

ANÁLISIS NUMÉRICO DE FLUJOS EN MEDIOS POROSOS

Sarabia Oscar (1), Luviano-Ortiz J. Luis (2)

1 [Licenciatura en Ingeniería Mecánica, Universidad de Guanajuato] |
[oscar_sarab@hotmail.com]

2 [Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Campus Irapuato- Salamanca,
Universidad de Guanajuato] | [luis.luviano@ugto.mx]

Resumen

En este proyecto se realiza un estudio sofisticado fluido-termodinámico computacional (mediante un análisis numérico), el cual consiste en proponer un disipador de calor poroso homogéneo al interior de un canal horizontal de sección transversal rectangular constante; el propósito es proporcionar enfriamiento al interior del disipador de calor. Los resultados obtenidos permiten analizar el comportamiento termodinámico del flujo cuando se usa un disipador poroso en comparación a cuando el disipador es no-poroso lo cual permite definir sus ventajas y desventajas. De los resultados se concluye que la implementación de un disipador poroso tiene mayores ventajas con respecto a un disipador no poroso, en cuanto a transferencia de calor se refiere, ya que el disipador poroso tiene una mayor área de disipación de energía, una reducción en aproximadamente un 30% en la temperatura máxima del disipador poroso respecto al no poroso, y al mismo tiempo presenta un vórtice de estancamiento menos alargado a la salida del mismo en comparación con el disipador no poroso, sin embargo, se presenta una mayor caída de presión en comparación con el disipador no poroso. Por último, cabe señalar que el fluido de trabajo fue aire en flujo laminar y que el material que conformó el disipador de calor poroso fue aluminio, con dimensiones de 60 mm x 24 mm.

Abstract

In this project, a sophisticated study of thermodynamic computational fluid (through a numerical analysis) is carried out, which consists of proposing a homogeneous porous heat sink inside a horizontal channel of constant rectangular cross-section; the purpose is to provide cooling to the interior of the heat sink. The results obtained allow to analyze the thermodynamic behavior of the flow when using a porous heatsink, compared to when the heatsink is non-porous, this allow to define the advantages and disadvantages of the porous heat sink. From the results it is concluded that the implementation of a porous heatsink has greater advantages over a non-porous heatsink in terms of heat transfer, since the porous heatsink has a greater area of energy dissipation, a reduction in approximately 30% at the maximum temperature of the porous dissipater relative to the non-porous heatsink, and at the same time presents a less elongated stagnation vortex at the outlet thereof compared to the non-porous heatsink, however, there is a greater pressure drop in compared to the non-porous heatsink. Finally, it should be noted that the working fluid was air in laminar flow and the material of porous heat sink was aluminum, with dimensions of 60 mm x 24 mm.

Palabras Clave

Disipador de calor; Porosidad; Transferencia de calor; Líneas de flujo

INTRODUCCIÓN

En la actualidad la tendencia en los nuevos equipos de cómputo consiste en generar altos flujos de energía en sus dispositivos electrónicos lo cual conlleva por lo tanto a la producción de grandes cantidades de calor; lo anterior tiene como consecuencia que se requiera de un enfriamiento óptimo en dichos dispositivos para evitar con ello causarles daño. Las supercomputadoras utilizan la convección forzada de aire a través de estos dispositivos electrónicos (como por ejemplo los chips) para lograr mantener los dispositivos dentro de un rango de operación. Muchos disipadores de calor se encuentran aletados para lograr este fin, sin embargo, las nuevas tendencias e investigaciones indican que los disipadores de calor porosos tienen una gran ventaja sobre los anteriormente mencionados, debido a que poseen un mayor potencial en transferencia de energía, ya que éstos tienen una mayor área de disipación de energía para un mismo volumen [1]. Muchos estudios acerca del comportamiento hidrodinámico y térmico de un medio poroso confinado en un canal horizontal se han publicado recientemente. Hunt y Tien [2] investigaron experimentalmente la transferencia de energía de distintas espumas porosas completamente confinadas en canales rectos. Calmidi y Mahajan [3] exploraron la convección forzada de espumas de aluminio en canales rectangulares. La porosidad y densidad de poro de las espumas de aluminio usadas por Calmidi y Mahajan [3] fueron 0.90 – 0.97 y 5 – 40 PPI (poros por pulgada, por sus siglas en inglés) respectivamente. Angirasa [4] estudió experimentalmente la optimización en transferencia de energía de espumas de aluminio parcialmente confinadas en canales rectangulares. Tzeng [5] logró medir las características de transferencia de calor de un disipador de calor poroso de aluminio (porosidad de 0.97) completamente confinado, con un cilindro conductor de cobre insertado en el medio poroso, para aumentar la transferencia de calor, debido a que se logra extender la superficie a la cual se le suministra un flujo de calor a lo largo del interior del disipador de calor poroso.

Como se mencionó anteriormente, la mayor parte de los estudios se enfocan en disipadores de calor porosos totalmente confinados en canales horizontales, siendo estos estudios experimentales. Tomando en cuenta que la ejecución de un estudio experimental es onerosa, en cuanto a su montaje y tiempo, en el presente estudio se muestran las características de un análisis numérico termodinámico computacional de un disipador de calor poroso (con una porosidad de 0.9) de aluminio, parcialmente confinado en un canal de sección transversal rectangular constante. El objetivo de este estudio está enfocado en la comparación del comportamiento termodinámico y de las características del disipador poroso con el no poroso. Este análisis permitirá determinar las ventajas de un disipador sobre el otro, de igual forma, se mostrará la tendencia de comportamiento del disipador. Los resultados aquí mostrados permitirán caracterizar un disipador de calor poroso, por esta razón la presente investigación es de suma importancia e interés.

MATERIALES Y MÉTODOS

Como se mencionó anteriormente el fenómeno a analizar es un disipador poroso y no poroso de aluminio con los parámetros y condiciones de operación mostrados en la IMAGEN 1.

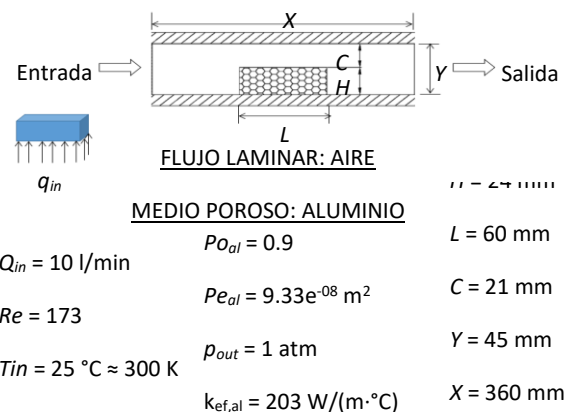


IMAGEN 1: Vista frontal de disipador de calor poroso de aluminio, mostrando dimensiones y condiciones de operación.

Al disipador poroso con dimensiones 60 mm [L] x 24 mm [H] fabricado de aluminio con porosidad de 0.9, se le suministró un flujo de aire a razón de 10

l/min ($Re = 173$). Para ello, se consideró que el aire ingresó uniformemente en el ducto horizontal, posteriormente, dicho aire pasó a través del disipador poroso, para posteriormente salir del ducto a presión atmosférica. Aunado a esto, al disipador de calor poroso se le suministró un flujo de calor constante de 0.22 W/cm^2 en la cara inferior de éste.

Por otra parte, las ecuaciones gobernantes que describen el fenómeno bajo estudio son:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + X + S_x \quad \dots(1)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + Y + S_y \quad \dots(2)$$

$$S_i = -\frac{\mu}{\alpha} \bar{v} \quad \dots(3)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad \dots(4)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{\partial(k \frac{\partial T}{\partial x})}{\partial x} + \frac{\partial(k \frac{\partial T}{\partial y})}{\partial y} + S_f^h + \dot{q} \quad \dots(5)$$

Como se observa en las ecuaciones que describen el fenómeno de estudio, el flujo de fluido a través de un medio poroso es complejo ya que está representado por ecuaciones diferenciales parciales, acopladas y no lineales.

Para la solución de las ecuaciones diferenciales parciales se tomaron en cuenta las siguientes suposiciones:

- 1) Estado estacionario.
- 2) Estudio en una sola fase.
- 3) Medio poroso isotrópico y homogéneo.
- 4) Propiedades constantes al variar posición y temperatura.
- 5) Coeficiente de resistencia inercial cero.
- 6) Estudio bidimensional del fenómeno.

Una vez establecidas las ecuaciones gobernantes y tomando en cuenta las suposiciones pertinentes, el fenómeno se redujo en complejidad, pero aún así fue difícil obtener una solución analítica, fue

debido a ello que se auxilió de métodos numéricos que proporcionaron soluciones aproximadas, mediante el método de volumen finito. Lo anterior se logró mediante el uso de un software especializado de simulación en termo-fluidos.

Por último, en la Tabla 1 se muestran las propiedades del fluido de trabajo y del disipador de calor poroso.

Tabla 1: Propiedades del aire y del aluminio poroso [1]

Propiedades	Aluminio poroso	Aire
Densidad, ρ . [kg/m ³]	2707	1.1614
Viscosidad, μ . [kg/(m·s)]	*	1.846×10^{-5}
Calor específico, c_p . [J/(kg·K)]	903	1007
Permeabilidad, α . [m ²]	9.33×10^{-8}	*
Coeficiente de resistencia viscosa, D . [m ⁻²]	1.071811×10^7	*
Conductividad térmica, k . [W/(m·K)]	203	0.0263

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados obtenidos del análisis hidrodinámico del disipador poroso y no poroso se observan en las IMÁGENES 2–4, en las cuales se muestra el comportamiento del flujo.

Las líneas de corriente a través del canal horizontal, coloreadas con la magnitud de la velocidad del flujo de trabajo se muestran en la IMAGEN 2. En el caso a) se muestra un disipador no poroso de aluminio, mientras que para el caso b) el disipador de calor es un medio poroso de aluminio con porosidad de 0.9 y un coeficiente de resistencia viscosa igual al inverso de la permeabilidad. En las dos configuraciones se observa claramente el desarrollo de la capa límite hidrodinámica a lo largo del canal horizontal, en donde para los dos casos hay un aumento y disminución en la velocidad de las líneas de

corriente, esto provocado por la reducción y aumento en el área de la sección transversal, respectivamente. Donde este fenómeno es explicado por la ecuación de continuidad para un flujo incompresible.

También se observa que en los dos casos se forma un vórtice de estancamiento a la salida del dissipador de calor, esto es inducido por la pérdida de energía debido a la fricción del aire con las paredes del canal, con las paredes del dissipador de calor ya sea poroso o no poroso, y con la energía de rozamiento disipada por la acción de entrada y salida de aire al dissipador poroso. Este vórtice de estancamiento es no deseado desde un enfoque de transferencia de energía, ya que provoca que el aire esté recirculando alrededor de un punto crítico (donde su velocidad es cero y hay casi nulo movimiento del aire), lo cual no es favorable si se desea mantener el dissipador de calor a baja temperatura, lo ideal sería que el aire entrara al canal, rodeara rápidamente el dissipador si es no poroso o fluyera rápidamente al interior del dissipador poroso y saliera, evitando la posible la recirculación de aire ya caliente en el canal, lo cual es lo que incita un vórtice de estancamiento. En la IMAGEN 2 se puede observar que el caso b) es el que presenta un vórtice de estancamiento a la salida del dissipador menos elongado (125 mm) y por ende, se tiene una menor cantidad de aire caliente estancado recirculando.

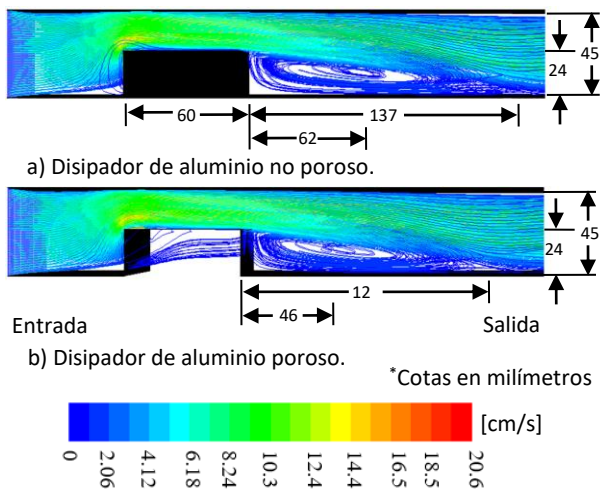


IMAGEN 2: Líneas de corriente a través del canal horizontal.

En base a lo anterior, se puede concluir que el flujo másico que sale del dissipador poroso es el

actor que mitiga o intenta destruir el vórtice a la salida de los dissipadores, es por eso que este vórtice es menos elongado (125 mm).

Como se puede observar en la IMAGEN 2, en el dissipador no poroso no se tiene flujo entrando a través de él ya que es poroso, contrario al caso del dissipador poroso; por lo tanto, el que el flujo ingrese al dissipador es favorable para el análisis térmico ya que se incrementa el área de disipación de energía.

A fin de analizar y comprender el comportamiento hidrodinámico al interior del medio poroso, en la IMAGEN 3 se muestran los vectores de velocidad. Donde el aire ingresa al dissipador a velocidades relativamente altas en comparación a la velocidad que tiene el fluido en una región cercana a la salida del mismo. Esta pérdida de velocidad o energía se debe a la fricción al pasar entre los poros, lo cual afecta por ende la transferencia de energía, es decir, conforme el fluido fluye al interior del dissipador su capacidad de remover calor es menor ya que la velocidad del fluido va disminuyendo.

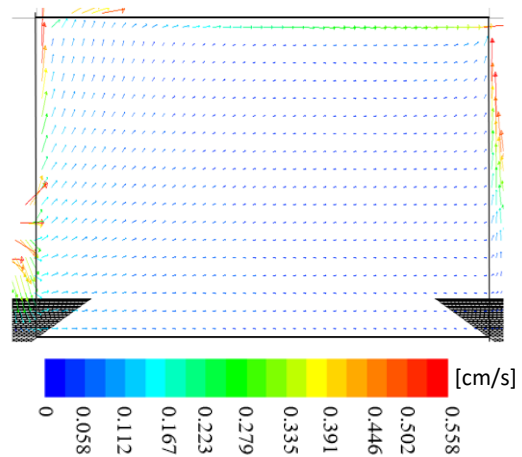


IMAGEN 3: Vectores de velocidad al interior del dissipador poroso.

En la IMAGEN 4 se muestra variación de la presión a través del canal horizontal. Esta imagen muestra que el vórtice que se presenta después del dissipador poroso es derivado a consecuencia de los gradientes de presión negativos, debido al paso del fluido por el canal y el interior del medio poroso, produciendo una zona donde la presión es negativa (zona azul), lo que conlleva a la

formación del vórtice. El fluido tiende siempre a dirigirse hacia la zona de menor estado energético, se mueve hacia a la zona donde hay menor resistencia a su paso, es por eso que tiende a moverse hacia la zona de menor presión, estancándose y formando el vórtice. Se puede concluir de la IMAGEN 4 que un disipador de calor poroso apegado a la realidad presenta mayor caída de presión, en comparación con un medio no poroso, caídas de presión provocadas principalmente por el paso del fluido al interior del medio poroso.

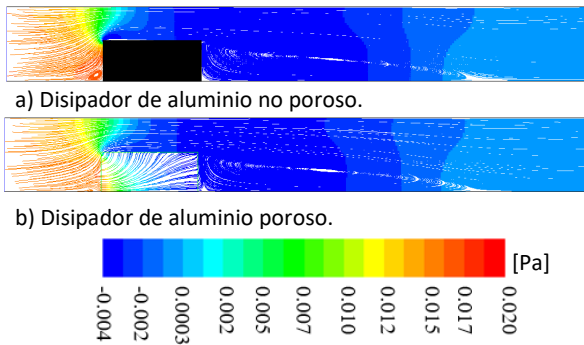


IMAGEN 4: Variación de la presión a través del canal horizontal.

En la IMAGEN 5 se muestran los contornos de temperatura para el disipador no poroso y el poroso, respectivamente. En esta imagen se observa que la mayor remoción de calor se tiene para el disipador poroso, por lo tanto, es evidente que el utilizar un disipador de calor poroso reduce eficientemente las temperaturas del disipador de 430 K (cuando es no poroso) a 330 K (cuando es poroso) aproximadamente. Esto es debido principalmente a que, en un medio poroso se incrementa el área de disipación de energía, y por ende su temperatura disminuye. Esto es muy útil si se desea mantener los dispositivos de cómputo en rangos de temperatura aceptables para su correcto funcionamiento.

En la IMAGEN 6 se muestran las temperaturas máximas que alcanzan los disipadores de calor cuando se varía el flujo volumétrico de entrada. Para las cuatro variantes mostradas se tiene una reducción de temperatura de los disipadores dentro de un rango de 20 % a 30 %, cuando se utiliza un medio poroso en comparación cuando es no poroso.

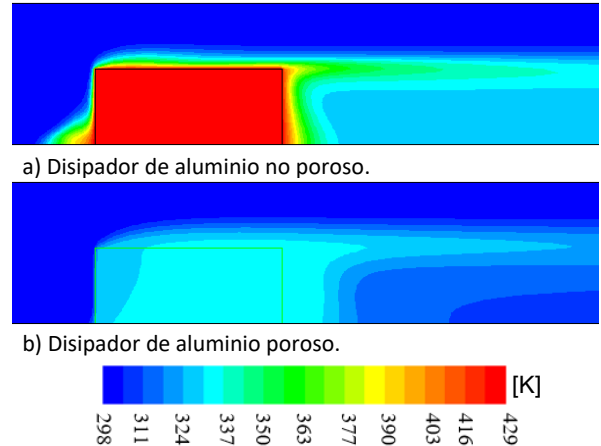


IMAGEN 5: Contornos de temperatura a través del canal horizontal.

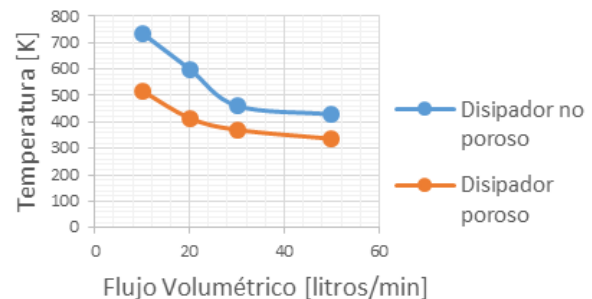


IMAGEN 6: Variación de las temperaturas máximas en los disipadores con respecto a la variación del flujo volumétrico.

CONCLUSIONES

Este trabajo consistió en realizar un estudio sofisticado fluido-termodinámico computacional (mediante un análisis numérico), proponiendo un disipador de calor poroso homogéneo al interior de un canal horizontal de sección transversal rectangular constante, comparando los resultados con un disipador de calor no poroso de aluminio. Suministrando un flujo de calor constante de 0.22 W/cm² en la cara inferior del disipador. Cabe señalar que el fluido de trabajo fue aire en flujo laminar y que el material que conforma el disipador de calor poroso es aluminio, con dimensiones de 60 mm [L] x 24 mm [H]. Las conclusiones más importantes se describen a continuación.

En un medio no poroso no hay entrada de fluido al interior de éste debido a que es completamente sólido; sin embargo, en los disipadores porosos sí

hay entrada de fluido, por lo tanto, esto es de gran ventaja en un análisis térmico, ya que se incrementa el área de disipación de energía y por lo tanto disminuyen las temperaturas del disipador de calor poroso hasta un 30% con respecto al no poroso. Reduciendo de 430 K (disipador no poroso) a 330 K (disipador poroso).

En la IMAGEN 2, el caso b) es el que presenta un vórtice de estancamiento a la salida del disipador menos alargado (125 mm) y, por ende, se tiene una menor cantidad de aire caliente recirculando. Ésta es una ventaja del disipador de calor poroso sobre el no poroso.

El flujo másico que entra y en especial que sale del medio poroso es el actor que mitiga o intenta destruir el vórtice a la salida del disipador, es por eso que el vórtice es menos alargado (125 mm), ver IMAGEN 2. Siendo esta una ventaja de los disipadores porosos sobre los no porosos.

El disipador b) (IMAGEN 2) muestra un comportamiento de flujo favorable al interior del disipador, donde entra y sale rápidamente el fluido, sin recircularse, favoreciendo a la transferencia de energía, por esta razón se obtienen temperaturas menores cuando el disipador es poroso.

Un disipador de calor poroso apegado a la realidad (disipador b) de la IMAGEN 4) presenta una mayor caída de presión, en comparación con un medio no poroso, caídas de presión que se deben de considerar para la implementación del compresor.

AGRADECIMIENTOS

Se extiende el agradecimiento al Departamento de Ingeniería Mecánica de la DICIS, así como a todo el grupo de compañeros que trabajan haciendo investigación, por su apoyo, consejos y tiempo invertido para el desarrollo del proyecto.

Agradezco también al M.I. Carlos Ulises González Valle por su apoyo y sugerencias.

REFERENCIAS

Libros:

Incropera, P., DeWitt, P. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor (4ta ed.) México: Prentice Hall.

Artículos:

[1] T.M. Jeng, S.C. Tzeng, F.Z. Tang, Fluid flow and heat transfer characteristics of the porous metallic heat sink with a conductive cylinder partially filled in a rectangular channel, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 4216–4227.

[2] M.L. Hunt, C.L. Tien, Effects of thermal dispersion on forced convection in fibrous media, *Int. J. Heat Mass Transfer* 31 (1988) 301–309.

[3] V.V. Calmidi, R.L. Mahajan, Forced convection in high porosity metal foams, *ASME J. Heat Transfer* 122 (2000) 557–565.

[4] D. Angirasa, Experimental investigation of forced convection heat transfer augmentation with metallic fibrous materials, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45 (2002) 919–922.

[5] S.C. Tzeng, Spatial thermal regulation of aluminum foam heat sink using a sintered porous conductive pipe, *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2006) 117–126.