pp. 288-298, 2015
- [Kit20] A. Kitanovski, «Energy Applications of Magnetocaloric Materials,» *Advanced Energy Materials*, vol. 10, n° 10, p. 34, 2020
- [Kop10] A. Kopanidis, A. Theodorakakos, E. Gavaises y D. Bouris, «3D Numerical simulation of flow and conjugate heat transfer through a pore scale model of high porosity open cell foam,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 2539-2550, 2010.
- [Kri06] S. Krishnan, J. Murthy y S. Garimella, «Direct simulation of transport in open-cell metal foam,» *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 128, pp. 793-799, 2006.
- [Lei17] T. Lei, K. Engelbrecht, K. K. Nielsen y C. Veje, «Study of geometries of active magnetic regenerators for room temperature magnetocaloric refrigeration,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 1232-1243, 2017.
- [Loz16] J. Lozano, M. Capovilla, P. Trevizoli, K. Engelbrecht, C. Bahl y J. B. Jr, «Development of a novel rotary magnetic refrigerator,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 68, pp. 187-197, 2016.
- [Lu98] T. Lu, H. Stone y M. Ashby, «Heat transfer in open-cell metal foams,» *Acta Materialia*, vol. 46, n° 10, pp. 3619-3635, 1998.
- [Lyu10] J. Lyubina, R. Schäfer, N. Martin, L. Schultz y O. Gutfleisch, «Novel Design of La(Fe,Si) 13 Alloys Towards High Magnetic Refrigeration Performance,» *Advanced Materials*, vol. 22, pp. 3735-3739, 2010.
- [Kra15] M. Krautz, A. Funk, K. P. Skokov, T. Gottschall, J. Eckert, O. Gutfleisch y A. Waske, «A new type of La(Fe,Si)13-based magnetocaloric composite with amorphous metallic matrix,» *Scripta Materialia*, vol. 95, pp. 50-53, 2015.
- [Mai17] I. Maid, K. Hilal y K. Hassun, «Experimental study of heat transfer enhancement in heat exchanger using porous media,» *Global Journal of Engineering Science and Research Management*, vol. 4, n° 9, pp. 82-91, 2017.
- [Man10] S. Mancin, C. Zilio, A. Cavallini y L. Rossetto, «Pressured drop during air flow in aluminium foams,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 3121-3130, 2010.
- [Mei15] S. Meinicke, T. Wetzel y B. Dietrich, «CFD Modeling of single-phase hydrodynamics and heat transfer in solid sponges, 11th Int. Confer. on CFD in the Minerals and Process Industry,» de 11th Int. Confer. on CFD in the Minerals and Process Industry-CSIRO, Melbourne, Australia, 2015.
- [Men18] M. Meneses, B. Chinè, M. Conejo, F. Rodríguez, M. Monno, V. Mussi, J. Scopelliti y A. García, «Desarrollo y evaluación de un dispositivo de intercambio térmico con esponja metálica como elemento de transferencia de calor,» *Instituto Tecnológico de Costa Rica, Proyecto VIE, Cartago, Costa Rica*, 2019.
- [Mez17] N. A. Mezaal, K. V. Osintsev y T. B. Zhirgalova, «Review of magnetic refrigeration system as alternative to conventional refrigeration system,» *Earth and Environmental Science*, vol. 87, 2017.
- [Moh22] A. Mohamed, M. Jeong, R. S. Sheridan y M. M. Attallah, «Enabling high efficiency magnetic refrigeration using laser powder bed fusion of porous LaCe(Fe,Mn,Si)13 structures,» *Additive Manufacturing*, vol. 51, 2022.
- [Moo13] J. D. Moore, D. Klemm, D. Lindackers, S. Grasemann, R. Träger, J. Eckert, L. Löber, S. Scudino, M. Katter, A. Barcza, K. P. Skokov y O. Gutfleisch, «Selective laser melting of La(Fe,Co,Si)13 geometries for magnetic refrigeration,» *Journal of Applied Physics*, vol. 114, 2013.
- [Mot15] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, Á. Barragán-Cervera, F. Molés, B. Peris y G. Verdú, «Commercial refrigeration – An overview of current status,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 57, pp. 186-196, 2015.
- [Nie11] K. Nielsen, J. Tusek, K. Engelbrecht, S. Schopfer, A. Kitanovski, C. Bahl, A. Smith, N. Pryds y A. Poredos, «Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature

- applications,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 603-616, 2011
- [Nou13] A. Noume, M. Risser y C. Vasile, «Modeling of a Magnetocaloric System for Electric Vehicles,» de 2013 COMSOL Conference, Rotterdam, 2013.
- [Oda12] M. Odabae y K. Hooman, «Metal foam heat exchangers for heat transfer augmentation from a tube bank,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 36, pp. 456-463, 2012.
- [Pan13] Y. Pan, Y. Liu, Z. Cui, X. Chen y Q. Yang, «Fracture Analysis of Brittle Materials Based on Nonlinear FEM and Application in Arch Dam with Fractures,» *Journal of Applied Mathematics*, vol. 2013, 2013.
- [Pla13] U. Plaznik, J. Tusek, A. Kitanovski y A. Poredos, «Numerical and experimental analyses of different magnetic thermodynamic cycles with an active magnetic regenerator,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 59, pp. 52-59, 2013.
- [Por15] G. Porcari, K. Morrison, F. Cugini, J. Turcaud, F. Guillou, A. Berenov, N. v. Dijk, E. Brück, L. Cohen y M. Solzi, «Influence of thermal conductivity on the dynamic response of magnetocaloric materials,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 59, pp. 29-36, 2015.
- [Por21] G. Porcari, «Magnetocaloric effect across first order transformations of energy conversion materials,» *Università degli studi di Parma, Parma, Italia*, 2021.
- [Pre18] Presidencia de la República, Ministerio de Ambiente y Energía, «Programa País de Carbono Neutralidad 2.0.,» *Costa Rica*, 2018
- [Pet08] T. F. Petersen, «Numerical modelling and analysis of a room temperature magnetic refrigeration system,» *Risø Nationallaboratoriet for Bæredygtig Energi, Roskilde: Danmarks Tekniske Universitet*, 2008.
- [Rcr10] República de Costa Rica, «Compendio de legislación ambiental,» 2010.
- [Ris10] M. Risser, C. Vasile, T. Engel, B. Keith y C. Muller, «Numerical simulation of magnetocaloric system behaviour for an industrial application,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 973-981, 2010.
- [Ros10] B. Rosendahl Hansen, L. Kuhn, C. Bahl, M. Lundberg, C. Ancona-Torres y M. Katter, «Properties of magnetocaloric La(Fe,Co,Si)_{13} produced by powder metallurgy,» *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, vol. 322, pp. 3447-3454, 2010.
- [Rou09] J. Roudaut, H. Boucekara, A. Kedous-Lebouc y J. Coulomb, «Optimization of active magnetic regenerative refrigeration systems using design of experiments,» de *The 3rd International Conference of IIR on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, Iowa, USA, 2009.
- [Rus10] S. Russek, J. Auringer, A. Boeder, J. Chell, S. Jacobs y C. Zimm, «The performance of a rotary magnet magnetic refrigeration with layered beds,» de *Thermag IV Conference Proceedings*, 2010.
- [Sch18] F. Schcibel, T. Gottschall, A. Taubel, M. Fries, K. P. Skokov, A. Terwey, W. Keune, K. Ollefs, H. Wende, M. Farle, M. Acet, O. Gutfleisch y M. E. Gruner, «Hysteresis Design of Magnetocaloric Material - From Basic Mechanisms to Applications,» *Energy Technology*, vol. 6, pp. 7397-7428, 2018.
- [Spi14] Y. Spichkin y R. Gimaev, «Experimental methods of the magnetocaloric effect studies,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 37, pp. 230-236, 2014.
- [Tag13] L. Tagliafico, F. Scarpa, F. Valsuani y G. Tagliafico, «Preliminary experimental result from a linear reciprocating magnetic refrigerator prototype,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, n° 2, pp. 492-497, 2013.
- [Tas10] S. Tassou, J. Lewis, Y. Ge, A. Hadawey y I. Chaer, «A review of emerging technologies for food refrigeration applications,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 4, pp. 263-276, 2010.
- [Tre10] P. Trevizoli, J. B. Jr. y R. Ferreira, «Design and preliminary results of Gd-based linear reciprocating active magnetic regenerator test apparatus,» de *Thermag IV Conference Proceedings*, Iowa, USA, 2010.
- [Tur11] A. Tura y A. Rowe, «Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 628-639, 2011.

- [Tus13] J. Tusek, A. Kitanovski, S. Zupan, I. Prebil y A. Poredos, «A comprehensive experimental analysis of gadolinium active magnetic regenerators,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 53, pp. 57-66, 2013.
- [Vel16] D. Velázquez, C. Estepa, E. Palacios y R. Burriel, «A comprehensive study of a versatile magnetic refrigeration demonstrator,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 63, pp. 14-24, 2016.
- [Vil16] V. Villani y G. Bella, «Natural convection in a metal foam heat exchanger,» de *Comsol Conference 2016*, Munich, Alemania, 2016.
- [Wan18] G. Wang, C. Qi, Y. Pan y C. Li, «Flow characteristics of two kinds of porous metal foam tubes filled with water,» *Thermal Science*, vol. 22, pp. 497-505, 2018.
- [Xu18] H. Xu, Z. Xing, F. Wang y C. Zhao, «Convective transport characteristics of nanofluids in light-weight metal foams with high porosity,» de *Novel Nanomaterials –Synthesis and Applications*, echnological Educational Institute of Eastern Macedonia and Thrace, 2018, pp. 147-171.
- [Yin22] B. Yin, I. Zreid, D. Zhao, R. Ahmed, G. Lin y M. Kaliske, «Thermomechanical fatigue life prediction of metallic materials by a gradient-enhanced viscoplastic damage approach,» *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 123, pp. 2042-2075, 2022.
- [You16] Y. You, S. Yu, Y. Tian, X. Luo y S. Huang, «A numerical study on the unsteady heat transfer in active regenerator with multi-layer refrigerants of rotary magnetic refrigerator near room temperature,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 65, pp. 238-249, 2016.
- [You17] Y. You, Z. Wu, S. Xiao, H. Li y X. Xu, «A comprehensive two-dimensional numerical study on unsteady conjugate heat transfer in magnetic refrigerator with Gd plates,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 79, pp. 217-225, 2017.
- [Yu10] B. Yu, M. Liu, P. W. Egolf y A. Kitanovski, «A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 1029-1060, 2010.
- [Zho08] H. Zhou, Y. Jia y J.F. Shao, «A unified elastic–plastic and viscoplastic damage model for quasi-brittle rocks,» *International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences*, vol. 45, pp. 1237-1251, 2008.

11 Conclusiones Generales

Para los OE1_OE4:

Las esponjas metálicas de cobre resultan la elección viable para la construcción de los componentes del intercambiador de calor, debido a que no requieren de ulteriores procesos de fabricación, presentan buenos valores de conductividad térmica, brindan una estructura celular homogénea que reduce la presencia de condiciones de anisotropía importante en sus propiedades, son caracterizadas por el fabricante, pueden ser maquinadas e integradas en dispositivos mediante uniones, adhesivos, etc. y tienen un costo moderado.

Para diseñar alternativas de intercambiador compacto se consideraron los siguientes criterios:

- el intercambio de calor es entre agua caliente y aire frío,
- el intercambiador de calor compacto debe permitir una fácil construcción, en laboratorios disponibles en el TEC, con limitación de los costos de manufactura;
- el intercambiador debe permitir realizar fáciles modificaciones durante el desarrollo del trabajo experimental; el modo de ensamble de los elementos, en particular de los tubos metálicos y de la espuma metálica de celda abierta que será unida a estos, debe poderse realizar con los procesos tecnológicos disponibles a los investigadores;
- con el propósito de limitar las dimensiones del dispositivo es preferible desarrollar un diseño modular del intercambiador.

El circuito de prueba, los valores de las magnitudes geométricas, los materiales, sus dimensiones, las conexiones presentes en el dispositivo, la presencia eventual de válvulas, reductores e instrumentos de medición deben responder a conceptos teóricos de mecánica de fluidos y transferencia de calor;

Se propone un intercambiador de calor compacto y modular que presenta configuraciones entre la combinación de tres o seis tubos cilíndricos de cobre para la circulación de agua, contacto o no de estos tubos con esponja metálica de cobre; y contacto de esponja metálica a tubos con y sin pasta térmica.

Para caracterizar y evaluar la respuesta de un sistema térmico pueden utilizarse la diferencia entre las variables de temperatura de entrada/salida de los fluidos de trabajo y la presión de entrada/salida de los fluidos de trabajo.

En general, se logra apreciar el aumento en los valores de salida de la temperatura del aire al ser comparados con las mediciones de entrada para todos los caudales de agua ensayados, lo que indica que, entre mayor caudal de agua y, por lo tanto, mayor volumen de agua desplazado por las tuberías de cobre, más calor absorbe el flujo de aire, calentándose acorde.

La diferencia de temperatura de entrada y salida del experimento que utiliza solo los tubos de cobre que transporta el agua vs el uso de esponjas adheridas con pasta térmica, son diferentes. El uso de esponjas tiene valores mayores de ΔT que para el experimento de control, y este valor es casi siempre mayor cuando se utilizan dos componentes de esponja en vez de uno solo. Rendimientos mejores pueden ser obtenidos superando las actuales limitaciones del sistema experimental, porque los caudales de agua son demasiado grandes respecto del caudal del aire, resultando en una transferencia de calor del agua hacia el aire muy baja, que solo logra enfriar el líquido de trabajo en menos de un grado.

Existe un incremento en el ΔT del aire de los componentes que utilizan esponja metálica como elemento de transferencia de calor, siendo el cambio de temperatura mayor para el componente con dos esponjas quien en promedio muestra un aumento promedio de 6°C , respecto al dispositivo sin uso de esponja.

Al comparar los valores obtenidos para las configuraciones de una y dos esponjas con y sin pasta térmica se puede notar que, para dos esponjas con pasta térmica, su rendimiento es mejor que para una esponja con pasta térmica (un ΔT mayor al comparar las respectivas gráficas). Pero para los casos de una esponja con pasta térmica y una esponja sin pasta térmica, el cambio en temperatura es menor con pasta térmica que sin este elemento a 0.5 gal/min , y con valores muy parecidos para 3.0 gal/min .

Para el OE 3 y OE5

De acuerdo con los resultados obtenidos, se concluye que el modelo computacional es eficaz para la descripción del flujo conjugado con la transferencia de calor a través del intercambiador, en presencia de la esponja metálica, seleccionada como material para mejorar la tasa de transferencia térmica. Las simulaciones numéricas confirman que la transferencia de calor depende de la estructura del flujo, tomando ventaja del aumento de área superficial específica de la esponja metálica, proporcionando así una transferencia de energía térmica muy efectiva hacia el lado del aire. El modelo computacional es capaz de capturar las características fundamentales del acoplamiento entre flujo y transferencia de energía térmica, pudiéndose considerar una herramienta válida para la evaluación del intercambiador.

El modelo computacional confirma cuanto observado con las pruebas experimentales, es decir que el aire a contacto con las superficies extendidas de las esponjas metálicas recibe de manera eficiente el calor y por lo tanto modifica sustancialmente su temperatura. En el caso del agua, que fluye en el interior de los tubos cilíndricos del dispositivo, la variación de la temperatura no es tan evidente. En efecto, esto es consecuente con los mecanismos físicos de la transferencia de calor, ya que la capacidad térmica y la densidad del agua son mucho mayor que las del aire. En el caso que el agua caliente se sustituya con aire caliente, por ejemplo, en aplicaciones de tipo aire-aire o gas-gas más en general, los resultados computacionales demuestran que ambas corrientes, la fría y la caliente, alcanzan el equilibrio térmico, evidenciando un proceso de intercambio muy eficiente. Este comportamiento se confirma también en el caso que la temperatura de la corriente de aire frío varíe, ya que nuevamente el aire caliente que fluye en el interior los tubos sale del dispositivo en equilibrio térmico con el aire frío.

Para el OE6:

Los resultados de esta comparación de rendimiento mecánico y en fatiga entre una estructura conformada completamente por La(Fe,Co,Si)_{13} y otra con una base metálica y una capa delgada de La(Fe,Co,Si)_{13} demuestran que la estructura con base metálica y un recubrimiento de material La(Fe,Co,Si)_{13} poseen una mayor estabilidad mecánica y resistencia a fatiga con respecto a la pieza constituida totalmente de La(Fe,Co,Si)_{13} , pues el valor de los esfuerzos en los puntos de mayor concentración de estrés decaen en hasta un 50% para la membrana de material magnetocalórico.

Los ciclos necesarios para falla del material crecen en casi 40 veces más para la pieza con la capa delgada de material La(Fe,Co,Si)_{13} , comparada con la pieza conformada completamente del mismo material. Este desenlace muestra el potencial de crear regeneradores magnetocalóricos activos con

bases metálicas con geometrías uniformes y capas delgadas de materiales magnetocalóricos, convirtiendo este enfoque una opción factible para su implementación y manufactura en sistemas de refrigeración magnética.

También, en el marco de este proyecto se ha presentado y desarrollado un modelo bidimensional de un regenerador magnetocalórico activo AMR construido con placas paralelas y material poroso y fabricado con materiales magnetocalóricos. El enfoque del modelo utiliza tres MCM diferentes como refrigerantes y calcula su respuesta de rendimiento en términos de ΔT_{span} , capacidad de enfriamiento y COP logrado sin mediar una carga térmica. Las simulaciones muestran que el compuesto martensítico $Ni_{49.6}Mn_{34.2}In_{16.1}$ tiene un comportamiento no-deseable ya que actúa como un dispositivo de bombeo de calor debido a su MCE intrínseco inverso e histéresis térmica pronunciada, demostrando también el ΔT_{span} y potencia de enfriamiento más bajos si es comparado con los otros materiales analizados. Se deben considerar modificaciones adecuadas a las condiciones operativas para explotar este material en una máquina magnetocalórica.

El gadolinio es capaz de generar el mayor ΔT_{span} y potencia de enfriamiento, pero seguido de cerca por $Ni_{50}Mn_{35}In_{15}$, con un ΔT_{span} de aproximadamente 15K y una capacidad de enfriamiento de aproximadamente 847,81W. Además, $Ni_{50}Mn_{35}In_{15}$ tiene la eficiencia más alta (COP), lo que lo convierte en una opción viable con gran rentabilidad, pero para aplicaciones que trabajan cerca de 316K. Sin embargo, los resultados obtenidos alientan futuros análisis donde se puedan variar diferentes parámetros de entrada (flujo másico desplazado en cada ciclo, frecuencia de trabajo, configuración del circuito magnético, entre otros) con el fin de encontrar las condiciones óptimas de trabajo para cada material magnetocalórico estudiado.

Respecto de la evaluación estadística de la capacidad térmica, eficiencia y desempeño energético del sistema de refrigeración magnética con AMR construidos con materiales porosos (espumas metálicas, camas empaquetadas de esferas y placas paralelas) como elementos intercambiadores y regeneradores de calor: se definieron las variables de entrada que se consideran las de mayor incidencia en la respuesta en temperatura, presión, capacidad de enfriamiento y desempeño energético del sistema de refrigeración magnética. La delimitación de estos factores permitió el desarrollo y diseño técnico-esquemático del dispositivo de refrigeración magnética con un AMR de medio poroso que mostraba diversas características y restricciones que permitieron estudiar la respuesta de su comportamiento al analizar y variar una amplia gama de variables de entrada, tales como, caudal másico, frecuencia de trabajo, geometría interna de la matriz del AMR, entre otras.

Una buena aproximación del comportamiento de las salidas del sistema de refrigeración, al variar sus variables de entrada, se obtuvo al calcular modelos de regresión y curvas de mejor ajuste para diversas condiciones, resultados y configuraciones experimentales de interés. Los conjuntos de ecuaciones obtenidos se ajustan adecuadamente a los datos estudiados y presentan asociaciones estadísticamente significativas entre los diferentes factores de entrada y sus respectivas respuestas.

Los resultados obtenidos muestran, de manera general, que queda por hacer trabajos sustanciales si se quiere que esta tecnología crezca y encuentre un nicho de mercado estable. Por ejemplo, optimizar de mejor manera los circuitos hidráulicos, desarrollar más eficientes y más accesibles fuentes de energía magnética o mejorar el desempeño de las existentes, sintetizar materiales con propiedades magnetocalóricas más altas (ΔT_{ad} y c_p altos), diseñar AMR con geometrías optimizadas, encontrar condiciones iniciales y de operación ideales para cada material, entre otros.

12 Recomendaciones

Los resultados obtenidos en el desarrollo de este proyecto introducen nuevos aspectos que merecen ser investigados, dando continuidad al esfuerzo que el grupo de investigadores ha puesto en esta área de la ingeniería. La convergencia de métodos analíticos, experimentales y computacionales de alto desempeño y la tecnología que ha sido posible implementar y usar en el curso del proyecto, permiten proyectar una ruta a seguir para contribuir en la investigación del sector energía. Finalmente, la actualidad de los temas estudiados es una oportunidad para fortalecer los vínculos existentes de colaboración científica internacional.

13 Agradecimientos (opcional)

Los autores desean agradecer a la Vicerrectoría de Investigación del Instituto Tecnológico de Costa Rica, al personal docente, administrativo y técnico de la Escuela de Ingeniería en Producción Industrial y de la Escuela de Ciencia e Ingeniería de Materiales.