

# **Modelo computacional y metodología de optimización del funcionamiento de un intercambiador de calor de diseño compacto empleado como IHX en HTGR**

***Raciel de la Torre Valdés y Juan Luis Francois Lacouture***

*Universidad Nacional Autónoma de México*

*Avenida Insurgentes Sur # 3000. Coyoacán. Ciudad Universitaria. CDMX. CP: 04510  
delatorrevaldes@gmail.com; juan.luis.francois@gmail.com*

## ***Resumen***

Los intercambiadores de calor intermedios (IHX) presentes en los reactores nucleares de alta temperatura enfriados por gas (HTGR) presentan condiciones de operación complejas, caracterizadas por valores de temperatura superiores a los 1073 K. Los diseños convencionales de tubos y coraza han mostrado desventajas con respecto a los diseños compactos. En este trabajo se construyeron modelos computacionales de un diseño de intercambiador de calor compacto, el de circuito impreso, bajo condiciones de IHX en una instalación con HTGR. En estos modelos se consideró una geometría detallada en tres dimensiones, correspondientes a una unidad de transferencia del intercambiador de calor. Se emplearon técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional y Métodos de Elementos Finitos para estudiar el funcionamiento termohidráulico y mecánico del equipo, respectivamente. Las propiedades de los materiales fueron definidas como funciones de la temperatura. Los resultados termohidráulicos obtenidos fueron establecidos como condiciones de operación en los cálculos estructurales. Se desarrolló una metodología basada en el análisis de los costos capitales y de operación, la cual tiene en cuenta la transferencia de calor, la caída de presión y el comportamiento mecánico de la estructura, en una única variable de optimización. Se obtuvo mediante el análisis de los resultados experimentales de otros autores, una relación entre el tiempo de explotación del equipo y el esfuerzo máximo en la estructura, la cual fue utilizada en el modelo. Los resultados muestran que el modelo que permite una mayor eficiencia térmica difiere del que tiene menor costo total por año.

## **1. INTRODUCCIÓN**

Uno de los diseños de reactores nucleares con mayores perspectivas de aplicación es el HTGR, el cual ofrece ventajas en cuanto a la eficiencia del proceso de generación de electricidad. El fluido refrigerante de los HTGR es el gas helio que alcanza temperaturas a la salida superiores a los 1173 K. Este calor también puede ser utilizado en aplicaciones de alta temperatura y en la producción de hidrógeno por métodos de alta eficiencia [1]. En instalaciones de este tipo es necesaria la presencia de un IHX, el cual tiene como objetivo principal aislar el circuito primario del resto de la instalación [2]. La eficiencia energética de la planta y los parámetros de funcionamiento de la turbina también están relacionados con su funcionamiento.

Existen diferentes diseños de intercambiadores de calor que pueden ser adoptados como IHX en instalaciones con HTGR. Los diseños más estudiados y con mayor experiencia de explotación son los de tubos y coraza. Sin embargo, se ha demostrado que los diseños más ventajosos en este tipo de aplicación no son los convencionales [2]. Esto se debe a que las dimensiones del equipo deben ser demasiado grandes por el bajo coeficiente de transferencia de calor que tiene el helio. Además, los intercambiadores de tubos y coraza tienen menor resistencia estructural, por lo que se requiere que el espesor de los tubos sea relativamente grande. Por estos motivos, en los últimos años se han dirigido muchos trabajos a investigar intercambiadores de calor de diseño compacto. Entre estos, los de circuito impreso (PCHE) son uno de los que mayores eficiencias térmicas alcanzan, que pueden superar el 98%, con una compactación máxima. Los PCHE son fabricados mediante la unión de placas con canales de flujo grabados foto-químicamente en uno o ambos lados de cada placa. Estos intercambiadores de calor pueden operar en un amplio rango de las condiciones de operación, que incluye presiones de los fluidos de hasta 40 MPa. La eficiencia de los PCHE generalmente es superior a la alcanzada por otros intercambiadores de calor con diseños diferentes bajo condiciones de operación similares [3].

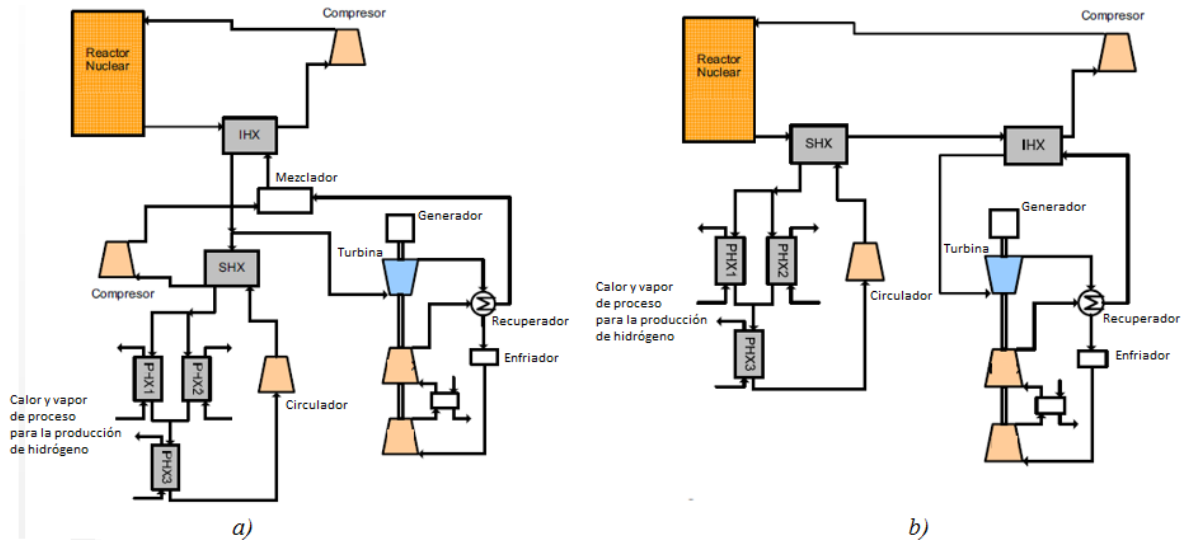
En el caso de los PCHE empleados como IHX en sistemas con HTGR, la poca experiencia de explotación y la inexistencia de correlaciones empíricas y de datos experimentales que permitan estudiar su funcionamiento, ha provocado que algunos autores hayan desarrollado nuevas metodologías para analizar las características termohidráulicas de estos dispositivos. No obstante, pueden señalarse deficiencias en estas metodologías. Por ejemplo, en [4] se obtuvieron dos diseños optimizados de un PCHE, uno en el que se logra una caída de presión reducida con menor transferencia de calor, y otro en el que ocurre lo contrario, pero no se alcanzó un modelo optimizado único. En los trabajos de [5], [6] y [7] se realizan estudios de diseño y de los parámetros de operación de un PCHE basados en la variación de los costos capitales y de operación. En estos casos fue posible evaluar la transferencia de calor y la caída de presión en un único criterio de optimización, el costo total anual, sin embargo la depreciación del equipo fue considerada constante. Por lo tanto, la limitación más significativa ha sido que, para establecer los parámetros de diseño, solo se ha considerado el funcionamiento termohidráulico, sin tener en cuenta la influencia que estos tienen en el comportamiento mecánico de la estructura del intercambiador, y por lo tanto, en la durabilidad del equipo.

El objetivo principal de este trabajo es desarrollar una metodología que permita analizar el funcionamiento termohidráulico y mecánico de los PCHE empleados como IHX en instalaciones acopladas a un HTGR. Para demostrar la metodología propuesta, se construyó un modelo computacional del equipo basado en técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para analizar los parámetros termofísicos y en Métodos de Elementos Finitos (FEM) para el estudio estructural.

## **2. INTERCAMBIADORES CALOR DE CIRCUITO IMPRESO EMPLEADOS COMO IHX ACOPLADOS A HTGR**

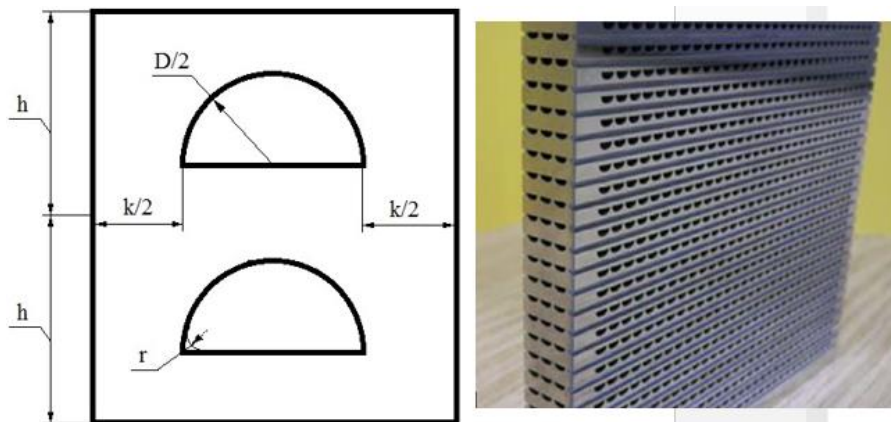
Las configuraciones de los sistemas acoplados a los HTGR con circuitos separados tienen vital importancia porque permiten reducir las concentraciones de tritio en el fluido del segundo circuito [8]. El funcionamiento del IHX también determina la aparición de fluctuaciones en los parámetros de funcionamiento del reactor provocados por la modificación de los parámetros de operación del segundo circuito. En estas instalaciones los elementos pueden estar dispuestos de

diferentes formas [9]. Estas configuraciones determinan condiciones de trabajo de los IHX como la temperatura, la presión, los flujos máscicos de gases y la potencia térmica entregada. Se ha demostrado que las configuraciones que mayores ventajas ofrecen son las denominadas de ciclo paralelo indirecto y de ciclo en serie indirecto, la cuales se muestran en la Figura 1 [2].



**Figura 1. Configuraciones de una instalación VHTR/hidrógeno. a) Ciclo paralelo indirecto. b) Ciclo en serie indirecto. [2]**

Una vez establecida la configuración de la instalación, se debe determinar el diseño y el modo de operación del IHX que ofrece un mejor rendimiento para el funcionamiento del sistema. Si se emplea un PCHE como IHX, las dimensiones que caracterizan su diseño son el diámetro de los canales ( $D$ ), el ancho de las placas ( $h$ ), la separación horizontal de los canales ( $k$ ) y el radio de la curvatura para redondear las esquinas de la semicircunferencia, como se muestra en la Figura 2.



**Figura 2: Dimensiones características de la sección transversal de una unidad de transferencia de un PCHE.**

Al incrementar la densidad de área superficial de transferencia de calor de los PCHE, aumenta el coeficiente global de transferencia, sin embargo, la caída de presión es inversamente proporcional al diámetro de los canales. Por lo tanto, en cada aplicación es necesario obtener las dimensiones

que permiten un rendimiento termohidráulico optimizado. Algunos autores han estudiado algunas variantes de la configuración de estos dispositivos, como son la colocación de aletas aerodinámicas en la cámara de entrada del PCHE [10], los diseños de canales en zigzag [11] y los de canales impresos por ambas caras de cada lámina [4]. Esto se debe a que el rendimiento térmico de un PCHE es generalmente incrementado con una geometría de los canales de flujo compleja. Sin embargo, se ha demostrado que cuando se emplea helio como fluidos primario y secundario, la configuración que mayor rendimiento termohidráulico ofrece es la de canales en zigzag [7]. Los PCHE de canales rectos (canales en zigzag de ángulo de inclinación 0°) son una configuración constructivamente más sencilla y que permite analizar estos dispositivos con una mayor simplicidad. Para demostrar la metodología desarrollada en este trabajo, se construyó un modelo computacional de un PCHE de canales rectos.

### 3. FUNCIONAMIENTO TERMOHIDRÁULICO Y MECÁNICO DE LOS PCHE

Los PCHE empleados como IHX en instalaciones con IHX presentan características termohidráulicas y estructurales que se diferencian de las encontradas en otras aplicaciones debido a las condiciones termodinámicas complejas.

#### 3.1. Funcionamiento Termohidráulico

Generalmente, los PCHE funcionan con flujos en la región de régimen laminar debido a que las velocidades de los flujos de gases son relativamente bajas, necesarias para lograr altos rendimientos térmicos [12]. Los flujos de gases presentes en estos dispositivos son el helio refrigerante del primer circuito en un sistema con un HTGR y en el segundo circuito puede ser igualmente helio o vapor. En el trabajo de [6] se encontró que el régimen de transición en PCHE de canales rectos de sección semicircular, teniendo como fluidos He-He, aparece a partir de valores del número de Reynolds de 2300.

En todas las configuraciones posibles, la transferencia de calor entre los dos fluidos en el interior de un intercambiador puede ser calculada mediante la siguiente expresión:

$$q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (1)$$

Donde  $\dot{m}$  es el flujo másico en kg/s e  $i$  es la entalpía específica del fluido en J/kg. Los subíndices  $h$  y  $c$  representan las regiones de flujos caliente y frío respectivamente, mientras  $i$  se refiere a los parámetros de entrada y  $o$  los de salida. En algunos casos la variación del calor específico con la temperatura es despreciable, por lo que esta relación puede plantearse como:

$$q = \dot{m}_h c_{p_h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c c_{p_c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2)$$

Donde  $c_p$  y  $T$  representan el calor específico en W/kg-K y la temperatura en kelvin del fluido, respectivamente. El calor transferido al fluido se obtiene según la ley de enfriamiento de Newton como:

$$q = UA\Delta T_{mi} \quad (3)$$

Donde  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor y  $A$  es el área de transferencia. Este coeficiente se calcula considerando la resistencia a la transferencia de calor por convección del fluido, la resistencia en la región sólida que los separa y en la interface entre los fluidos y la estructura del intercambiador. En el caso de los PCHE, generalmente las áreas de transferencia de calor de los canales con los fluidos fríos y calientes son iguales, y no existe presencia de aletas, por lo que la ecuación para el cálculo de  $U$  puede expresarse como: [13]

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + R_{f,h}'' + R_w/A + R_{f,c}'' + \frac{1}{h_c} \quad (4)$$

Donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor en cada canal y  $R_f''$  es el factor de impureza por unidad de área. Este factor representa la obstrucción por las impurezas que pueden aparecer en la superficie de la pared del intercambiador en la medida que se incrementa el tiempo de explotación. En el caso de los PCHE operando con fluidos helio-helio a altas temperaturas su valor es muy pequeño en comparación con el valor del coeficiente global de transferencia de calor. La resistencia de la pared a la conducción está representada en la ecuación por  $R_w$  y depende de la configuración geométrica del intercambiador.

Uno de los métodos que permite analizar el funcionamiento termohidráulico de los intercambiadores de calor es el de *eficiencia-NUT*. La eficiencia energética del intercambiador se define como la relación entre la transferencia de calor real ( $q$ ) y la transferencia de calor máxima posible ( $q_{m\acute{a}x}$ ):

$$\eta = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (5)$$

La transferencia de calor máxima que puede lograr el intercambiador se alcanzaría, en principio, con una longitud infinita del dispositivo. La expresión que permite obtener su valor es la siguiente:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (6)$$

Donde  $C_{min}$  es la capacidad calorífica mínima entre los fluidos de trabajo del intercambiador. Es necesario señalar que se debe tomar el valor mínimo porque este corresponde a la energía necesaria para variar en un kelvin la temperatura del fluido, que requiere la mayor transferencia de calor para modificar su temperatura. En el caso de los PCHE operando con fluidos helio-helio, la capacidad calorífica es igual para ambos lados del intercambiador y varía relativamente poco con la temperatura. El calor real transferido,  $q$ , puede ser obtenido como:

$$q = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (7)$$

Si ambos fluidos son iguales y se desprecia la variación del calor específico con la temperatura, como puede ser el caso del estudio de los PCHE teniendo como fluidos de trabajos el gas helio, la eficiencia puede obtenerse como:

$$\eta = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (8)$$

### 3.2. Funcionamiento Estructural

Los intercambiadores de calor en una instalación con HTGR son esenciales para lograr su operación segura. Las condiciones de trabajo de estos materiales en un IHX de este tipo de instalación están caracterizadas por las altas temperaturas de los fluidos, que pueden ser superiores a los 1173 K, con un ambiente corrosivo. Muchas investigaciones se han dirigido al estudio de las características mecánicas de algunas aleaciones especiales bajo condiciones de alta temperatura. Se puede plantear que el material más utilizado en estudios sobre el funcionamiento de los IHX de tipo PCHE ha sido la aleación Inconel 617 [14] [15], aunque esta aún no ha sido calificada por ASME para su uso en los sistemas vinculados a los HTGR. Los aspectos fundamentales que han sido analizados experimentalmente son el esfuerzo admisible del material, el límite de resistencia prolongada, el límite de fluencia, la tasa de deformación relativa y el tiempo de ruptura. No obstante, el comportamiento de materiales sometidos a altas temperaturas, superiores a los 1073 K, se caracteriza por el *límite de resistencia prolongada*,  $\sigma_{rl}$  [16].

El aumento de la temperatura hasta valores cercanos a los 1173 K provoca que la mayoría de las propiedades mecánicas de los materiales se degraden. Otro efecto que tiene lugar durante el incremento de la temperatura es la dilatación térmica. Para analizar los esfuerzos que pueden aparecer debido a esta dilatación en estructuras sometidas a cambios de temperatura, se debe tener en cuenta el tipo de restricciones o apoyos que han sido establecidos. El caso más sencillo se puede describir analizando el desplazamiento en una barra. El alargamiento en una dimensión  $\Delta l$  se obtiene mediante la ecuación:

$$\Delta l = \alpha \Delta T l \quad (9)$$

Donde  $\alpha$  es el coeficiente de dilatación lineal (1/grados). En el caso de que no existan restricciones que obstaculicen el libre alargamiento, no aparecerán en la barra esfuerzos interiores. Sin embargo, en una barra empotrada surge un esfuerzo interior de compresión [16] [17]. Para barras de sección constante, el esfuerzo por dilatación térmica puede calcularse como:

$$\sigma_t = E \alpha \Delta T \quad (10)$$

Esto indica que en las estructuras sometidas a grandes cambios de temperatura, como es el caso del arranque y apagado de un IHX, es necesario considerar en el diseño holguras que permitan cierto desplazamiento provocado por la expansión térmica.

#### 4. Modelo Computacional

En las últimas décadas el desarrollo de los medios de cómputo ha permitido la implementación de métodos numéricos para la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes que describen el comportamiento de los flujos de fluidos y la transferencia de calor entre estos. El empleo de técnicas de CFD permite resolver problemas de este tipo ofreciendo resultados detallados en cada punto del dominio geométrico [18]. La simulación empleando CFD generalmente requiere de simplificaciones del dominio geométrico real, y en el caso del PCHE estudiado en este trabajo se consideró solamente una unidad de transferencia compuesta por un canal frío y uno caliente, como muestra la Figura 2. En la Tabla I se muestran los valores de cada una de estas dimensiones considerados para desarrollar el modelo computacional.

**Tabla I. Dimensiones del PCHE de canales semicirculares rectos.**

Parámetro	Valor inicial (mm)
Diámetro de los canales (D)	1.625
Ancho de las placas (h)	1.6
Separación entre los canales (k)	1.15
Radio de la curvatura de la semicircunferencia (r)	0.1
Longitud de los canales	450

Las propiedades de los materiales helio e Inconel 617 fueron establecidas en función de la temperatura, despreciando su dependencia con respecto a la presión por la poca variación de las propiedades termofísicas debido a la caída de presión [12]. Los datos experimentales del helio fueron tomados del *National Institute of Standards and Technology* en dirección electrónica: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>. Para resolver el problema empleando CFD fue necesario encontrar funciones de interpolación para cada una de las propiedades e introducirlas en el software. En la Tabla 2 se muestran los polinomios obtenidos para fluidos de helio a 7 MPa:

**Tabla II: Polinomios de interpolación de las propiedades del helio a 7 MPa con respecto a la temperatura.**

Propiedad	Función de interpolación
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho = 9.697 - 0.009302 T + 2.953 * 10^{-6} T^2$
Calor específico (J/kg-K)	$C_p = 5127 + 0.2225 T - 3.015 * 10^{-4} T^2 + 1.833 * 10^{-7} T^3 - 2.953 * 10^{-11} T^4$
Viscosidad (Pa*s)	$\mu = 7.764 * 10^{-6} + 4.42 * 10^{-8} T + 5.714 * 10^{-12} T^2$
Conductividad térmica (W/m-K)	$k = 0.07705 + 3.219 * 10^{-4} T - 3.493 * 10^{-8} T^2$

Estos polinomios representan con buena exactitud el comportamiento de las propiedades en el rango de temperatura de interés. En el caso de las propiedades del material estructural los valores

fueron tomados de [www.specialmetals.com](http://www.specialmetals.com) y fueron definidas funciones que caracterizan la dependencia de la conductividad térmica y del calor específico con relación a la temperatura, que se utilizaron en el modelo termohidráulico. Además, para los cálculos estructurales empleando FEM fueron definidas tablas que describen la variación del coeficiente de expansión térmica y de la elasticidad con respecto a la temperatura.

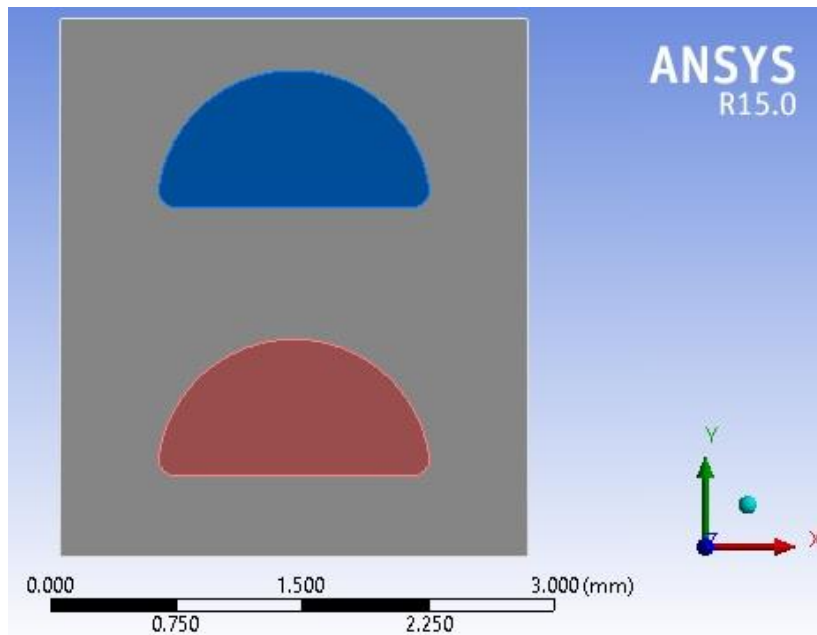
El modelo computacional presentado en este trabajo considera una unidad de transferencia con superficies laterales definidas como condiciones de frontera de simetría. Las características de los flujos en las entradas de los canales caliente y frío que fueron consideradas se muestran en la Tabla 3. Estos valores fueron tomados de la instalación propuesta en el trabajo de [19].

**Tabla III: Características de los flujos de helio a la entrada de los canales del PCHE.**

Canal	Parámetros a la entrada
Flujo caliente	$2.7778 \times 10^{-4}$ kg/s
	7.73 MPa
	1173 K
Flujo frío	$2.7778 \times 10^{-4}$ kg/s
	7.99 MPa
	762 K

El valor del flujo másico propuesto en la Tabla 3 establece un régimen de flujo laminar en los canales. Esto se debe a que el número de Reynolds es inferior a 2300. Se analizaron valores de flujo másico más pequeños, llegando a una reducción de hasta dos órdenes menos.

En la Figura 3 se puede observar el diseño geométrico de la sección transversal del PCHE construido en ANSYS.



**Figura 3: Diseño geométrico de la sección transversal de PCHE construido en ANSYS.**





## 5.1. Metodología para el Análisis de Intercambiadores de Calor con Fluidos a Alta Temperatura

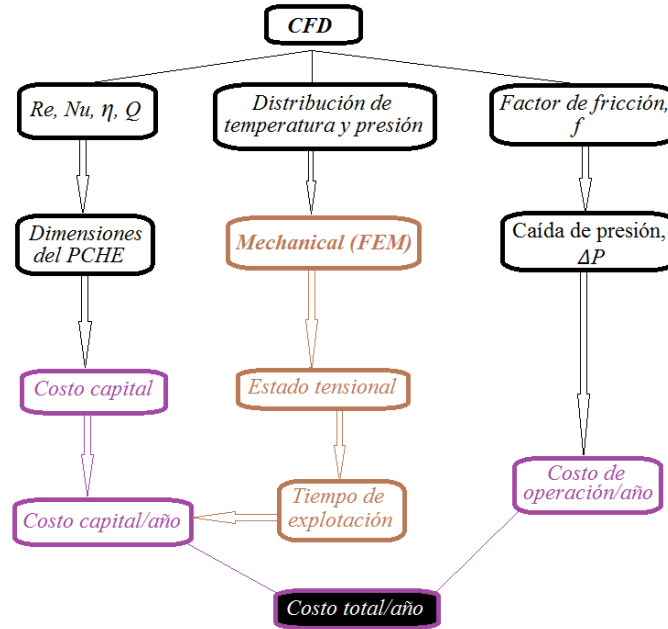
Con el objetivo establecer un criterio de análisis que tenga en cuenta la transferencia de calor y la caída de presión, en [5] se consideró una metodología de optimización basada en un criterio de análisis del costo total anual, el cual es dividido en costos capital y anual. Sin embargo, en este trabajo se calculó un costo capital por año considerando un tiempo de vida útil constante, sin tener en cuenta que la resistencia estructural del equipo depende de las condiciones termofísicas de operación. El costo de operación depende del gasto de electricidad necesario para la compresión de los fluidos compensando las pérdidas por la caída de presión.

Para calcular en este trabajo el costo capital de los PCHE se consideró que al modificar el diseño solo varía el costo por gasto de materiales. El costo de estos dispositivos fue calculado en unidades de *precio/kg*, porque en estas unidades el análisis es independiente de las condiciones termofísicas. En algunas aplicaciones no nucleares este valor, para un PCHE, puede estar alrededor de los 50 \$/kg. Sin embargo, debido a las condiciones de operación presentes en las instalaciones con HTGR, es imprescindible el empleo de aleaciones mucho más costosas, como la aleación Inconel 617, la cual tiene un costo de 120 \$/kg.

La metodología de optimización propuesta en esta investigación está basada en un análisis de la influencia que tiene en los costos los resultados obtenidos en los estudios termohidráulico y mecánico. Esto constituye el aporte más significativo de este trabajo porque se identificó en la bibliografía consultada la inexistencia de un criterio de optimización que permita proponer un diseño óptimo a partir de ambos resultados. La metodología propuesta en este trabajo puede ser descrita en los siguientes pasos:

1. Definición de las condiciones termodinámicas de trabajo del PCHE, como son: flujos másicos, temperatura y presión en las entradas de los canales.
2. Cálculo del calor transferido entre los fluidos, la eficiencia térmica y la caída de presión.
3. Establecimiento de las dimensiones máximas y transferencia de calor del PCHE compuesto por múltiples unidades de transferencia de calor. Esto permite calcular el volumen total del dispositivo, la cantidad de materiales y el costo capital del equipo según el material empleado.
4. Obtención del costo capital en unidades monetarias. El costo capital por año depende de la depreciación del equipo, la cual puede ser estimada conociendo el estado tensional al que es sometido el PCHE.
5. Empleo de la distribución de temperatura en la estructura sólida del PCHE y de la presión de los fluidos para calcular los esfuerzos máximos que aparecen en el equipo. En dependencia del material escogido, se emplean resultados experimentales de otros autores para definir el tiempo de explotación antes de la ruptura según el valor del esfuerzo máximo obtenida.
6. Cálculo del costo de operación anual teniendo en cuenta el costo de la energía eléctrica consumida en este proceso.
7. La suma del costo de operación y del costo capital permite obtener el costo total. Este valor es empleado como criterio de optimización del diseño del PCHE.

En la Figura 5 se representa la metodología descrita anteriormente.



**Figura 5: Metodología propuesta para analizar el funcionamiento del PCHE como IHX.**

En [2] se presentan resultados experimentales sobre el comportamiento mecánico de la aleación Inconel 617 para diferentes valores de temperatura, mostrando que el tiempo de explotación es función del esfuerzo máximo que aparece en la estructura y de la temperatura máxima. Estos datos experimentales son mostrados en la Tabla 4.

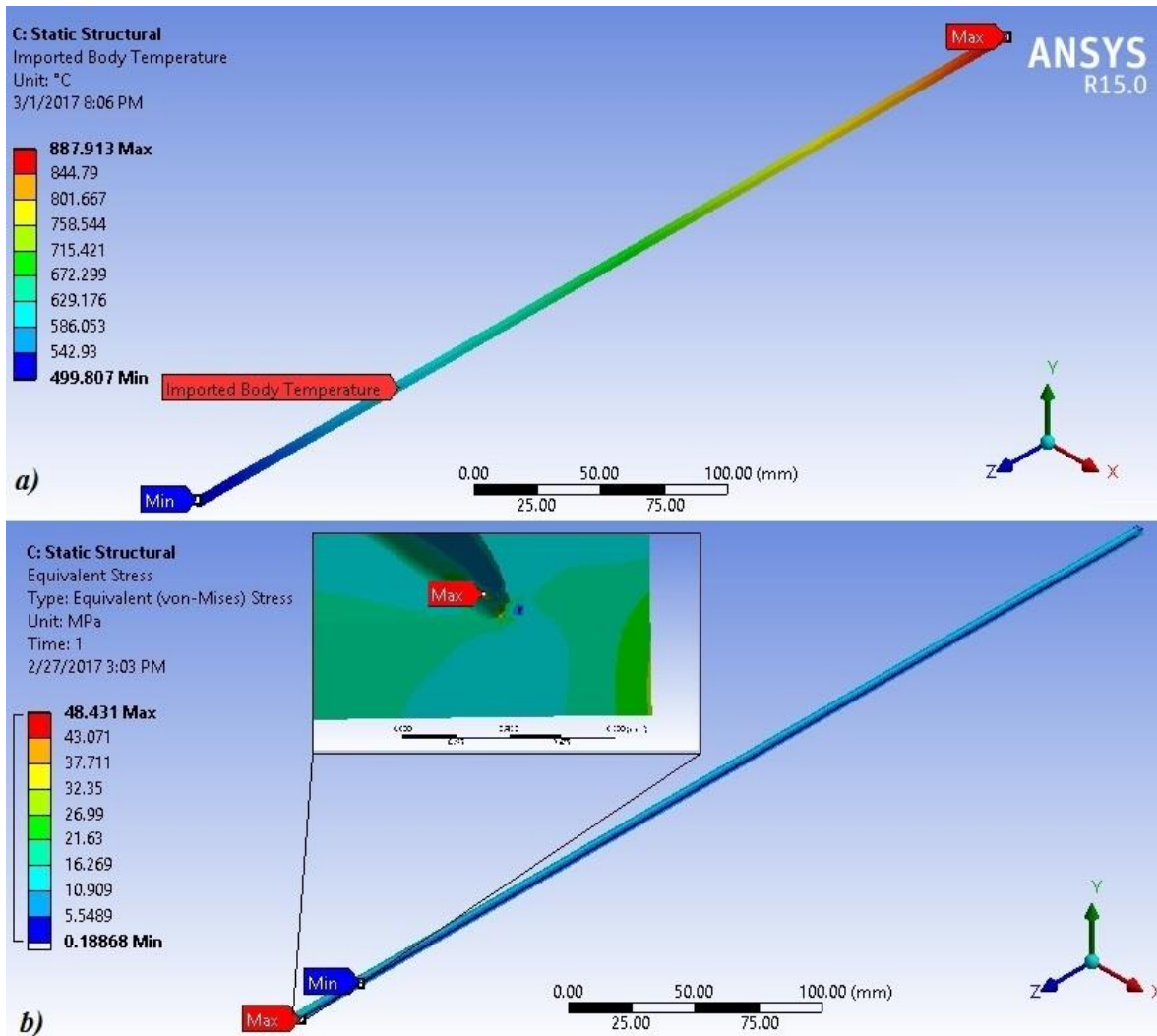
**Tabla 4: Relación entre el tiempo de exposición, la temperatura y el esfuerzo admisible de la aleación Inconel 617 [2].**

Tiempo (horas)	Esfuerzo admisible (MPa)		
	1023.15 K	1073.15 K	1173.15 K
100000	33.1	23.2	10.2
500000	25	15	5
1000000	22.5	12.3	3.5

Con estos valores se construyó una función de interpolación  $t = f(T, \sigma)$  que permite, conociendo el valor de esfuerzo máximo que aparece en la estructura y la temperatura máxima, estimar el tiempo de utilización del intercambiador de calor. Sin embargo, los resultados obtenidos corresponden a valores de esfuerzos en los cuales esta función obtenida no ofrece buena exactitud. Por lo tanto fue necesario encontrar una función más exacta. Considerando los resultados experimentales de [20] para el Inconel 617 en una atmósfera de helio a 1173 K, fue encontrada una función en la que sí se abarcan con exactitud los valores de interés del tiempo de exposición y el esfuerzo. Esta ecuación puede definirse exponencialmente como:

$$t = 10^{9.452} / \sigma^{4.056} \quad (11)$$

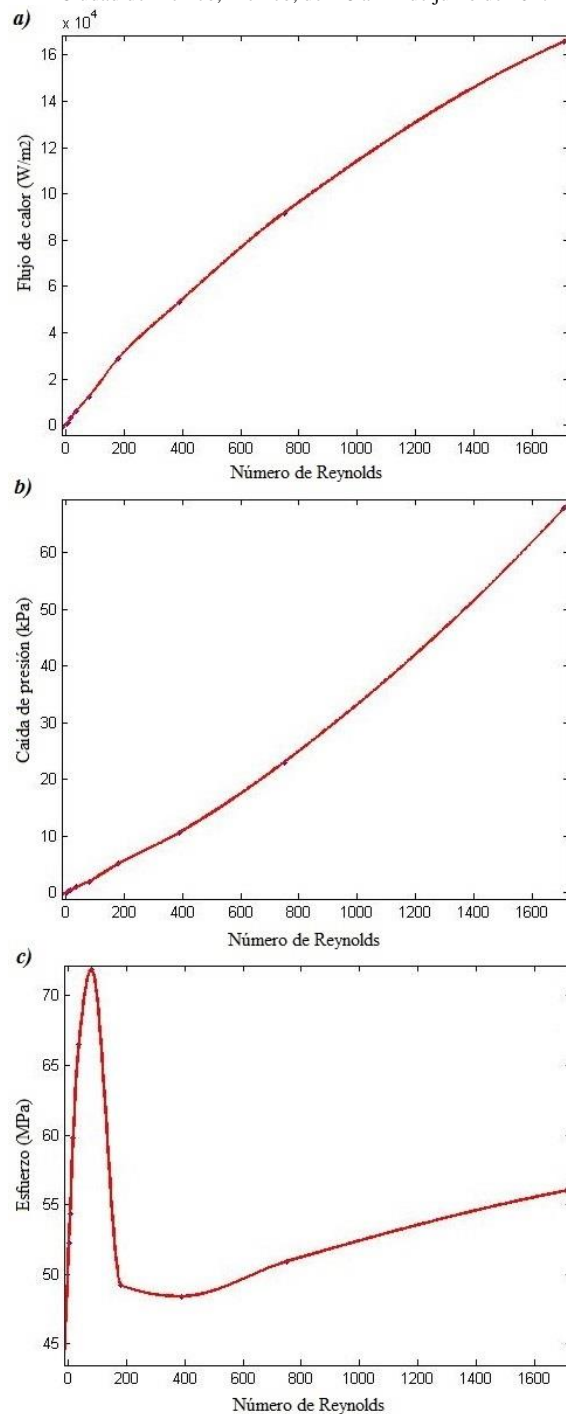
La Figura 5 muestra los resultados termohidráulicos y estructurales obtenidos empleando técnicas CFD y FEM, respectivamente, con flujos de gases iguales en ambos canales de 5.5556 kg/s.



**Figura 6: Contornos de a) temperatura y b) esfuerzos interiores en el PCHE.**

En la Figura 6 se puede verificar que la temperatura mínima se encuentra en la zona de salida del canal caliente y de entrada del canal frío, al igual que la región donde se concentran los esfuerzos interiores de mayor valor. Esto se debe a que en el modelo computacional se restringió el movimiento en las tres direcciones espaciales en esa zona, por lo que aparecen esfuerzos por dilatación térmica. En la región sometida a mayores valores de temperatura se definieron apoyos que permiten una dilatación con mayores grados de libertad, lo cual permite reducir los esfuerzos en la estructura.

A partir de estos resultados termofísicos y mecánicos, y aplicando la metodología propuesta, es posible encontrar el régimen de flujo que permite reducir los costos anuales del equipo al máximo. En la Figura 7 se muestran la variación de la transferencia de calor, la caída de presión y el esfuerzo máximo en la estructura para diferentes valores del número de Reynolds.



**Figura 7: Relación entre a) el flujo de calor, b) la caída de presión y c) el esfuerzo para diferentes valores del número de Reynolds.**

En la Figura 7 a) se puede apreciar que el flujo de calor en la unidad de transferencia del PCHE aumenta al aumentar el número de Reynolds, pero este incremento tiene un comportamiento logarítmico, mientras en la Figura 7 b) se muestra la variación según una ley exponencial de la caída de presión al incrementar el valor del número de Reynolds de los gases que fluyen a través de los canales. Además, en la Figura 7 c) se puede verificar que el esfuerzo interno máximo que

aparece en la estructura presenta un comportamiento más complejo, teniendo un pico en valores intermedios. Esto puede estar causado por la variación de las propiedades mecánicas en ese rango de las condiciones de flujo. Además, el funcionamiento estructural depende de diferentes factores como la distribución de temperatura, la presión interior, y coeficiente de dilatación y la definición de los apoyos.

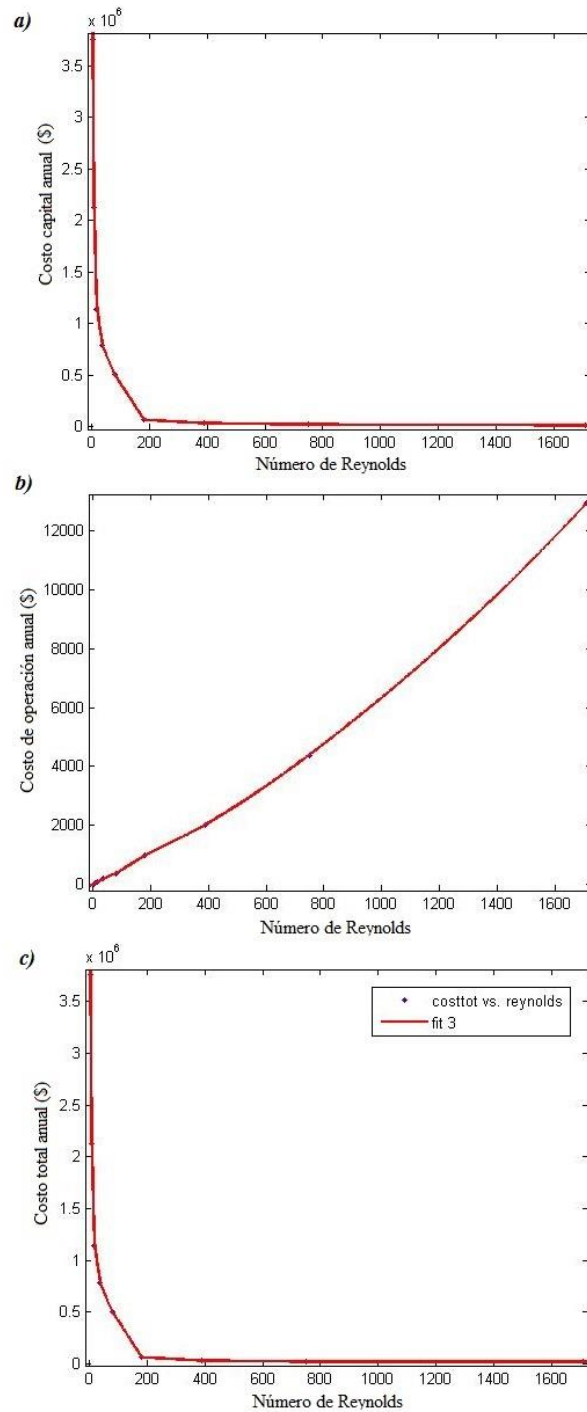
Conociendo la variación del flujo de calor puede calcularse el volumen total del equipo, como se estableció en la metodología descrita anteriormente. Este volumen está restringido por las dimensiones de ancho y alto: 600 mm x 600 mm, límite establecido por el fabricante para un solo módulo. Por otra parte, la caída de presión permite obtener el costo de operación, según la relación siguiente:

$$\text{Costo de operación} = \text{Costo de la electricidad} * \Delta P \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (12)$$

Este valor fue calculado en el rango de flujos másicos estudiado considerando un costo de la electricidad de 0.033 \$/kWh. En la Figura 8 se muestra la variación de los costos capital, de operación y total al variar el valor del número de Reynolds.

El costo capital tiene una disminución de tres órdenes entre el valor mínimo del número de Reynolds de 4.01 y el valor máximo de este número adimensional de 1708.6, donde se encuentra el costo capital mínimo. Este comportamiento se obtiene como resultado de la variación del flujo de calor, el esfuerzo interno en la estructura y el tiempo de explotación del PCHE. Como de esperar, el costo de operación tiene un comportamiento con respecto al número de Reynolds similar a la caída de presión. La suma de estas dos graficas da como resultado el costo total, como muestra la Figura 8 c).

El costo total mínimo es de 21787 \$/año y se obtiene para un número de Reynolds de 748.4, correspondiente a un flujo másico igual en ambos canales de 1.1111E-4 kg/s. Este resultado demuestra que al aplicar la metodología propuesta en este trabajo se puede optimizar el diseño y los parámetros de operación del intercambiador de calor, el cual difiere del diseño de mayor eficiencia térmica, correspondiente a un flujo másico de 5.5556E-6 kg/s.



**Figura 8: Relación entre a) el costo capital, b) el costo de operación y c) el costo total para diferentes valores del número de Reynolds.**

#### 4. CONCLUSIONES

Este trabajo permitió la construcción de modelos computacionales termohidráulico y mecánico de un PCHE bajo condiciones de IHX en instalaciones con HTGR. Fueron creados modelos

numéricos que relacionan las propiedades termofísicas de los materiales con la temperatura. Los resultados empleando FEM mostraron coherencia con los fundamentos teóricos del problema y con los resultados del análisis empleando CFD, empleados como condiciones de operación.

Se desarrolló una metodología que permite analizar el funcionamiento termohidráulico y mecánico de los PCHE sometidos a alta temperatura. Su esencia está basada en los cálculos del costo de operación anual, vinculado a las pérdidas por caída de presión, y del costo capital anual, relacionado con la transferencia de calor y el tiempo de explotación estimado. Con este objetivo, se obtuvo una función que relaciona el tiempo de explotación con el esfuerzo máximo que aparece en la estructura, tomando datos experimentales de otros autores.

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue realizado como parte de la investigación realizada por el primer autor como estudiante de Doctorado en Ingeniería en Energía con apoyo del plan de becas nacionales del CONACyT.

## REFERENCIAS

- [1] D. G. Cacuci, Ed., *Handbook of Nuclear Engineering. Nuclear Engineering Fundamentals*. Springer, 2010.
- [2] C. H. Oh and E. S. Kim, "Heat Exchanger Design Options and Tritium Transport Study for the VHTR System," 2008.
- [3] J. E. Hesselgreaves, *Compact Heat Exchangers, Selection, Design and Operation*, First Edit. New York: Pergamon, 2001.
- [4] S. Lee, K. Kim, and S. Kim, "Multi-objective optimization of a double-faced type printed circuit heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 60, no. 1–2, pp. 44–50, 2013.
- [5] I. H. Kim and H. C. No, "Physical model development and optimal design of PCHE for intermediate heat exchangers in HTGRs," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 243, pp. 243–250, 2012.
- [6] S. J. Yoon, P. Sabharwall, and E. S. Kim, "Numerical study on crossflow printed circuit heat exchanger for advanced small modular reactors," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 70, pp. 250–263, 2014.
- [7] S. Hyun, H. Cheon, and G. Beom, "Assessment of straight , zigzag , S-shape , and airfoil PCHEs for intermediate heat exchangers of HTGRs and SFRs," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 270, pp. 334–343, 2014.
- [8] S. R. Sherman, "Tritium Movement and Accumulation in the NGNP System Interface and Hydrogen Plant," 2007.
- [9] C. B. Davis, R. B. Barner, S. R. Sherman, and D. F. Wilson, "Thermal-Hydraulic Analyses of Heat Transfer Fluid Requirements and Characteristics for Coupling a Hydrogen Product Plant to a High-Temperature Nuclear Reactor," Idaho, 2005.
- [10] J. G. Kwon, T. H. Kim, H. S. Park, J. E. Cha, and M. H. Kim, "Optimization of airfoil-type PCHE for the recuperator of small scale brayton cycle by cost-based objective function," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 298, pp. 192–200, 2016.
- [11] I. H. Kim and H. C. No, "Thermal hydraulic performance analysis of a printed circuit heat exchanger using a helium e water test loop and numerical simulations," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 17–18, pp. 4064–4073, 2011.



- [12] I. H. Kim, H. C. No, J. I. Lee, and B. G. Jeon, "Thermal hydraulic performance analysis of the printed circuit heat exchanger using a helium test facility and CFD simulations," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 239, pp. 2399–2408, 2009.
- [13] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Cuarta Edi. Prentice Hall Hispanoamérica S. A., 1999.
- [14] H. Hassan, A. M. Aneesh, A. Sharma, and A. Srivastava, "Thermal-hydraulic characteristics and performance of 3D wavy channel based printed circuit heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 87, pp. 519–528, 2015.
- [15] J. Figley, X. Sun, S. K. Mylavarapu, and B. Hajek, "Numerical study on thermal hydraulic performance of a Printed Circuit Heat Exchanger," *Prog. Nucl. Energy*, vol. 68, pp. 89–96, 2013.
- [16] P. A. Stiopin, *Resistencia de Materiales*, Cuarta edi. Mir Moscú, 1985.
- [17] R. Subramanian, *Strength of Materials*, Second Edi. Oxford University Press, 2012.
- [18] J. Tu, G. H. Yeoh, and C. Liu, *Computational Fluid Dynamics. A Practical Approach*. Elsevier, 2008.
- [19] C. Wang, R. G. Ballinger, and P. W. Staphle, "Design of a power conversion system for an indirect cycle, helium cooled pebble bed reactor.," *Proceedings of the HTR-2002, Petten, NL, April 22–24, 2002*.
- [20] W. Kim, J. Park, and S. Hong, "Creep and Oxidation Behaviors of Alloy 617 in Air and Helium Environments at 1173 K," *Procedia Eng.*, vol. 55, pp. 819–822, 2013.