



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DE CHILE
ESCUELA DE INGENIERIA

**MODELAMIENTO DE LA
TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE
PLACAS PARALELAS CON UN *COATING*
SELECTIVO**

TOMÁS ANDRÉS SALINGER URQUIZA

Tesis para optar al grado de
Magíster en Ciencias de la Ingeniería

Profesor Supervisor:
WOLFRAM JAHN

Santiago de Chile, agosto, 2020

© 2020, Tomás Andrés Salinger Urquiza



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DE CHILE
ESCUELA DE INGENIERIA

MODELAMIENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE PLACAS PARALELAS CON UN *COATING* SELECTIVO

TOMÁS ANDRÉS SALINGER URQUIZA

Tesis presentada a la Comisión integrada por los profesores:

WOLFRAM JAHN

DocuSigned by:

Wolfram Jahn V.

736185E702134AF...

JORGE RAMOS

J. Ramos

808E89056D94B4...

ANDRÉS DIAZ

Andrés J. Díaz

38809197847484...

CARLOS BONILLA

Carlos Bonilla M.

DDDF36F1289645E...

Para completar las exigencias del grado de
Magíster en Ciencias de la Ingeniería

Santiago de Chile, agosto, 2020

A mis padres, hermanas, polola y amigos, que me apoyaron en todo este proceso de crecimiento.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco enormemente a mi familia, a mi polola, a mis amigos, a mis compañeros y a mis profesores. En especial al profesor Amador Guzmán por iniciarme en este camino de aprendizaje e investigación, al profesor Wolfram Jahn por recibirme como alumno y guiarme hacia el final de mi proceso y mi amigo y compañero Mario Di Capua por siempre esforzarse en guiarme para sacar lo mejor de mí y ayudarme a crecer como profesional y como persona.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
ÍNDICE DE TABLAS	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vii
RESUMEN.....	ix
ABSTRACT	x
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Motivación	5
1.2 Hipótesis.....	6
1.3 Objetivos	6
2. MARCO TEÓRICO	8
2.1 Modelo analítico.....	8
2.1.1 Ecuaciones de conducción	11
2.1.2 Ecuaciones de convección	12
2.1.2 Ecuaciones de radiación.....	13
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS	20
3.1 Método de solución	20
3.2 Resultados modelo analítico.....	21
3.3 Resultados modelo analítico con parámetros de operación	33
3.4 Estimación de las pérdidas de calor	45
4. CONCLUSIONES.....	48
BIBLIOGRAFIA.....	55

A N E X O S.....	59
Anexo A: Montaje experimental propuesto	60
Anexo B: Resistencia térmica y caída de presión <i>coldplate</i>	67
Anexo C: Emisión espectral coating selectivo a 300°C	68
Anexo D: Emisión espectral coating selectivo a 400°C	69
Anexo E: Emisión espectral coating selectivo a 500°C	70
Anexo F: Tabla Función de radiación de cuerpo negro	71
Anexo G: Código del modelo analítico EES.....	72
Anexo H: Código MATLAB emisividades espectrales equivalentes	74

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1: Emisividades de la placa caliente y fría para los casos evaluados.....	24
Tabla 2: Valores críticos de distancia entre placas para el cambio de mecanismo de transferencia entre conducción y convección	34
Tabla 3: Emisividades espectrales equivalentes para 300, 400 y 500°C en la cara caliente.....	37
Tabla 4: Sensores e instrumentos.....	65

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1: Diagrama general del sistema.....	8
Figura 2: Modelo de resistencias térmicas y diagrama de transferencia de calor.....	10
Figura 3: Modelo de resistencias térmicas equivalentes por radiación.....	14
Figura 4: Factores de visión para superficies rectangulares.....	15
Figura 5: Factores de visión entre placas paralelas y laterales según la distancia entre ellas.....	16
Figura 6: Emisividad por longitud de onda.....	18
Figura 7: Relación de la distancia entre placas con el número de Rayleigh a diferentes ΔT	23
Figura 8: Variación del número Nusselt convectivo promedio versus Rayleigh para diferentes casos de emisividades.....	25
Figura 9: Líneas de corriente estacionarias para el primer patrón de flujo (izquierda) y para el segundo (derecha).....	28
Figura 10: Variación del número de Nusselt radiativo promedio versus el número de Rayleigh para diferentes casos de emisividades.....	29
Figura 11: Variación del número de Nusselt total promedio versus el número de Rayleigh para diferentes casos de emisividades.....	30
Figura 12: Porcentaje de contribución de la radiación a la transferencia de calor total en la cavidad.....	31

Figura 13: Número de Nusselt convectivo con respecto a la distancia entre placas.....	34
Figura 14: K efectivo versus distancia entre placas.....	36
Figura 15: Calor emitido por radiación y factor de visión según distancia entre placas.....	38
Figura 16: Variación del número de Nusselt radiativo según la distancia entre placas.....	39
Figura 17: Porcentaje de contribución de la radiación a la transferencia de calor total en la cavidad.....	40
Figura 18: Variación de la temperatura en la placa fría (T_{cold}) con respecto a la distancia entre placas.....	41
Figura 19: Temperatura de la cara fría a distintos números de Reynolds de enfriamiento.....	42
Figura 20: Variación del número de Nusselt total según la distancia entre placas.....	43
Figura 21: Calor total transferido, por mecanismo según distancia entre placas para $T_{hot}=300^{\circ}C$	44
Figura 22: Esquema general del experimento y sus componentes.....	60
Figura 23: Ubicación de termocuplas del cuello, superficiales y de los <i>cartridge heaters</i>	63

RESUMEN

En este trabajo se presenta un estudio de la transferencia de calor entre placas paralelas recubiertas con un *coating* emisivo. La placa inferior está a una temperatura caliente y la superior se mantiene fría. La cavidad intermedia se encuentra rellena con aire y las paredes laterales son consideradas adiabáticas y reflectantes. Se desarrolló un modelo analítico de transferencia de calor unidimensional y estacionario, que describe los parámetros críticos y magnitudes en que operan la conducción, convección y radiación. Se utilizó un caso base para validarlo, el cual considera una diferencia de temperaturas fija de 60°C entre placas y 3 combinaciones de emisividades en las placas caliente (ε_1) y fría (ε_2): El primero considera $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,9$; el segundo $\varepsilon_1 = 0,9$; $\varepsilon_2 = 0,05$ y el tercero $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,05$. Dichos casos se analizaron con respecto al número de Rayleigh para el rango, $10^3 < Ra < 10^7$, con la distancia entre placas como variable. Se reportó el comportamiento de las tasas de transferencia de calor a través del número de Nusselt (Nu) de convección, radiación y total, así como también el porcentaje de aporte de la radiación con respecto a la transferencia total. Posteriormente, se evaluó el modelo para condiciones experimentales. Las temperaturas a las cuales se evaluó la cara caliente son 300, 400 y 500°C y en la cara fría son dependientes de la efectividad de enfriamiento del circuito de disipación. También se desarrolló un modelo para obtener la emisividad equivalente a través de gráficos de emisividad espectral, y con ellos se evaluó el efecto de la radiación en la transferencia de calor para parámetros experimentales. Se consideró el fenómeno de convección de Rayleigh-Bénard y se determinaron los parámetros críticos en que la transferencia de calor cambia de conducción pura a convección predominante ($Ra=1708$, $Nu=1$). Por último, se propone un montaje experimental para evaluar y afinar el modelo analítico.

Palabras Claves: Rayleigh-Bénard, Radiación, Convección, Convección natural, Emisor, Emisividad, Transferencia de calor, Placas paralelas, Emisor selectivo, Conversión de energía, Radiación espectral, Emisividad espectral, Montaje experimental.

ABSTRACT

This work presents a study of heat transfer between parallel plates coated with an emissive coating. The bottom plate is at a hot temperature and the top plate is kept cold. The intermediate cavity is filled with air and the side walls are considered adiabatic and reflective. A one-dimensional stationary heat transfer analytical model was developed, which describes the critical parameters and magnitudes in which conduction, convection and radiation operate. A benchmark case was developed to validate it, which considers a fixed temperature difference of 60°C between plates and 3 combinations of emissivities in the hot (ε_1) and cold (ε_2) plates: The first one considers $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,9$; the second $\varepsilon_1 = 0,9$; $\varepsilon_2 = 0,05$ and the third $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,05$. These cases were analyzed for the Rayleigh number in the range, $10^3 < Ra < 10^7$, with the distance between plates as a variable. The behavior of the heat transfer rates was reported through the Nusselt number (Nu) for convection, radiation and total, as well as the percentage of radiation to the total heat transfer. Subsequently, the model was evaluated for experimental conditions. The temperatures at which the hot side was evaluated are 300, 400 and 500°C and on the cold side are dependent on the cooling effectiveness of the dissipation circuit. A model was also developed to obtain the equivalent emissivity through spectral emissivity graphs, and with them the effect of radiation on heat transfer was evaluated for experimental parameters. The Rayleigh-Bénard convection phenomenon was considered and the critical parameters were determined in which the heat transfer changes from pure conduction to predominant convection ($Ra = 1708$, $Nu = 1$). Finally, an experimental setup is proposed to evaluate and refine the analytical model.

Keywords: Rayleigh-Bénard, Radiation, Convection, Natural Convection, Emitter, Emissivity, Absorptance, Heat Transfer, Parallel plates, Selective Coating, Energy Conversion, Spectral Radiation, Spectral Emissivity, Experimental Setup

1. INTRODUCCIÓN

El estudio de la transferencia de calor entre placas paralelas ha sido objeto de múltiples investigaciones debido a su relevancia práctica en muchas aplicaciones científicas e ingenieriles, tales como, diseño de colectores solares, sistemas de enfriamiento para componentes electrónicos, hornos, equipos de combustión, quemadores, entre otros. La mayoría de estas aplicaciones poseen grandes diferencias de temperaturas en superficies grises y requieren un modelamiento que considere las relaciones geométricas involucradas y las variaciones en las propiedades del fluido involucrado (Ridouane et al. 2005). La transferencia de calor en recintos cerrados o cavidades, lateralmente aisladas, con una placa inferior caliente y una superior fría, tiene la particularidad de presentar condiciones convectivas particulares e inestables y recibe el nombre de convección de Rayleigh-Bénard.

En la literatura se han llevado a cabo múltiples investigaciones experimentales, numéricas y analíticas para la convección de Rayleigh-Bénard, sin embargo, los estudios que consideran la radiación de las superficies involucradas son comparativamente menos numerosos y en la práctica el efecto de la radiación no es despreciable, aun cuando el fluido en si no participe de la misma (Ridouane et al. 2004).

Una aplicación que involucra la convección de Rayleigh-Bénard pareada con radiación espectral para superficies paralelas con emisividad selectiva, son los sistemas termofotovoltaicos (TPV), que corresponden a un motor de calor que utiliza un absorbedor-emisor para convertir radiación térmica a un espectro específico, apropiado para cada celda y luego a electricidad. Estos sistemas utilizan radiación solar o térmica

que es concentrada hacia un absorbedor para luego conducirla como calor en un espectro modificado hacia un emisor que se encargará de emitirla en dicho espectro a una celda fotovoltaica que trabaje en el mismo rango espectral.

Por otro lado, existen sistemas de recuperación de calor industrial que utilizan *coatings* selectivos, aumentando así la transferencia de calor por radiación al sistema de recuperación o deshecho.

En 2014 Lenert et al. propusieron un sistema TPV experimental en vacío a altas temperaturas, con eficiencias de $\sim 3,2\%$. Para dicho sistema se utilizaba un conjunto absorbedor emisor, el cual recibía radiación solar concentrada que luego emitía en un espectro específico hacia una celda fotovoltaica (PV) para favorecer la eficiencia de conversión y aprovechamiento de la densidad energética espectral.

En el paper “*Natural convection heat transfer in horizontal and vertical closed narrow enclosures with heated rectangular finned base plate*” de S.A. Nada (2007), se propone un modelo analítico y experimental para analizar la transferencia de calor por convección entre placas paralelas para un recinto cerrado en que la placa inferior está caliente y la superior fría. En este trabajo la placa caliente fue analizada con aletas en distintas configuraciones, para así entender dichos efectos en los mecanismos de transferencia para maximizar el calor transferido. El análisis propuesto compara el modelo analítico y los datos experimentales obtenidos con respecto a distintas condiciones adimensionales del número de Rayleigh y Nusselt.

Este trabajo se centrará en la transferencia de calor mixta por conducción, convección y radiación para placas paralelas calentadas desde abajo. Como se mencionó anteriormente, múltiples trabajos han sido publicados para la convección de Rayleigh-Bénard, sin

embargo, pocos de estos consideran las superficies activas como grises e involucran así el efecto de la radiación en la transferencia de calor total.

La interacción entre la convección natural y radiación térmica inducida por superficies grises en una cavidad cuadrada con aire calentada desde abajo fue estudiada numéricamente por algunos autores. Balaji y Venkateshan (1994) muestran que la radiación superficial altera significativamente la distribución de temperatura dentro de la cavidad y los patrones de flujo convectivo. Se reportó que la variación del número de Nusselt convectivo promedio con respecto a cambios en las emisividades está limitado, sin embargo, el número de Nusselt radiativo era fuertemente dependiente de la emisividad de las caras emisivas activas. Otro efecto reportado fue que la radiación superficial implica una caída en el componente convectivo, sin embargo, esta tiende a ser compensada por la transferencia radiativa que se lleva a cabo entre la placa caliente y fría, por lo tanto, el efecto neto de la radiación es tender a aumentar la transferencia de calor total para emisividades mayores a 0,229.

Akiyama y Chong (1997) estudiaron el problema de una cavidad cuadrada con superficies grises y rellena con aire. Sus resultados mostraron que las emisividades juegan un rol importante en la distribución de temperatura en la cavidad y en los patrones de flujo, especialmente para números de Rayleigh altos. El número de Nusselt convectivo promedio aumenta cuando se incrementa Rayleigh, sin embargo, solo se detectaron pequeñas variaciones al aumentar la emisividad. Por otro lado, el número de Nusselt radiativo aumenta rápidamente con la emisividad. También fue reportado que el número de Nusselt convectivo depende principalmente del número de Rayleigh y la emisividad,

sin embargo, Ra es a su vez dependiente de la razón de aspecto de la cavidad y de la diferencia de temperatura entre placas.

Ramesh et al. (1999) realizaron un estudio numérico experimental para una cavidad cuadrada calentada desde abajo y con paredes isotérmicas. Se consideraron valores altos y bajos de emisividad para las superficies internas de la cavidad. El principal objetivo de su estudio fue responder si era posible, en la práctica, establecer condiciones adiabáticas para las paredes laterales. Encontraron que era casi realizable con una desviación razonable, incluso con aire como fluido intermedio.

D’Orazio et al. (2004) estudió el problema de la convección de Rayleigh-Bénard para cavidades rectangulares 2D rellenas de aire, calentadas desde abajo y enfriadas desde arriba, asumiendo paredes adiabáticas. Las ecuaciones gobernantes de masa, momento y energía fueron resueltas con un modelo basado en el algoritmo SIMPLE-C. Se simularon múltiples razones de aspecto para la cavidad, para el rango de Rayleigh de $10^3 \leq Ra \leq 2 \cdot 10^6$ y se detectaron las condiciones críticas de Rayleigh para los cambios de patrones en el flujo convectivo, detectando abruptos cambios en el número de Nusselt.

Ridouane et al. (2004) estudió el efecto de superficies grises en múltiples soluciones estacionarias obtenidas para una cavidad cuadrada rellena con aire y calentada desde abajo. Su estudio fue llevado a cabo de manera numérica, con un método de diferencias finitas, donde las paredes laterales de la cavidad fueron consideradas adiabáticas y grises. Los parámetros de estudio utilizados fueron principalmente el número de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 2.5 \cdot 10^6$) y la emisividad ($0 \leq \varepsilon \leq 1$). Sus resultados mostraron que la radiación

superficial altera significativamente el rango de existencia de las soluciones obtenidas y la transferencia de calor neta a través de la cavidad.

En su siguiente trabajo, en 2005, Ridouane et al. resolvieron el problema con simulaciones numéricas basadas en diferencias finitas, para las ecuaciones de masa, momento y energía. Se evaluaron diferentes combinaciones de emisividades, esta vez considerando las paredes laterales como superficies grises. Se reportaron los cambios en la transferencia de calor por los diferentes mecanismos para los casos de emisividades estudiados y los cambios en los patrones de flujo convectivo, analizando los rangos de existencia y la periodicidad de las soluciones obtenidas.

Más recientemente, Colomer et al. (2004) analizaron el fenómeno de convección natural en conjunto con radiación para una cavidad tridimensional calentada desde abajo. El problema fue resuelto para un medio transparente, mostrando que la radiación aumenta significativamente el flujo de calor entre placas. También se compararon los resultados obtenidos con una aproximación bidimensional.

1.1 Motivación

La principal motivación de este trabajo es comprender en detalle el proceso de transferencia de calor entre emisores y receptores selectivos en un ambiente cerrado donde existe convección natural, conducción y radiación, para así establecer los parámetros donde prima cada uno de estos mecanismos y las condiciones requeridas para la predominancia de la radiación.

Comprender la física involucrada en sistemas de este tipo resulta de interés para futuras aplicaciones TPV, recuperación de calor industrial residual y para posibles futuros desarrollos que involucren elementos térmicos con selectividad espectral. Por otra parte, es importante proponer un montaje experimental para demostrar los conceptos propuestos en el modelo analítico y así tener una referencia práctica de un proceso de transferencia de calor entre placas paralelas con selectividad espectral. Esto puede servir de punto de partida para investigar o diseñar nuevos métodos de transferencia de calor con un mejor aprovechamiento y predicción de la radiación espectral.

1.2 Hipótesis

Los mecanismos de transferencia de calor en cavidades cerradas, con superficies paralelas emisoras y receptoras selectivas, calentadas desde abajo, son fuertemente dependientes de la distancia entre estas y de sus temperaturas superficiales, existiendo condiciones específicas para la predominancia de la radiación por sobre los otros mecanismos, la cual puede ser aprovechada en sistemas TPV o de recuperación de calor.

1.3 Objetivos

El principal objetivo de este trabajo es modelar analíticamente el efecto, en los mecanismos de transferencia de calor, de la emisividad espectral entre superficies emisoras y receptoras selectivas para comprender las condiciones en que prima la radiación con respecto a los otros mecanismos. También, se desea estimar el

comportamiento de la emisividad de la superficie emisora con respecto a los cambios de temperatura superficiales.

Por otro lado, se determinará la incidencia de la distancia entre placas y temperaturas superficiales en la relación entre la convección, radiación y conducción. Así como también se predecirán los parámetros críticos que permitan maximizar la transferencia de calor. Para esto se desarrollará un modelo analítico teórico unidimensional para predecir el comportamiento del sistema, basándose en las leyes de la termodinámica y modelos constitutivos, que servirá para comprobar, calibrar y predecir parámetros en un futuro trabajo experimental.

Por último, se propone una modelación experimental basada en el modelo analítico teórico con el objetivo de desarrollar un entendimiento profundo de la física involucrada en sistemas con transferencia de calor híbrida entre placas paralelas con recubrimiento espectral selectivo. El montaje experimental tiene como objetivo demostrar los conceptos propuestos en el modelo analítico y afinar este mismo iterativamente para generar un modelo predictivo real del experimento.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Modelo analítico

Para analizar la transferencia de calor por radiación según su espectro y compararla con la conducción y/o convección, para los parámetros de temperatura superficial y distancia entre placas, se elaboró un modelo analítico de transferencia de calor unidireccional, tomando como línea de referencia el centro del concentrador de calor y las placas emisora y receptora. Dicha suposición se hizo considerando la simetría axial que caracteriza al sistema en cuestión y considerando las paredes laterales de la zona de transferencia como adiabáticas. Por otro lado, las termocuplas del montaje experimental coinciden con dicha línea del modelo analítico, por lo que se utilizó el modelo analítico como un punto de partida de análisis para hacer ajustes un futuro experimento. A continuación, se presenta un diagrama general del sistema.

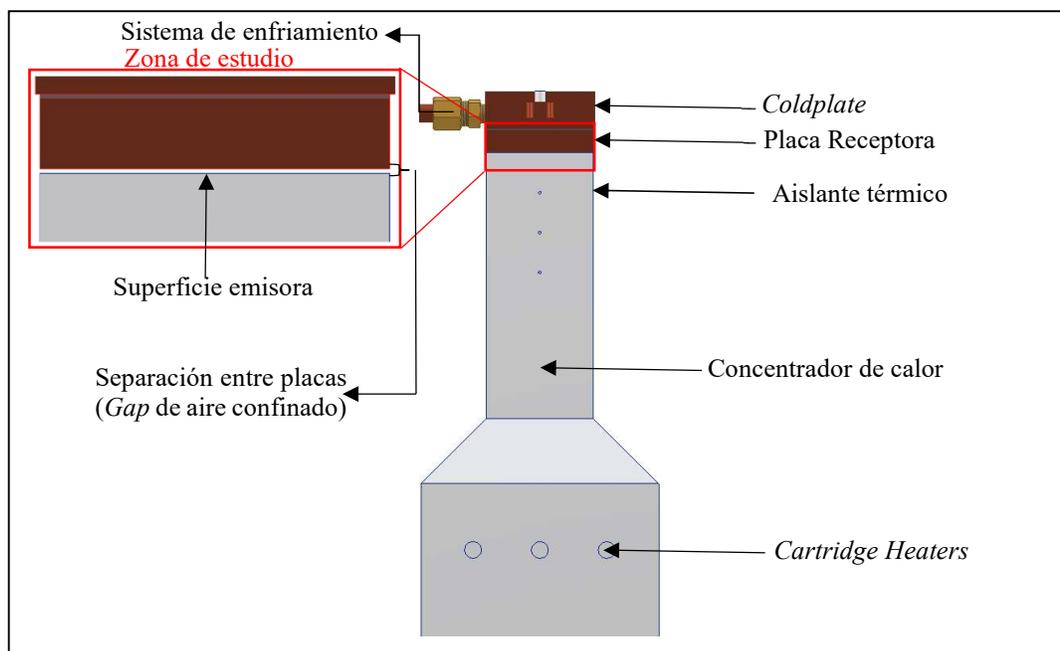


Figura 1: Diagrama general del sistema

Como se puede ver en la figura 1, la sección de transferencia a estudiar es principalmente la emisión de calor desde la superficie emisora con su *coating* selectivo hacia la placa receptora fría que se encuentra en conducción con el *coldplate* o disipador de calor por agua. Como se mencionó anteriormente se supuso una transferencia de calor unidireccional por el centro de los elementos térmicos, desde la placa emisora (parte superior descubierta del concentrador de calor), hasta la placa receptora que está en contacto con el sistema de enfriamiento. Por otro lado, el concentrador se consideró totalmente aislado (adiabático) en su contorno y las paredes laterales en la sección entre las placas (*Gap* de aire) se consideraron adiabáticas y reflectantes. El análisis considera estado estacionario e idealizaciones geométricas. Cabe destacar que este modelo es un punto de partida para lograr calcular los parámetros requeridos para iterar y obtener las temperaturas superficiales deseadas en la cara caliente (300, 400 y 500°C) en el experimento en su estado estacionario.

En la siguiente imagen se muestra un diagrama de la zona de estudio tomada para el modelo analítico, junto con su modelo de resistencias térmicas unidireccional correspondiente.

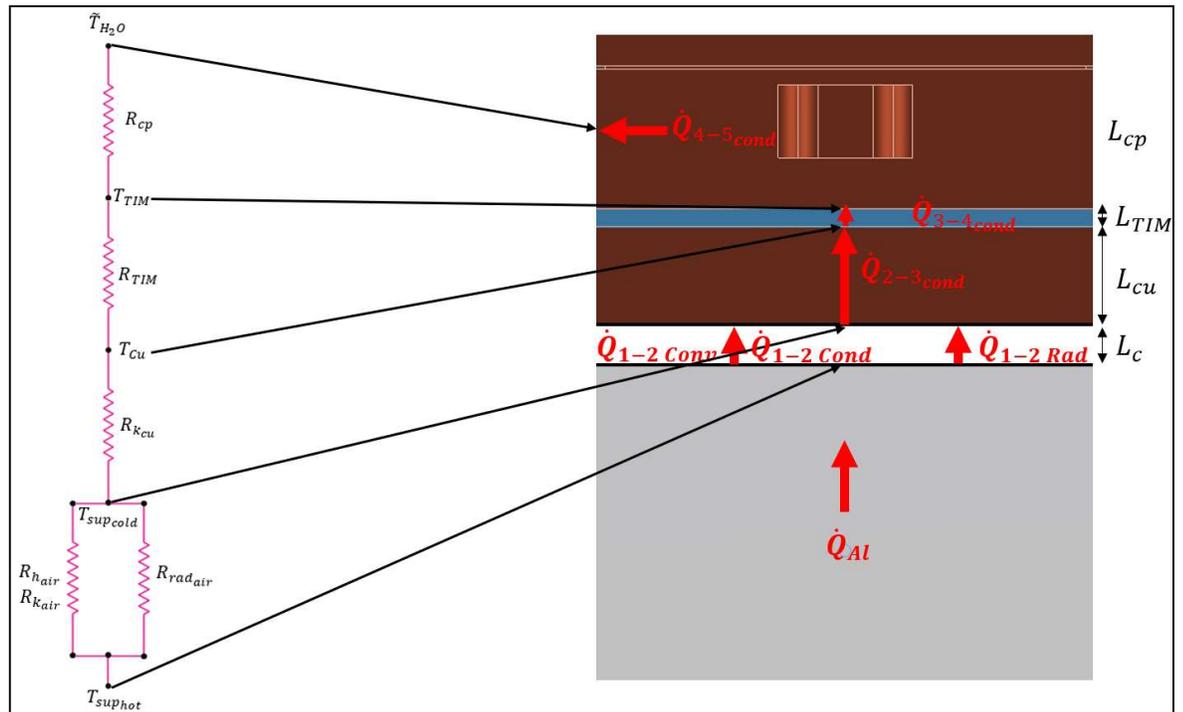


Figura 2: Modelo de resistencias térmicas y diagrama de transferencia de calor

Como se puede apreciar en la figura 2, el modelo supone que el flujo de calor generado en el concentrador (\dot{Q}_{Ai}) es transmitido hasta la superficie de emisión (T_{hot}), para luego ser emitido a través del *gap* (L_c) de aire por radiación ($\dot{Q}_{1-2_{Rad}}$) y convección ($\dot{Q}_{1-2_{Conv}}$) o conducción ($\dot{Q}_{1-2_{Cond}}$), según corresponda, hacia la cara fría (T_{cold}), ambas recubiertas con un *coating* de emisividad espectral caracterizada. Dicho calor luego es transmitido por conducción ($\dot{Q}_{2-3_{cond}}$) a través de la placa de cobre con espesor (L_{cu}), luego hacia el material de interfaz térmica ($\dot{Q}_{3-4_{cond}}$) con espesor (L_{TIM}). Finalmente es absorbido por el *coldplate* ($\dot{Q}_{4-5_{cond}}$) que luego lo llevaría al circuito de enfriamiento que es considerado como un sumidero de calor. Las resistencias térmicas derivadas de las variables son respectivamente: R_{hair} , R_{kair} y R_{radair} para la resistencia convectiva, conductiva y radiativa del

bloque de aire en el *gap*, las que se encuentran en configuración paralela, $R_{k_{cu}}$ para la resistencia por conducción en el cobre, $R_{k_{TIM}}$ para la resistencia del material de interfase o TIM, y $R_{k_{cp}}$ para la resistencia equivalente del *coldplate*. Cabe destacar que para ciertas distancias entre emisor y receptor existirá conducción y radiación, mientras que para otras solamente convección y radiación, debido a esto en la figura 3 se muestran ambas opciones de resistencias equivalentes y calor transferido por sus mecanismos respectivos.

El modelo analítico propuesto utiliza ecuaciones de transferencia de calor por conducción, convección y radiación, además de definirse una ecuación de balance energético, teniendo como base teórica la primera ley de la termodinámica. Por otro lado, cabe destacar que el modelo propuesto es altamente no lineal y acoplado, y tiene como variables dependientes las temperaturas de las superficies y los puntos de cambio de interfaz.

Como se supone un modelo analítico adiabático, las ecuaciones de balance energético para las distintas secciones y supuestos antes mencionados son las que se presentan a continuación:

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{Q}_{1-2 \text{ Cond,Conv}} + \dot{Q}_{1-2 \text{ Rad}} = \dot{Q}_{2-3} = \dot{Q}_{3-4} = \dot{Q}_{4-5} \quad (\text{ecuación 1})$$

2.1.1 Ecuaciones de conducción

Las ecuaciones involucradas en conducción para el modelo analítico responden directamente a la ley de Fourier para conducción de calor unidimensional y unidireccional. Dichas ecuaciones se presentan a continuación. Donde el área de transferencia A , es de 40x40mm:

$$\dot{Q}_{2-3\text{cond}} = \frac{T_2 - T_3}{R_{k_{\text{cu}}}} \quad (\text{ecuación 2})$$

$$R_{k_{\text{cu}}} = \frac{L_{\text{cu}}}{k_{\text{cu}}A_1} \quad (\text{ecuación 3})$$

$$\dot{Q}_{3-4\text{cond}} = \frac{T_3 - T_4}{R_{k_{\text{TIM}}}} \quad (\text{ecuación 4})$$

$$R_{k_{\text{TIM}}} = \frac{L_{\text{TIM}}}{k_{\text{TIM}}A} \quad (\text{ecuación 5})$$

$$\dot{Q}_{4-5\text{cond}} = \frac{T_4 - T_5}{R_{k_{\text{cp}}}} \quad (\text{ecuación 6})$$

$$R_{k_{\text{TIM}}} = \frac{L_{\text{cp}}}{k_{\text{cp}}A} \quad (\text{ecuación 7})$$

2.1.2 Ecuaciones de convección

Las ecuaciones involucradas en la transferencia de calor por convección entre la superficie caliente y fría responden a la ley de Newton de enfriamiento y dependen del coeficiente de convección h_{air} , el cual está directamente relacionado con la resistencia térmica equivalente por convección $R_{h_{\text{air}}}$. Por otro lado, según la relación del coeficiente de convección con el número de Nusselt (Hollands et al.) y de la conductividad del aire, k_{air} , a la temperatura media entre placas en el *gap*, se consideran las siguientes ecuaciones en el modelo:

$$\dot{Q}_{1-2\text{conv}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{h_{\text{air}}}} [\text{W}] \quad (\text{ecuación 8})$$

$$R_{h_{\text{air}}} = \frac{1}{h_{\text{air}}A} \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right] \quad (\text{ecuación 9})$$

$$h_{\text{air}} = \frac{\text{Nu}_{\text{conv}} \cdot k_{\text{air@T}_{\text{air}}}}{L_c} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \quad (\text{ecuación 10})$$

$$T_{\text{air}} = \frac{T_1 + T_2}{2} [\text{K}] \quad (\text{ecuación 11})$$

$$\text{Nu}_{\text{conv}} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{\text{Ra}_L} \right]^+ + \left[\frac{\text{Ra}_L^{\frac{1}{4}}}{18} - 1 \right]^+, \text{ Ra}_L < 10^8 \quad (\text{ecuación 12})$$

$$\text{Ra}_L = \text{Gr}_L \text{Pr}_L \quad (\text{ecuación 13})$$

$$\text{Gr}_L = \frac{g\beta(T_1 - T_2)L_c^3}{\nu^2} \quad (\text{ecuación 14})$$

$$\text{Pr}_L = \frac{c_{p,\text{air}}\mu_{\text{air}}}{k_{\text{air}}} \quad (\text{ecuación 15})$$

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{air}}} [\text{K}^{-1}] \quad (\text{ecuación 16})$$

Donde Nu_{conv} corresponde al número de Nusselt (Razón entre la transferencia de calor convectiva y conductiva), Ra_L corresponde al número de Rayleigh (Transferencia de calor dentro del fluido), Gr_L corresponde al número de Grashof (Fuerzas de flotación versus viscosas), Pr_L corresponde al número de Prandtl (Fuerzas viscosas versus difusividad térmica), β es el coeficiente de expansión volumétrica que explica el cambio de densidad del fluido producto de la temperatura y ν es la viscosidad cinemática. Cabe destacar que para determinar el número de Nusselt, según la correlación de Hollands et al. se considera el rango $\text{Ra}_L < 10^7$ debido a que para rangos mayores de Rayleigh el régimen se puede volver turbulento. Por otro lado, los valores en corchetes se hacen 0 al tomar valores negativos ya que se asegura la condición de conducción pura cuando Nusselt es igual a 1.

2.1.2 Ecuaciones de radiación

Para determinar el calor emitido solo por radiación desde la cara caliente hacia la fría, se requiere conocer dichas temperaturas además de la constante de Stefan

Boltzmann (σ). Por otro lado, se requiere conocer la resistencia térmica equivalente por radiación, $R_{\text{rad,air}}$, del bloque de aire en el *gap*. Por lo tanto, las ecuaciones quedan de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{1-2\text{rad}} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{R_{\text{rad,air}}} \text{ [W]} \quad (\text{ecuación 17})$$

Para obtener la resistencia equivalente por radiación se necesita conocer los valores de los factores de visión entre placas y las emisividades equivalentes de las caras caliente y fría. Tomando esto en consideración se propone el siguiente modelo de resistencias térmicas para el segmento del *gap* de aire (1 a 2).

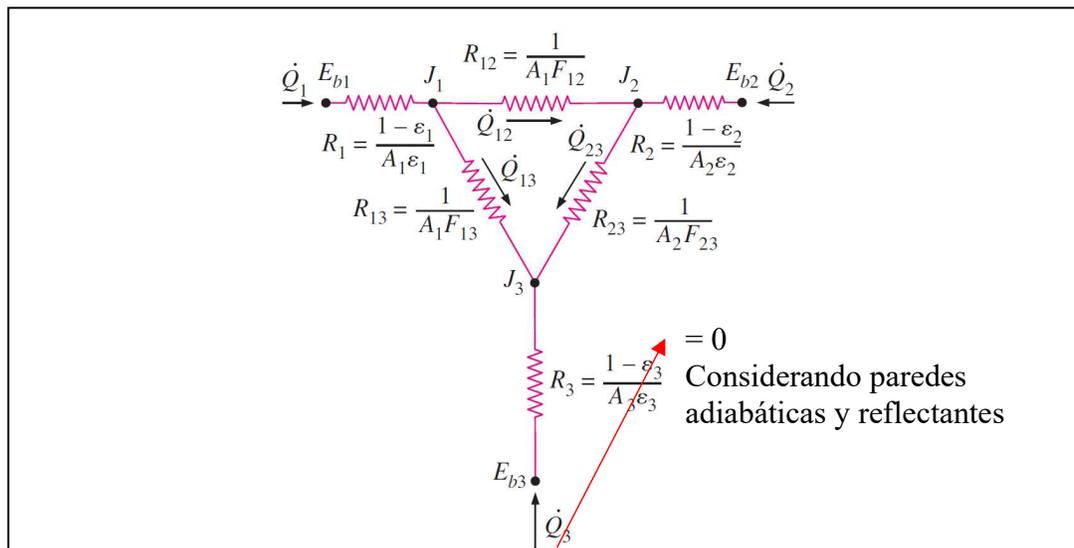


Figura 3: Modelo de resistencias térmicas equivalentes entre placas, por radiación (Fuente: Cengel, 2011)

Como podemos ver en la figura 3, el calor emitido por radiación \dot{Q}_1 , por la cara caliente se transfiere paralelamente a la cara fría y perpendicularmente a las paredes del *gap* a través de las resistencias equivalentes R_1 , R_{12} y R_{13} respectivamente. Por su parte, la cara fría también emite calor por radiación \dot{Q}_2 , según su temperatura, hacia la cara caliente y las paredes laterales del bloque de aire o *gap*, a través de sus

resistencias equivalentes respectivas, R_2, R_{21} y R_{23} . Finalmente, las paredes aisladas del *gap* también emitirían radiación a las caras caliente y fría, sin embargo, al considerar las paredes laterales adiabáticas y reflectantes, $R_3 = 0$ y $R_{31} = R_{13}$ y $R_{32} = R_{23}$. Los factores de visión F , consideran la geometría y orientación entre las caras involucradas como se detalla en el siguiente diagrama.

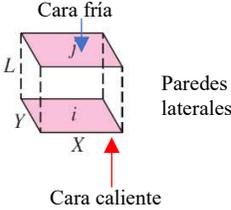
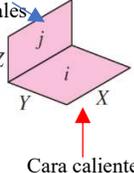
Configuración geométrica	Relación
<p>Rectángulos paralelos alineados</p>  <p>Cara fría</p> <p>Cara caliente</p> <p>Paredes laterales</p>	$\bar{X} = X/L \text{ y } \bar{Y} = Y/L$ F_{12} $F_{i \rightarrow j} = \frac{2}{\pi \bar{X} \bar{Y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1 + \bar{X}^2)(1 + \bar{Y}^2)}{1 + \bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \right]^{1/2} + \bar{X}(1 + \bar{Y}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{X}}{(1 + \bar{Y}^2)^{1/2}} + \bar{Y}(1 + \bar{X}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{Y}}{(1 + \bar{X}^2)^{1/2}} - \bar{X} \tan^{-1} \bar{X} - \bar{Y} \tan^{-1} \bar{Y} \right\}$
<p>Rectángulos perpendiculares con una arista común</p>  <p>Paredes laterales</p> <p>Cara caliente</p>	$H = Z/X \text{ y } W = Y/X$ $F_{13} \quad F_{23}$ $F_{i \rightarrow j} = \frac{1}{\pi W} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - (H^2 + W^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{1}{(H^2 + W^2)^{1/2}} + \frac{1}{4} \ln \left[\frac{(1 + W^2)(1 + H^2)}{1 + W^2 + H^2} \right] \right. \\ \left. \times \left[\frac{W^2(1 + W^2 + H^2)}{(1 + W^2)(W^2 + H^2)} \right]^{W^2} \times \left[\frac{H^2(1 + H^2 + W^2)}{(1 + H^2)(H^2 + W^2)} \right]^{H^2} \right)$

Figura 4: Factores de visión para superficies rectangulares paralelas y perpendiculares (Fuente: Cengel, 2011)

La figura 4 muestra el cálculo para los factores de visión según la geometría correspondiente del sistema. Cabe destacar que los factores de visión consideran la fracción geométrica en que las distintas caras se ven según su disposición. Por lo que para el factor de visión de la cara caliente a la fría se utiliza F_{12} ya que estas son paralelas. Por otro lado, para el factor de visión entre caras perpendiculares cabe destacar que la fórmula presentada, F_{13} considera la visión de la superficie caliente

con una cara lateral perpendicular por lo que el factor de visión total debe considerar las cuatro caras por ende este se debe multiplicar por 4. En el siguiente gráfico se presenta la variación de los factores de visión F_{12} y F_{13} con respecto al aumento de distancia entre placas (L), el cual tendrá un efecto directo en la resistencia por radiación, $R_{\text{rad,air}}$, en el aire de la cavidad.

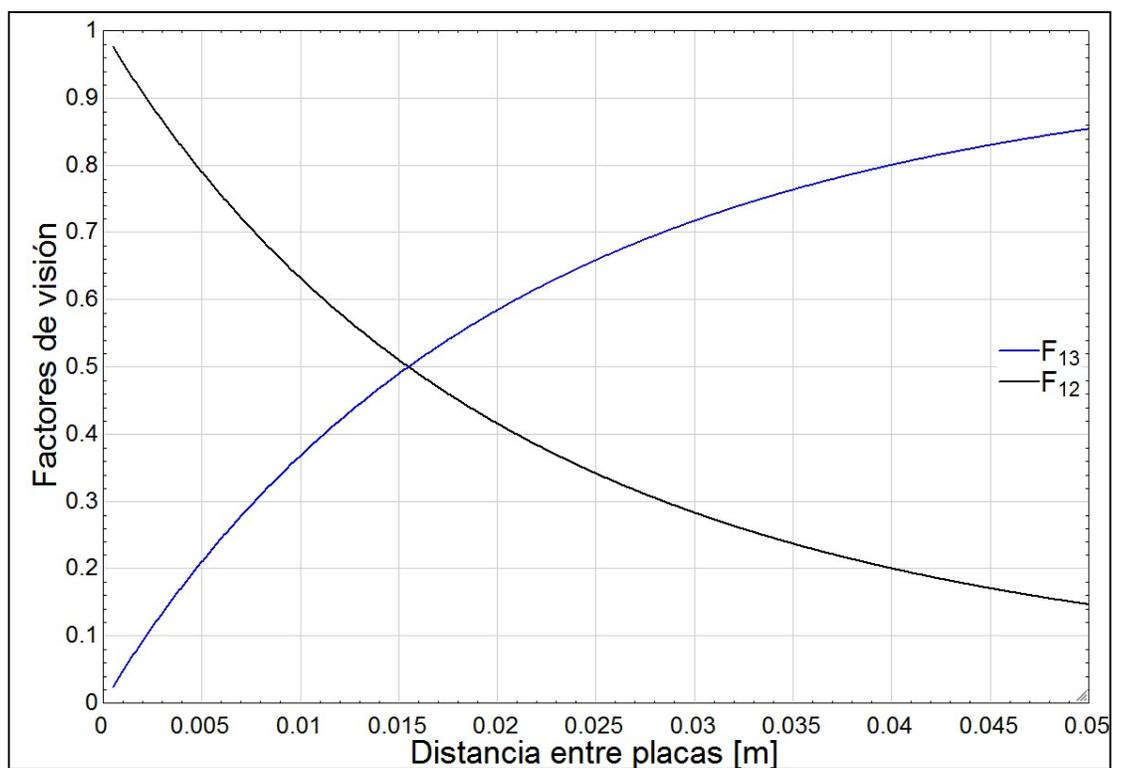


Figura 5: Factores de visión entre placas paralelas y laterales según la distancia entre ellas

Como podemos ver en la figura 5, el factor de visión entre las placas paralelas, F_{12} , disminuye considerablemente al distanciar las placas, mientras que el factor de visión entre la placa caliente y las caras laterales, F_{13} , aumenta en la misma proporción al distanciarlas. Esto se debe principalmente a que el área de la base emisora se mantiene constante mientras que al aumentar la distancia entre placas el

factor de visión con las paredes laterales aumenta debido a que dicha área crecerá al distanciar las placas.

Finalmente, tomando en cuenta el modelo anteriormente propuesto, se establece una ecuación para la resistencia térmica equivalente por radiación, la cual es principalmente dependiente de las emisividades equivalentes promedio y los factores de visión calculados según las fórmulas de la figura 4, la cual se define de la siguiente manera:

$$R_{\text{ra air}} = \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + (((A_1 F_{1-3})^{-1} + (A_2 F_{2-3})^{-1})^{-1} + A_1 F_{1-2})^{-1} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2} \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right] \quad (\text{ecuación 18})$$

Para las primeras iteraciones es razonable considerar las emisividades ε_1 (cara caliente) y ε_2 (cara fría) constantes para todo el espectro, sin embargo, como el objetivo es determinar la radiación espectral emitida con baja incertidumbre, hay que considerar las ecuaciones de poder de emisión espectral de cuerpo negro a longitudes de onda específicas, más conocidas como la ley de distribución de Plank, la cual se define como:

$$E_{b\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(\frac{C_2}{\lambda T}) - 1]} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (\text{ecuación 19})$$

Luego, la energía emitida por un cuerpo negro por unidad de área sobre una banda de longitudes de onda, desde $\lambda = 0$ hasta λ , se expresa como:

$$E_{b,0-\lambda}(T) = \int_0^\lambda E_{b\lambda}(\lambda, T) d\lambda \left[\frac{\text{W}}{\text{m}} \right] \quad (\text{ecuación 20})$$

Por otro lado, la fracción de radiación emitida desde un cuerpo negro a la temperatura T , en la banda de longitudes desde $\lambda = 0$ hasta λ , se define como función de radiación de cuerpo negro:

$$f_{\lambda}(T) = \frac{\int_0^{\lambda} E_{b\lambda}(\lambda, T) d\lambda}{\sigma T^4} \quad (\text{ecuación 21})$$

Para calcular la emisividad promedio para una temperatura superficial fija, se obtuvieron los promedios de emisividad por escalones para pequeños rangos del espectro según los gráficos de emisividad espectral de la figura 6.

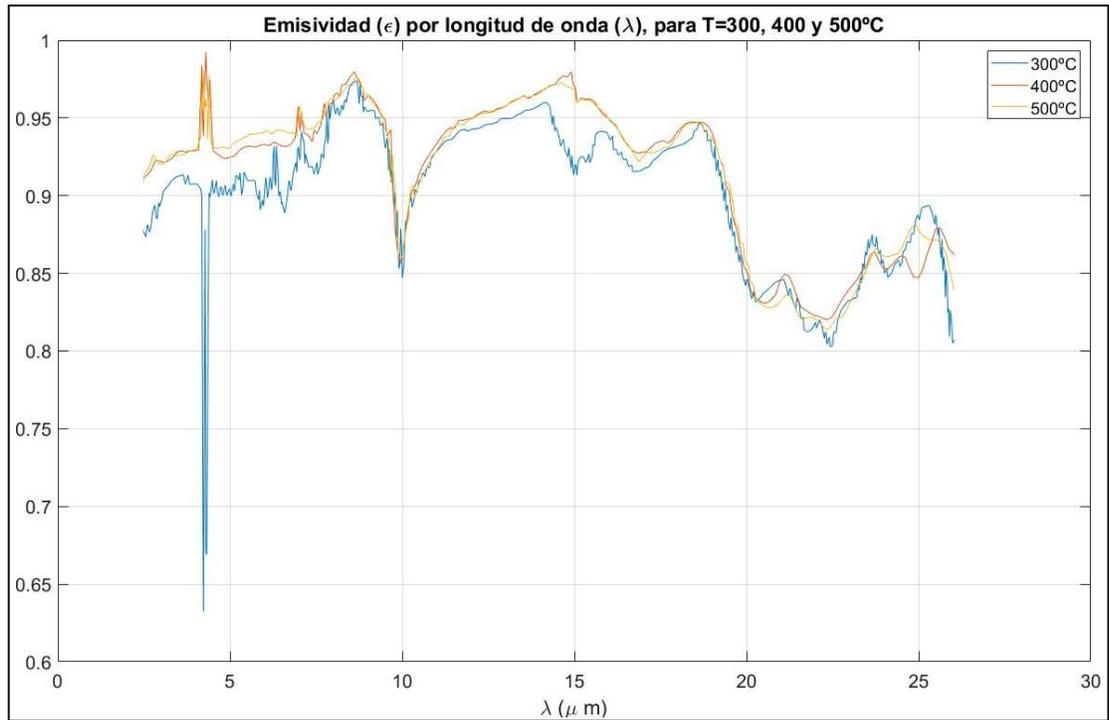


Figura 6: Emisividad por longitud de onda

Estos luego son ponderados con los valores correspondientes de la función de radiación de cuerpo negro tabulada en el anexo E. Entonces, la expresión para la emisividad espectral total queda de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \varepsilon(T) &= \varepsilon_1 \frac{\int_0^{\lambda_1} E_{b\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} + \varepsilon_2 \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E_{b\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} + \varepsilon_3 \frac{\int_{\lambda_2}^{\lambda_3} E_{b\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} + \dots + \varepsilon_n \frac{\int_{\lambda_n}^{\infty} E_{b\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} \\ &= \varepsilon_1 f_{0-\lambda_1}(T) + \varepsilon_2 f_{\lambda_1-\lambda_2}(T) + \varepsilon_3 f_{\lambda_2-\lambda_3}(T) + \dots + \varepsilon_n f_{\lambda_n-\infty}(T) \\ &= \varepsilon_1 f_{\lambda_1} + \varepsilon_2 (f_{\lambda_2} - f_{\lambda_1}) + \varepsilon_3 (f_{\lambda_3} - f_{\lambda_2}) + \dots + \varepsilon_n (1 - f_{\lambda_n}) \quad (\text{ecuación 22}) \end{aligned}$$

Para determinar las emisividades promedio por tramo, se consideraron escalones de 2,5 μ m de ancho, para los cuales se promediaron las emisividades y luego se ponderaron con los valores interpolados desde la tabla de la función de radiación de cuerpo negro, obteniendo así las emisividades equivalentes reales según cada curva para las tres temperaturas superficiales experimentales estudiadas.

$$\varepsilon_1(300^\circ\text{C}) = 0,90551$$

$$\varepsilon_1(400^\circ\text{C}) = 0,93186$$

$$\varepsilon_1(500^\circ\text{C}) = 0,93119$$

Finalmente, para evaluar la transferencia de calor por radiación con respecto a otros mecanismos se propone utilizar el número de Nusselt para radiación y por consiguiente el número de Nusselt total, como se muestra en las siguientes expresiones:

$$\text{Nu}_{\text{rad}} = \frac{Q_{\text{rad}}}{Q_{\text{cond}}} \quad (\text{ecuación 23})$$

$$\text{Nu}_{\text{total}} = \text{Nu}_{\text{conv}} + \text{Nu}_{\text{rad}} \quad (\text{ecuación 24})$$

Cabe destacar que para el intervalo inicial conductivo Q_{cond} será igual a Q_{conv} , mientras que cuando $\text{Nu}_{\text{conv}} > 1$, el régimen será principalmente convectivo y se obtendrá Q_{cond} a través del Nusselt convectivo, el cual representa la razón entre el calor transferido por convección versus conducción. Es debido a esto que también se introduce el concepto de conductividad efectiva, el cual está definido de la siguiente manera:

$$k_{\text{efectivo}} = \text{Nu}_{\text{conv}} k_{\text{air}} \quad (\text{ecuación 25})$$

Se puede notar que cuando la transferencia de calor es puramente conductiva, $\text{Nu}_{\text{conv}} = 1$, por lo que la conductividad efectiva será igual a la del aire de la cavidad

a la temperatura media entre las placas, mientras que cuando $Nu_{conv} > 1$, la conductividad del aire debe ser ponderada por el valor de Nusselt convectivo para obtener una conductividad efectiva equivalente.

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Método de solución

A continuación, se presentan los resultados analíticos obtenidos a través del modelo propuesto, dichos resultados fueron obtenidos resolviendo el sistema de ecuaciones propuesto anteriormente de manera iterativa con una variante del método de Newton para ecuaciones algebraicas no lineales, con el software Engineering Equation Solver (EES), para distintos parámetros de operación, tales como temperatura superficial de la cara caliente y fría, emisividades espectrales equivalentes, flujo de enfriamiento y distancias entre placas.

La matriz jacobiana necesaria para este método es evaluada numéricamente en cada iteración. Se utilizan técnicas de matriz dispersa para mejorar la eficiencia del cálculo y permitir que problemas grandes sean resueltos en la limitada memoria de microcomputadores. Por otro lado, la eficiencia y propiedades de convergencia del método son mejoradas alterando el tamaño del intervalo e implementando el algoritmo de Tarjan, el cual divide el problema en bloques más pequeños y fáciles de resolver.

En otras palabras, las ecuaciones del sistema son reordenadas en función de sus errores residuales, que al ser derivados forman la matriz jacobiana, estos luego son

evaluados para una primera estimación de valores iniciales y se resuelve iterativamente el sistema de la forma:

$$[J][\Delta\vec{x}] = [\vec{\epsilon}]$$

Donde J corresponde a la matriz jacobiana evaluada en los valores estimados iniciales y $\vec{\epsilon}$ corresponde al vector de errores residuales evaluado en los mismos valores iniciales. La solución de este sistema entrega un vector con valores a añadir a las estimaciones iniciales para luego repetir el proceso hasta lograr convergencia minimizando el error residual.

3.2 Resultados modelo analítico

En primer lugar, se caracterizaron los mecanismos de transferencia de calor entre placas para un caso base, para lo cual se debió analizar los parámetros involucrados y su influencia en los distintos mecanismos de transferencia, para así encontrar los valores críticos en que estos actúan y determinar la tendencia y prevalencia de estos. Con respecto a los parámetros críticos, para el caso en que la placa caliente estuviese en la parte superior y la fría en la inferior, la porción del fluido en contacto con la placa caliente será menos densa que la que está en contacto con la fría, por lo que no se necesitan correlaciones de Nusselt, ya que en este caso no se tendrá corrientes convectivas y la transferencia de calor será hacia abajo por conducción ($Nu_{conv} = 1$) y radiación (Cengel, 2011). Sin embargo, para el caso que se evalúa en este trabajo se tiene la placa caliente en la parte inferior y la fría en la superior por lo que la preponderancia de la conducción y convección no resulta trivial de analizar ya que se comienzan a generar corrientes de convección significativas para Rayleigh

mayor a 1708 y se incrementa la razón de transferencia de calor. El fenómeno de convección natural entre placas horizontales paralelas calentadas desde abajo es denominado convección de Rayleigh-Bénard.

Un parámetro utilizado frecuentemente para problemas de convección en recintos cerrados con calor desde la placa inferior caliente hacia la superior fría es la relación H/L en donde H es el lado o arista de la placa plana y L es la longitud característica o distancia entre placas. Como en el sistema analizado la dimensión lateral o lado de la placa, H es fija, se analizará solamente la distancia entre placas L como parámetro de interés para determinar cuándo se está transfiriendo calor por conducción o convección. Generalmente, otro parámetro de interés es el ángulo de inclinación de las placas paralelas con respecto a la horizontal, pero para este caso se analizarán placas horizontales paralelas y, por consiguiente, con ángulo de inclinación 0° .

Como se mencionó anteriormente, el número de Rayleigh depende principalmente de la diferencia de temperaturas entre superficies y distancia entre placas, por lo que se debió decidir si utilizar la distancia entre placas como variable, manteniendo una diferencia de temperatura constante para evaluar la transferencia de calor para un caso base analítico.

Como Rayleigh es función de la distancia entre placas y la diferencia de temperaturas entre ellas, a continuación, se presenta como evoluciona el número de Rayleigh para el rango de distancia entre placas desde 0,1 a 200 mm para diferentes diferencias de temperatura, teniendo como temperatura fija la cara fría a 40°C .

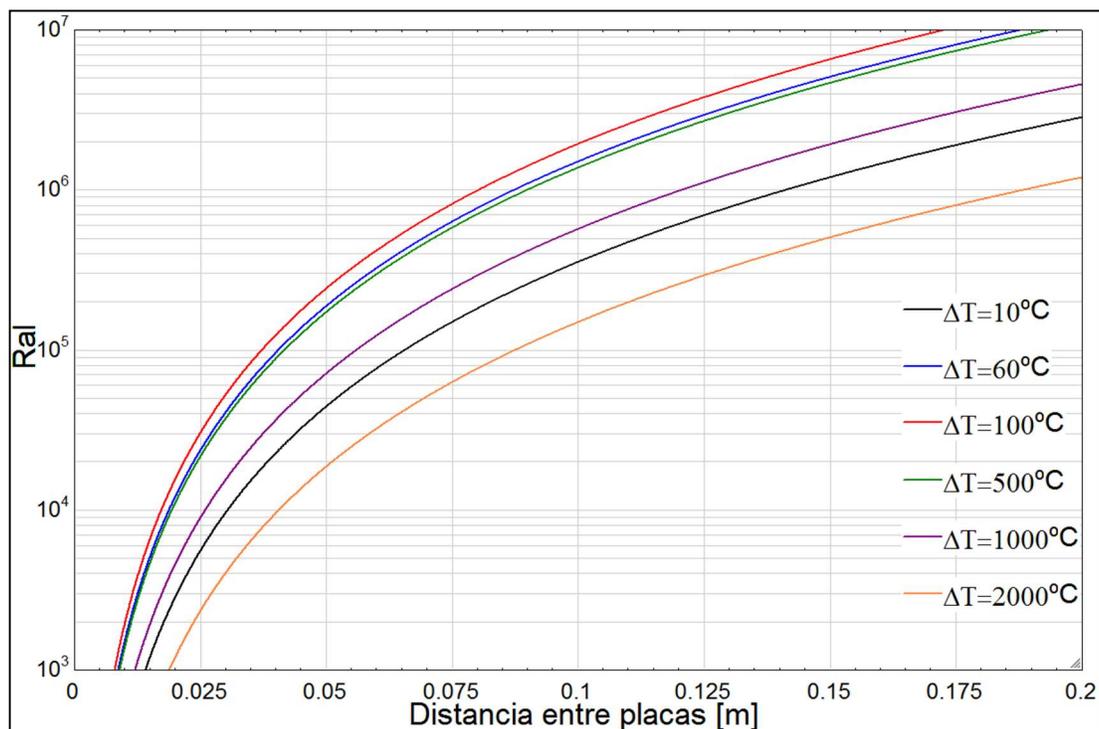


Figura 9: Relación de la distancia entre placas con el número de Rayleigh a diferentes ΔT

Como se puede notar, para el amplio rango de diferencias de temperaturas estudiados la tendencia del número de Rayleigh es fuertemente dependiente de la distancia entre placas, lo cual tiene sentido ya que dicho término se encuentra al cubo en la expresión del número de Grashoff. Por otro lado, la diferencia de temperatura desplaza levemente las curvas de Rayleigh acotándolas en un rango de soluciones definido, esto se debe principalmente a que al cambiar la diferencia de temperatura entre placas, también varían las propiedades del aire de la cavidad involucradas en las expresiones para Pr y Gr , especialmente el factor de compresibilidad, sin embargo, la influencia de la distancia entre placas es fuertemente predominante por lo que se usará la variación de la misma a una diferencia de temperatura fija para los análisis posteriores.

Para validar el modelo analítico propuesto, se utilizó como referencia los resultados obtenidos a través de simulaciones numéricas de Ridouane et al. Por esta razón, se estableció un caso de estudio base con una diferencia de temperatura constante de 60°C ($T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}}$) como referencia y tres casos de combinaciones de emisividades en las placas inferior y superior, para evaluar el efecto de Rayleigh en la evolución de los diferentes Nusselt. En la siguiente tabla se muestran los tres casos a evaluar.

Tabla 1: Emisividades de la placa caliente y fría para los casos base evaluados

Casos	ε_1	ε_2
1	0,9	0,9
2	0,9	0,05
3	0,05	0,05

Para evaluar el efecto en la transferencia de calor, se analizó el efecto del número de Rayleigh en el número de Nusselt de convección, radiación y total.

A continuación, se muestran los gráficos del número de Nusselt convectivo, radiativo y total con respecto al número de Rayleigh variando la distancia entre placas, para el modelo analítico propuesto. Por otro lado, se presentan los resultados obtenidos de manera numérica por Ridouane et al. a modo de validación para los casos 1 y 3. Para resolver el problema numérico, Ridouane modeló diferencialmente las ecuaciones de Navier-Stokes para el flujo, transferencia de calor y energía, en dos dimensiones. También consideró flujo laminar, propiedades físicas constantes, aproximaciones de Boussinesq, fluido newtoniano, medio radiativamente no participativo y todas las superficies grises, incluyendo las paredes laterales de la cavidad a diferencia del modelo propuesto en este trabajo, en donde se consideran reflectantes.

Se debe tener en cuenta que tanto el número de Nusselt radiativo como el convectivo tienen en el denominador la transferencia de calor por conducción por lo que, para el rango conductivo, el valor de la conducción será igual a Q_{conv} , ya que Nu_{conv} es igual a 1, sin embargo, para el rango convectivo, la conducción se obtendrá a través de la razón entregada a través de Nu_{conv} , ya que $Nu_{\text{conv}} = \frac{Q_{\text{conv}}}{Q_{\text{cond}}}$.

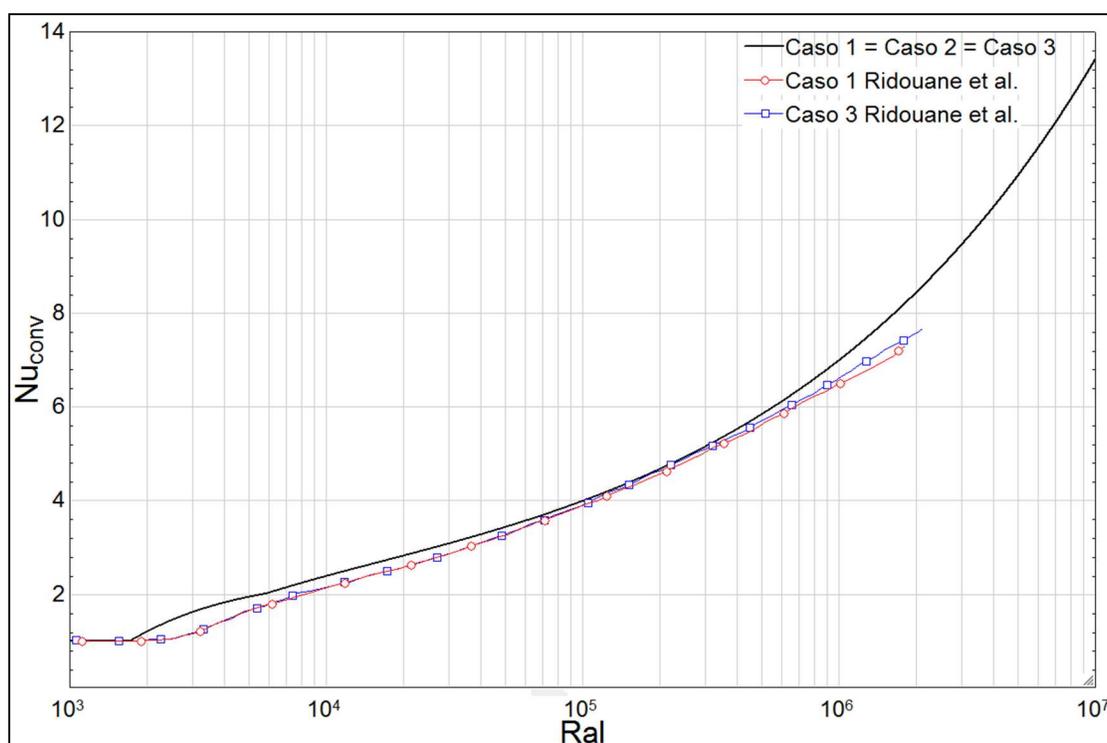


Figura 10: Variación del número de Nusselt convectivo promedio versus el número de Rayleigh para diferentes casos de emisividades

Como se puede apreciar en la figura 10, el Nusselt convectivo es igual a 1 para un intervalo pequeño de distancia entre placas (hasta 10,42 mm aproximadamente), en el cual la transferencia de calor será solamente por conducción y por radiación. Al sobrepasar dicha distancia crítica entre placas ($Ra > 1708$), las fuerzas de empuje comienzan a vencer a las viscosas por lo que la transferencia de calor se hará cada vez más convectiva, siempre estando acompañada por la radiación. Como podemos

ver en la correlación de Hollands, basada en experimentos con aire para recintos cerrados horizontales, el número de Nusselt es únicamente dependiente del número de Rayleigh, el cual representa el producto de la razón entre las fuerzas de empuje y las fuerzas viscosas (Grashof) con la razón entre la difusividad de momentum y térmica (Prandtl), por lo que resulta de interés para comprender los fenómenos físicos involucrados en la generación de convección natural versus la conducción para un recinto cerrado de placas paralelas con aire entre ellas. Cuando el número de Rayleigh es menor a 1708, las fuerzas de empuje en el fluido generadas por el gradiente de temperaturas entre la placa caliente y fría no pueden superar la resistencia impuesta por las fuerzas viscosas propias del fluido por lo que no existirá advección en la cavidad y por lo tanto la transferencia de calor para dicho rango será principalmente por conducción pura y radiación para gases como el aire. Como estas condiciones describen un proceso de conducción unidimensional a través de una capa plana de fluido, el coeficiente de convección equivalente sería $h=k/L$ y $Nu_{conv} = 1$ (Incropera, 2011). Por otro lado, para el rango $1708 < Ra < 10^7$, las condiciones térmicas son inestables y existe advección dentro de la cavidad, generando un patrón cilíndrico de movimiento en el fluido que consiste en diferentes cantidades de celdas longitudinales que van evolucionando al aumentar el número de Rayleigh.

Cabe destacar que todas las propiedades del fluido interno son calculadas a la temperatura media entre placas caliente y fría $\bar{T} \equiv (T_{hot} + T_{cold})/2$ y las

correlaciones consideran una relación H/L suficientemente pequeña para despreciar el efecto de roce de las paredes laterales.

Como se puede apreciar, el número de Rayleigh juega un papel protagónico en determinar los intervalos en que ocurre convección versus conducción, por lo que cabe destacar que este número es producto del número de Prandtl y Grashof, los cuales relacionan diferencia de momentum molecular con difusividad térmica y fuerzas de empuje con fuerzas viscosas respectivamente, por lo que Rayleigh representaría la razón de las fuerzas de flotabilidad y los productos de la difusividad térmica y cantidad de movimiento.

Es importante notar en la figura 10 que se produce una pronunciada caída en el número de Nusselt convectivo dentro del rango de Rayleigh comprendido entre 1708 y 10^6 , la cual, según D'Orazio et al., puede ser explicada por transiciones entre distintos patrones de flujo. Cada una de estas transiciones o bifurcaciones puede o no estar acompañada de un cambio más o menos pronunciado en el número de Nusselt. Más específicamente, la transición del patrón de flujo desde una celda individual a dos celdas viene acompañada por una abrupta caída en el número de Nusselt, la que puede ser explicada por las diferencias en la transferencia de calor entre placas según los patrones de flujo. En el primer tramo convectivo, el patrón de flujo corresponde a una celda cilíndrica rotatoria individual y el calor es transferido a través de la cavidad por un jet de fluido caliente que sube por una de las caras laterales hasta ponerse en contacto con la placa superior fría. Al aumentar el número de Rayleigh, el flujo se va vigorizando hasta evolucionar a un segundo patrón, el cual corresponde a dos celdas rotando en sentidos contrarios en las cuales el calor

es transportado desde la placa inferior caliente hasta la superior fría principalmente mediante un intercambio intermedio entre las corrientes horizontales de las dos celdas superpuestas, lo que implica una menor efectividad en la transferencia de calor total.

Según Ridouane, la abrupta caída en el número de Nusselt convectivo marca el término del primer patrón de flujo para dar paso a la formación del segundo. Este cambio ocurre aproximadamente cuando el valor de Rayleigh sobrepasa los 6000, para las condiciones del caso base de referencia estudiado. Las líneas de corriente para cada uno de los patrones de flujo recién descritos se pueden ver de la siguiente forma:

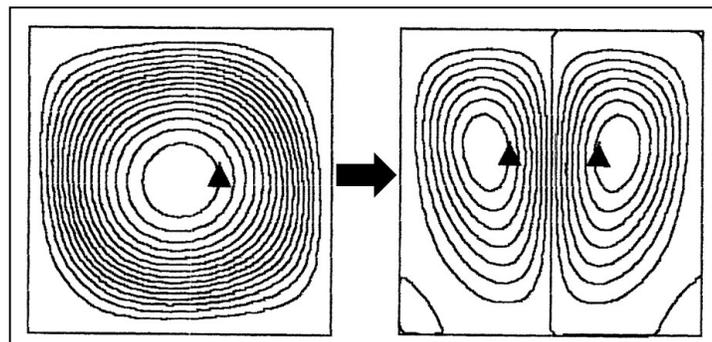


Figura 11: Líneas de corriente estacionarias para el primer patrón de flujo (Izquierda) y para el segundo (Derecha). (Fuente: Ridouane et al, 2004)

Cabe destacar que desde que el valor de Rayleigh supera el valor crítico en que cambia el patrón de flujo, las dos celdas con sentidos de rotación opuesto se encuentran superpuestas y van separándose al seguir incrementando el número de Rayleigh, mejorando cuantitativamente la transferencia de calor.

Como se puede notar en la figura 10, el número de Nusselt convectivo es relativamente independiente a las variaciones en las emisividades de la placa

caliente y fría representados por los tres casos de estudio. Sin embargo, dichas emisividades tienen un efecto considerable al evaluar la transferencia de calor por radiación a través del número de Nusselt radiativo o Nu_{rad} , como se representa en el gráfico 12.

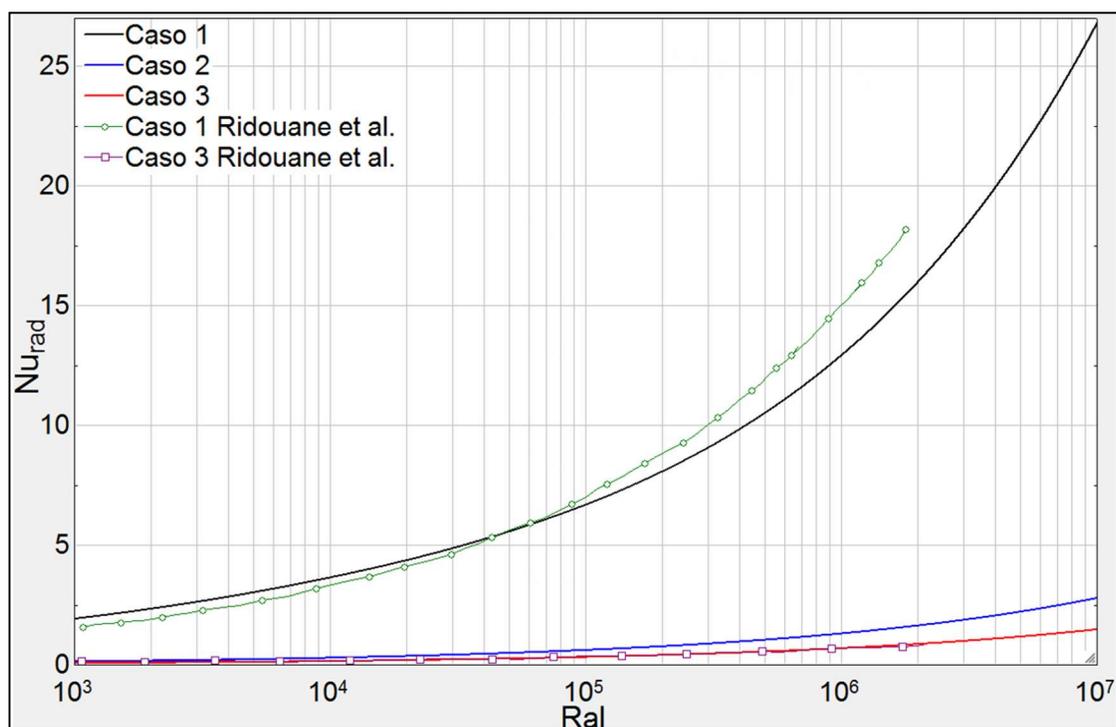


Figura 12: Variación del número de Nusselt radiativo promedio versus el número de Rayleigh para diferentes casos de emisividades

Como se puede notar en la figura 12, para el caso en que tanto la superficie emisora caliente como la receptora fría poseen emisividades altas iguales a 0,9 la transferencia de calor radiativa en relación con la conductiva aumenta exponencialmente al incrementar el número de Rayleigh (distancia entre placas), lo cual tiene sentido ya que se consideraron las paredes adiabáticas y reflectantes por lo que toda la radiación emitida por la cara caliente será recibida por la cara fría de manera directa o indirecta a través de la reflexión en las paredes de la cavidad. Con

respecto al caso 2 y 3 podemos ver que cuando una o más de las superficies son levemente emisivas, Nu_{rad} se verá dramáticamente disminuido debido a que la transferencia de calor por radiación será de magnitudes mucho menores por su fuerte dependencia a las emisividades superficiales y por lo tanto su preponderancia por sobre la conducción se verá notablemente disminuida. Por otro lado, cabe destacar que el número de Nusselt para radiación tiene como denominador el calor transferido por conducción, el cual se ve notablemente disminuido al ir aumentando la distancia entre placas, lo que explica que Nu_{rad} aumente al incrementar el número de Rayleigh para los tres casos estudiados. Finalmente, el número de Nusselt total, el cual corresponde a $Nu_{conv} + Nu_{rad}$, será la suma de las curvas de Nusselt anteriores y representa la razón de transferencia de la suma de la convección con la radiación, dividido por la conducción y se muestra en la siguiente figura.

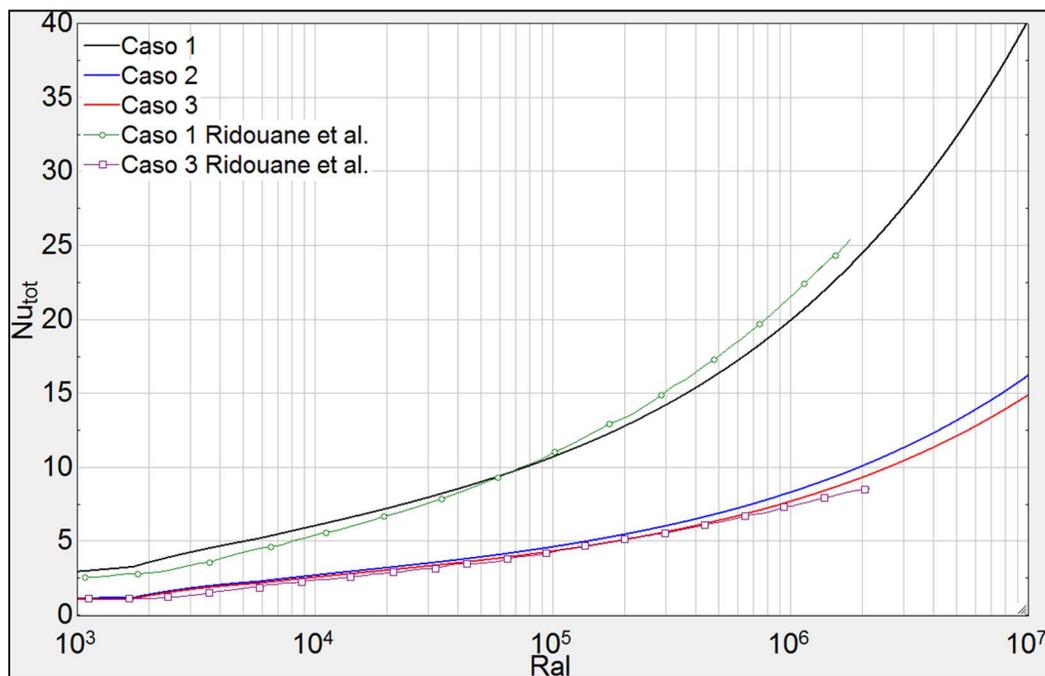


Figura 13: Variación del número de Nusselt total promedio versus el número de Rayleigh para diferentes casos de emisividades

Se cuantificó la contribución de la radiación con respecto a la transferencia de calor total a través de la cavidad para los casos estudiados. Dichos resultados se pueden ver en la siguiente figura. La cual describe el aporte porcentual del calor transferido por radiación con respecto al total.

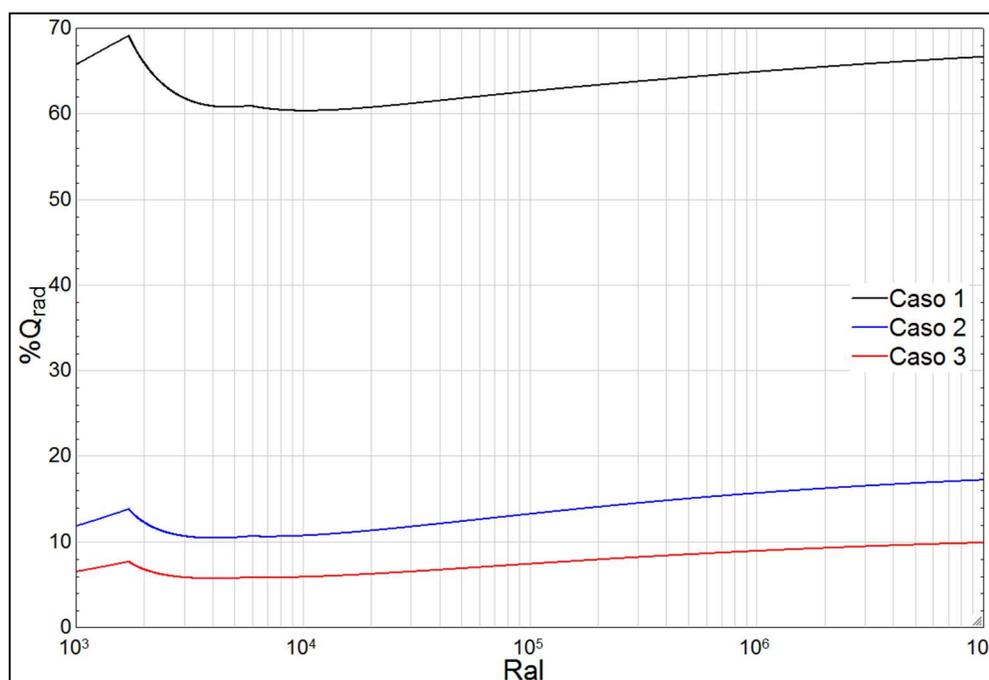


Figura 14: Porcentaje de contribución de la radiación a la transferencia de calor total en la cavidad

La figura 14 muestra la predominancia de la radiación con respecto a los otros mecanismos de transferencia para el caso 1 en que las superficies son altamente emisivas, mientras que para los casos 2 y 3 la transferencia de calor total será dominada principalmente por la convección. Más específicamente, para el caso 1, la contribución de la radiación supera el 60% para todo el rango de Rayleigh, alcanzando su máximo en cerca de 70%, mientras que para los casos 2 y 3, dicha contribución no supera 18% y 10% respectivamente. Lo que nos indica la

importancia de tener superficies altamente emisivas para que predomine la radiación por sobre los otros mecanismos.

Los resultados obtenidos presentaron una alta concordancia, para el caso base descrito, con los obtenidos por Ridouane et al. por simulaciones numéricas de las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo laminar.

En base a los resultados de los casos base estudiados, se confirmó que la transferencia de calor antes de un valor crítico de Rayleigh igual a 1708 será por conducción debido principalmente a que las fuerzas de empuje, inducidas por el gradiente térmico entre placas para la pequeña razón de aspecto y temperaturas superficiales, no pueden vencer a las fuerzas viscosas del fluido de la cavidad por lo que no se desarrollan flujos convectivos en ese intervalo. Al sobrepasar el valor crítico de Rayleigh, las fuerzas de empuje comienzan a vencer a las viscosas propiciando la formación del flujo convectivo. Según Ridouane y D’Orazio, existen patrones de flujo convectivo que se desarrollan dependiendo del número de Rayleigh. Cuando este número supera su valor crítico se comienza a desarrollar un patrón de flujo cilíndrico rotatorio centrado en la mitad de la cavidad, el cual se va vigorizando al aumentar Rayleigh. Como se puede ver en la figura 10, cuando Rayleigh supera un valor aproximado de 6000 para el caso base estudiado, se produce una pronunciada caída local del número de Nusselt convectivo, la cual se debe principalmente al cambio que se produce en la estructura del patrón de flujo desde una celda rotatoria individual hacia dos celdas rotatorias superpuestas con sentido de rotación opuesto. En el primer patrón de flujo la transferencia de calor convectiva se debe principalmente al jet de fluido que sube por una de las paredes

de la cavidad para luego enfriarse y descender, sin embargo, cuando aumenta Rayleigh dicho patrón se desvanece dando paso al segundo, en el cual, debido a la superposición de las celdas, el calor es transportado desde la placa inferior caliente hasta la superior fría principalmente mediante un intercambio intermedio entre las corrientes horizontales de las dos celdas superpuestas, lo que implica una menor efectividad en la transferencia de calor total.

3.3 Resultados modelo analítico con parámetros de operación

Como se discutió en la sección anterior, los resultados del modelo analítico propuesto fueron evaluados para un caso base en que la diferencia de temperatura de la placa caliente con la fría se mantiene constante y se varía el número de Rayleigh con respecto a la distancia entre placas, sin embargo, para describir y evaluar el proceso real de transferencia de calor a través del modelo analítico propuesto, la diferencia de temperatura entre placas no se mantiene constante debido a que la temperatura en la placa fría está sujeta a la efectividad con la que el *coldplate* puede disipar calor y a la temperatura del flujo de enfriamiento. Por otro lado, las temperaturas superficiales en la cara caliente a evaluar serán 300, 400 y 500°C, cada una con una emisividad específica calculada a través de sus gráficos de emisividad espectral.

A continuación, se presenta un gráfico de la evolución del número de Nusselt convectivo con respecto a cambios en la distancia entre placas (0,5 a 50 mm) para las 3 temperaturas superficiales en la cara caliente:

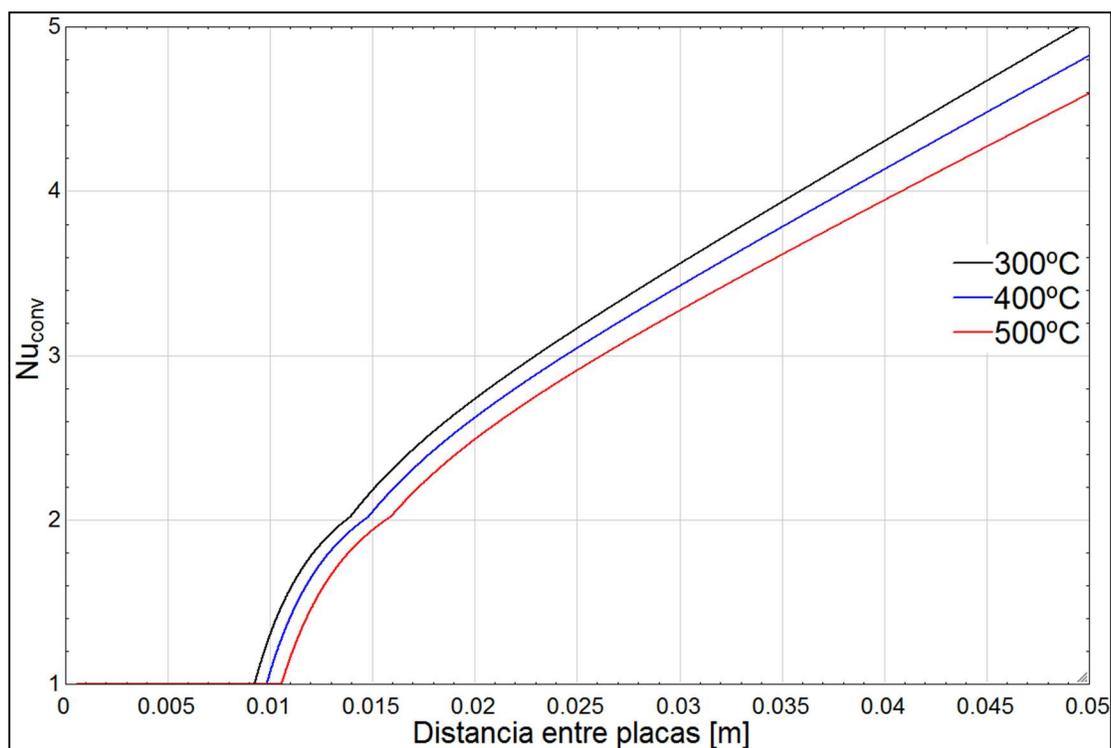


Figura 15: Número de Nusselt convectivo con respecto a la distancia entre placas

Como se mencionó anteriormente, el valor de Rayleigh crítico para un cambio en los mecanismos de conducción a convección es 1708, por lo que los mecanismos de transferencia de calor cambian según la distancia entre placas para los intervalos indicados en la siguiente tabla.

Tabla 2: Valores críticos de distancia entre placas para el cambio de mecanismo de transferencia entre conducción y convección

	$T_{hot} = 300^{\circ}C$	$T_{hot} = 400^{\circ}C$	$T_{hot} = 500^{\circ}C$
Conducción+Radiación $Ra \leq 1708, Nu=1$	$Lc \leq 9,23 \text{ mm}$	$Lc \leq 9,82 \text{ mm}$	$Lc \leq 10,54 \text{ mm}$
Convección+Radiación $Ra > 1708, Nu > 1$	$Lc > 9,23 \text{ mm}$	$Lc > 9,82 \text{ mm}$	$Lc > 10,54 \text{ mm}$

Como se puede apreciar en la tabla 3, para una temperatura superficial de 300°C, la distancia entre placas crítica para pasar de transferencia por conducción y radiación a convección y radiación es 9,23 mm, mientras que para temperaturas superficiales

de 400 y 500°C es de 9,82 y 10,54 mm respectivamente. Entonces, al incrementar la temperatura superficial en la cara caliente aumenta la distancia crítica de cambio en el mecanismo de transferencia de calor, es decir, a mayor temperatura en la cara caliente, el rango en que predomina la conducción también crecerá levemente debido a que el gradiente de temperatura en la capa límite térmica se intensifica, sin embargo, debido a que la razón de aspecto aun es pequeña y a que las fuerzas de empuje aun no logran vencer a las viscosas, no se genera advección en la cavidad y por ende la primera configuración del patrón rotativo de flujo convectivo no se forma.

Ahora que están definidos los rangos críticos en que operan los distintos mecanismos de transferencia de calor, nace la necesidad de modelar el proceso con una variable inclusiva tanto para la convección como para la conducción, ya que el coeficiente de convección, h_{air} , no es válido para transferencia por conducción. Debido a esto, se introduce el concepto de k efectivo, $k_{efectivo}$, el cual es un producto del número de Nusselt y la conductividad térmica equivalente del aire en la cavidad, cumpliendo la función de describir la transferencia de calor tanto para rangos conductivos como convectivos.

Nusselt convectivo será igual a 1 para el tramo de conducción pura y $k_{efectivo}$ tomará el valor de la conductividad del aire a la temperatura media entre placas, mientras que para valores mayores de Nusselt, $k_{efectivo}$ será el producto del número de Nusselt correspondiente por la conductividad térmica del aire, tomando así un valor de conductividad ponderado por el efecto de la convección. Teniendo lo

anteriormente mencionado en consideración se presenta el siguiente gráfico que relaciona el k_{efectivo} con la distancia entre placas.

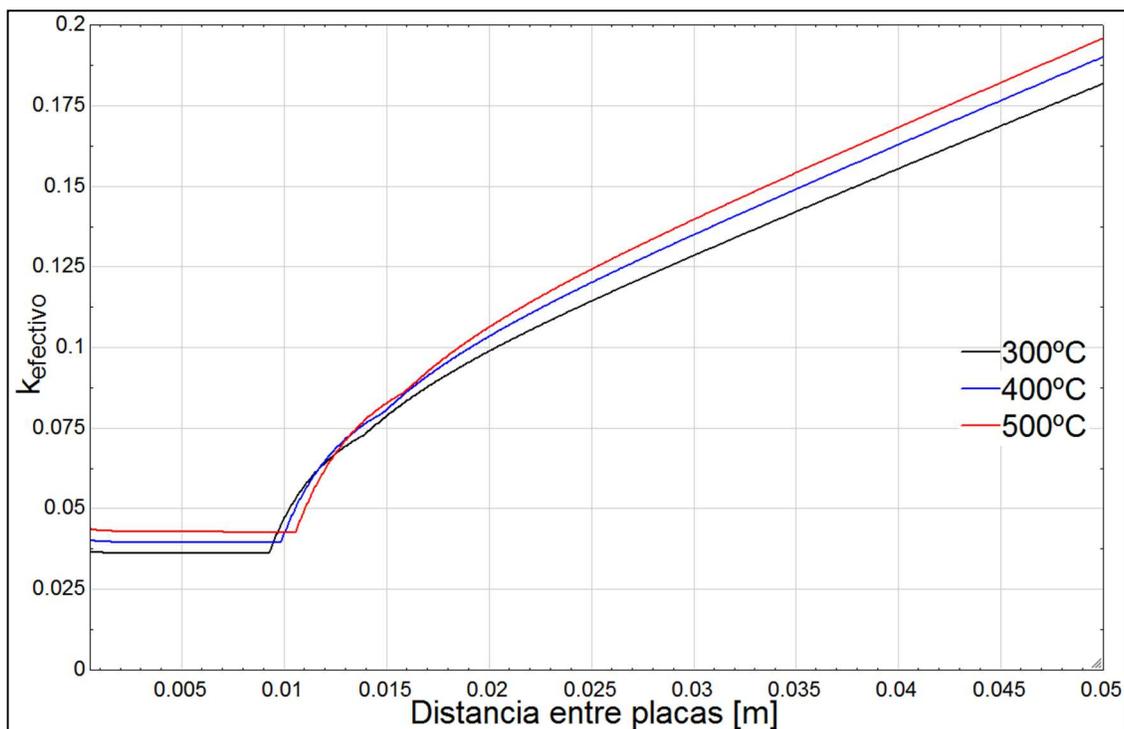


Figura 16: K efectivo versus distancia entre placas

Al igual que en los gráficos anteriormente presentados, se puede apreciar un aumento de la distancia crítica en que opera la conducción según aumenta la temperatura superficial de la cara caliente, manteniendo así los valores críticos de distancia. Por otro lado, se puede apreciar como k_{efectivo} toma un valor constante para la sección conductiva que es igual al de la conductividad térmica del aire a temperatura promedio ($Nu_{\text{conv}} = 1$), lo que explica el desplazamiento vertical de las curvas al ir aumentando la temperatura de la cara caliente, ya que el valor de conductividad del aire aumenta.

Una vez superada la sección conductiva, se puede apreciar cómo evoluciona k_{efectivo} al ser ponderado por valores de Nusselt diferentes a 1, describiendo así

correctamente el efecto de la convección para el segundo tramo con esta variable. Podemos notar también el efecto de la transición de patrón de flujo mencionada anteriormente, la cual se puede ver como un punto de inflexión en la figura 16, en donde los cambios de patrón son abruptos y se verán reflejados en la transferencia de calor, la cual disminuirá considerablemente en la transición del patrón de una celda a dos celdas estacionarias. Este efecto se puede ver representado tanto en el número de Nusselt convectivo en la figura 15 como en el k_{efectivo} que se muestra en la figura 16.

Como se mencionó anteriormente, para la radiación los factores de visión influyen enormemente en la relación de aspecto entre las placas y son preponderantes al momento de variar la distancia entre las mismas. Por otro lado, las emisividades y temperaturas de la cara caliente también tienen efecto en el calor transferido por radiación hacia la placa fría. Para evaluar la transferencia de calor por radiación se debe tener en consideración el cálculo de las emisividades espectrales equivalentes, las cuales se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 3: Emisividades espectrales equivalentes para 300, 400 y 500°C en la cara caliente

T_{hot}	ε_1	ε_2
300°C	0,90551	0,9
400°C	0,93186	0,9
500°C	0,93119	0,9

A continuación, se presenta un gráfico que muestra cómo cambian los factores de visión según la distancia entre la placa caliente y la fría, donde se puede apreciar que al aumentar la distancia, F_{12} va disminuyendo (F_{13} aumenta proporcionalmente), lo que implica que la resistencia por radiación, $R_{ra_{air}}$, la cual

depende fuertemente de los factores de visión, aumentará su valor al ir distanciando las placas y por ende, el calor emitido por radiación Q_r disminuye proporcionalmente al factor de visión F_{12} (Radiación entre placas paralelas).

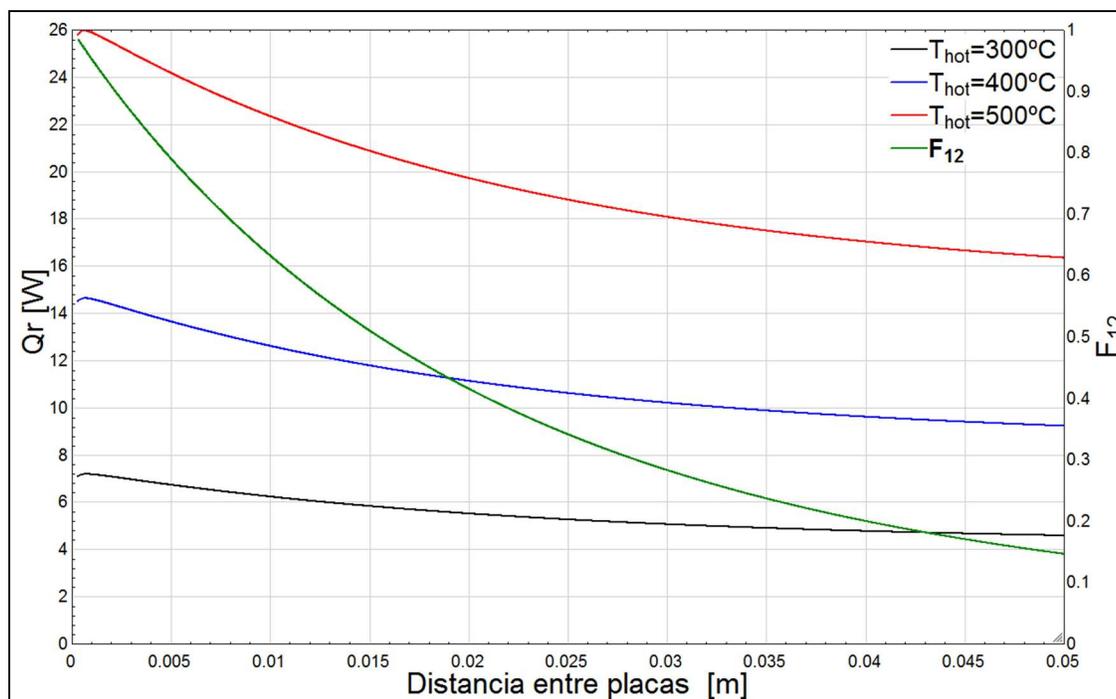


Figura 17: Calor emitido por radiación y factor de visión según distancia entre placas

Como se puede apreciar en la figura 17, el calor total neto transferido por radiación aumenta considerablemente al incrementar la temperatura superficial de la cara caliente, sin embargo, para una misma temperatura superficial, al distanciar las placas, el factor de visión entre ellas va disminuyendo, lo cual merma la radiación proporcionalmente y en mayor medida mientras más alta sea la temperatura superficial evaluada.

Al igual que en la sección anterior, para conocer la relación entre los diferentes mecanismos de transferencia de calor y sus rangos de operación, se evaluó el número de Nusselt para radiación con respecto a la distancia entre placas (Rayleigh).

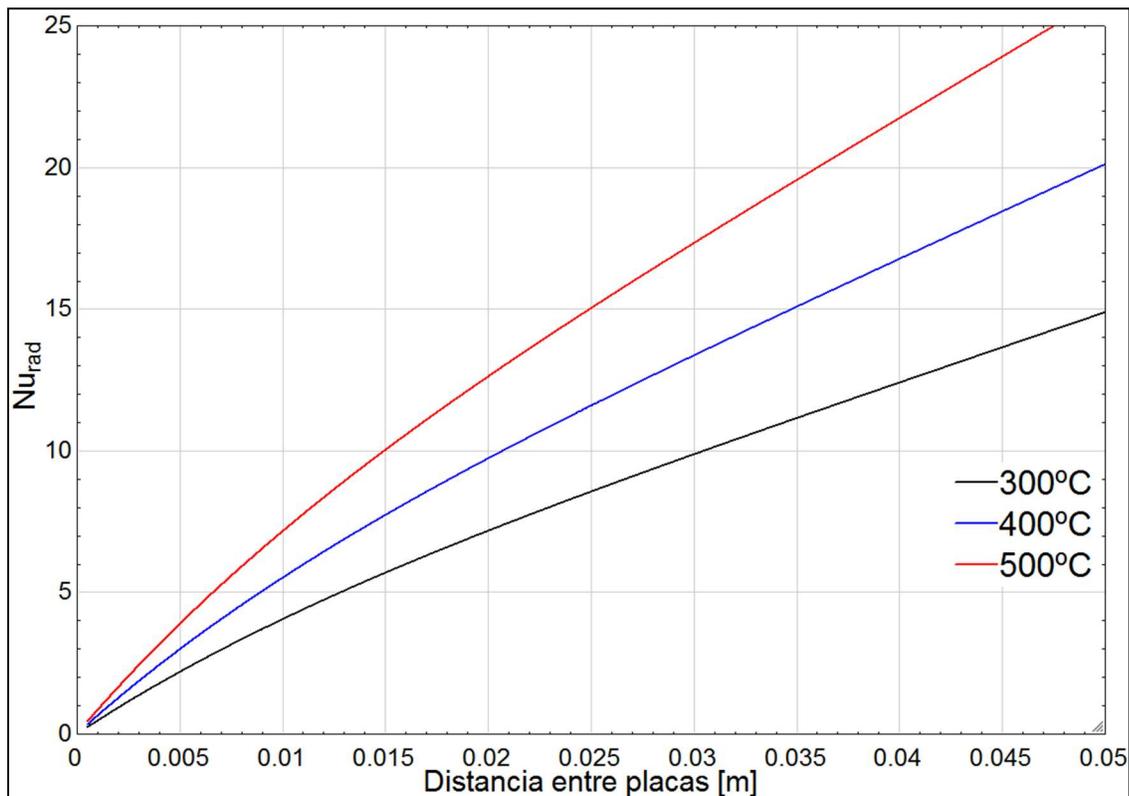


Figura 18: Variación del número de Nusselt radiativo según la distancia entre placas

Recordando la definición del Nusselt para radiación presentada anteriormente, se debe tener en consideración que este representa el cociente entre el calor transferido por radiación con respecto al por conducción, por lo tanto, para la sección puramente conductiva el calor transferido por conducción se mantendrá constante y luego irá disminuyendo su valor a medida que el flujo se vuelve cada vez más convectivo. Debido a esto se justifica que el Nusselt para radiación crezca al aumentar la distancia entre placas a pesar de que a mayor distancia el calor neto transferido por radiación disminuya, como se muestra en la figura 17.

En la figura 18 podemos notar que a una temperatura superficial en la cara caliente de 300°C a una distancia entre placas de 2,16 mm, la razón conducción radiación es 1, por lo que antes de dicho valor predomina la conducción por sobre la radiación,

mientras que, para valores superiores hasta el L crítico de 9,23 mm, predomina la radiación por sobre la conducción. Para una temperatura superficial de la cara caliente de 400°C, predomina la conducción por sobre la radiación hasta una distancia de 1,56 mm. Para el caso de 500°C predomina la conducción hasta $L=1,19$ mm.

Para tener una mejor idea de la contribución del calor transferido por radiación con respecto a los otros mecanismos de transferencia es que se graficó el aporte porcentual de la radiación con respecto al calor total transferido en la figura 19.

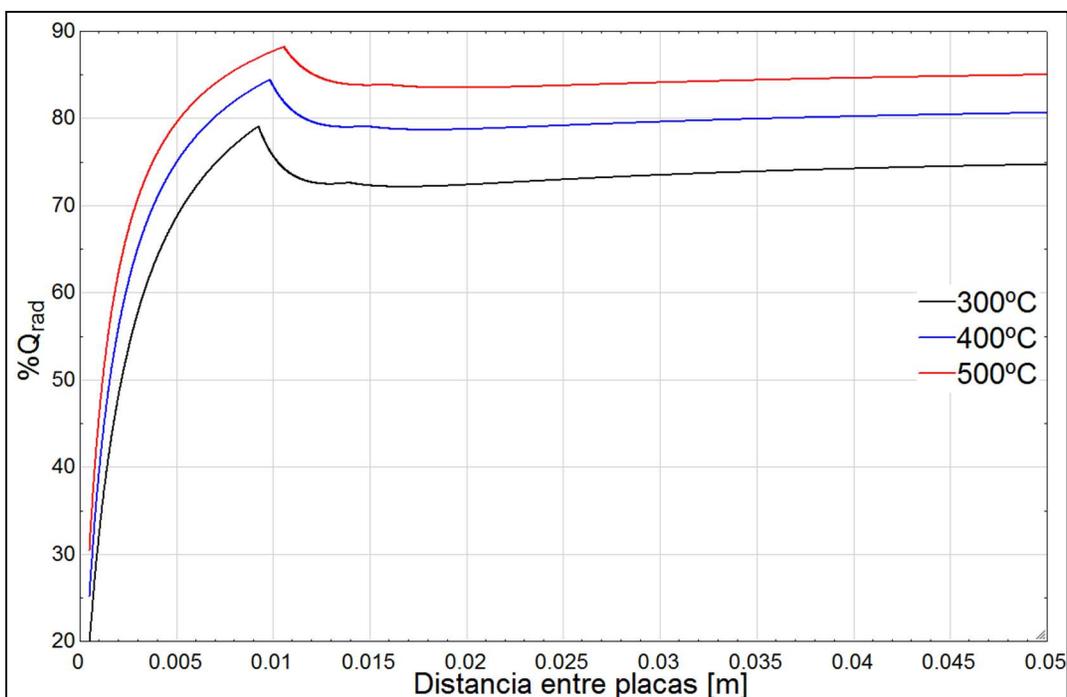


Figura 19: Porcentaje de contribución de la radiación a la transferencia de calor total en la cavidad

Puede resultar confuso que el aporte porcentual de la radiación con respecto a los otros mecanismos de transferencia sea relativamente bajo en un intervalo inicial, sin embargo, a diferencia de los resultados analíticos para una diferencia de temperatura entre placas fija, ahora se deben considerar los parámetros de enfriamiento a los

cuales está sujeto el *coldplate*. Como sería experimentalmente, se fijó una temperatura para el fluido entrante al disipador (30°C), sin embargo, como el calor extraíble estará sujeto a la efectividad del *coldplate* (ANEXO A) es que la temperatura de la placa fría se verá afectada por la placa caliente en mayor medida mientras más cerca se encuentren las placas, como se puede ver en la figura 20. Por otro lado, en la figura 19, se puede apreciar un pico en el aporte porcentual de la radiación con respecto a la transferencia de calor total, debido principalmente al cambio de predominancia en el mecanismo de transferencia entre conducción y convección, cuando $\text{Nu}_{\text{conv}} > 1$ y $\text{Ra} > 1708$.

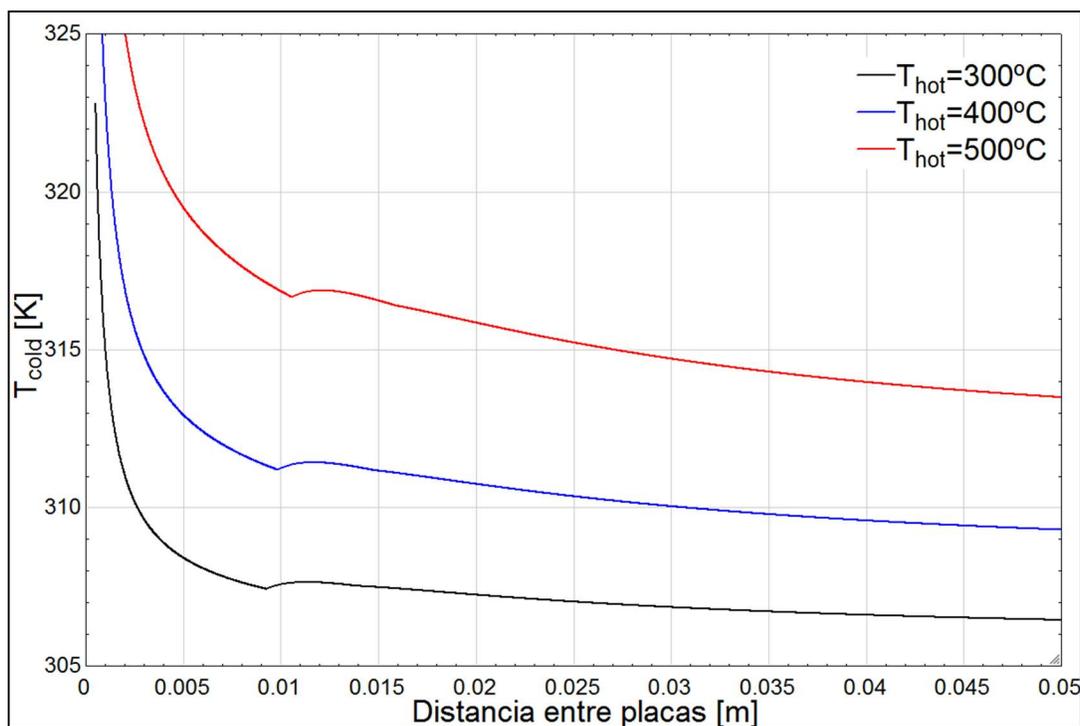


Figura 20: Variación de la temperatura en la placa fría (T_{cold}) con respecto a la distancia entre placas

Con respecto al flujo de enfriamiento en el *coldplate*, se puede destacar que este influencia directamente la temperatura de la cara fría y con ello la diferencia de

temperatura entre placas. Por lo tanto, al cambiar la diferencia de temperatura entre placas, se ven afectadas todas las propiedades dinámicas del aire de la cavidad dependientes de la temperatura media, como lo son el coeficiente de expansión volumétrica β y la viscosidad cinemática ν , ambos contenidos en la expresión para el número de Grashof, en conjunto con la diferencia de temperatura entre placas. Mientras que en el número de Prandtl también se verá afectado el calor específico c_p , la viscosidad dinámica μ y la conductividad térmica del aire k_{air} . Sin embargo, como se puede ver en la figura 21, para una distancia entre placas fija y considerando que el flujo de enfriamiento real está alrededor de 2000 Re, es que se puede decir que aumentar más el caudal de enfriamiento no tiene un efecto predominante en la temperatura de la placa fría.

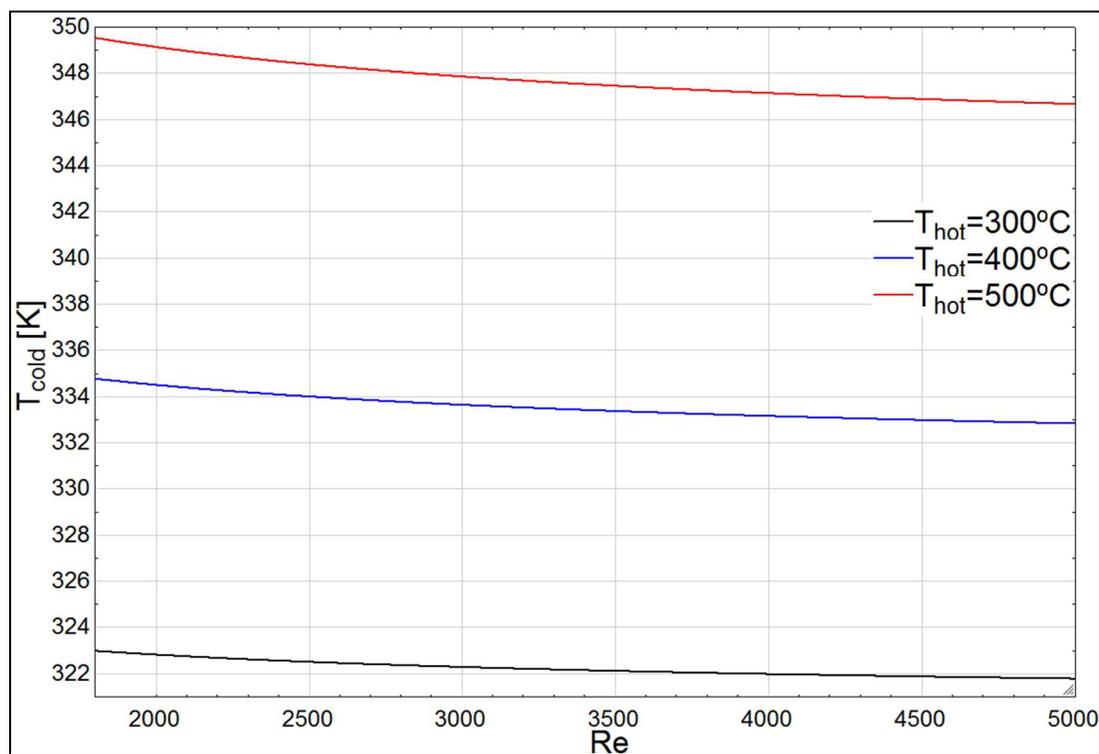


Figura 21: Temperatura de la cara fría a distintos números de Reynolds de enfriamiento

Cabe destacar que el rango de Reynolds evaluado es mayor al rango operacional real del experimento ($Re \approx 2000$), sin embargo, se muestran los cambios de temperatura en la cara fría para un rango más amplio para ejemplificar la tendencia asintótica, sujeta a la efectividad térmica del *coldplate*, del efecto del flujo de enfriamiento en la temperatura superficial de la cara superior.

Debido a que el calor transferido previo al valor crítico de distancia entre placas es por conducción y radiación, mientras que en el tramo siguiente es principalmente por convección y radiación, es que se debe evaluar la evolución del número de Nusselt total para comprender la relación entre los distintos mecanismos de transferencia.

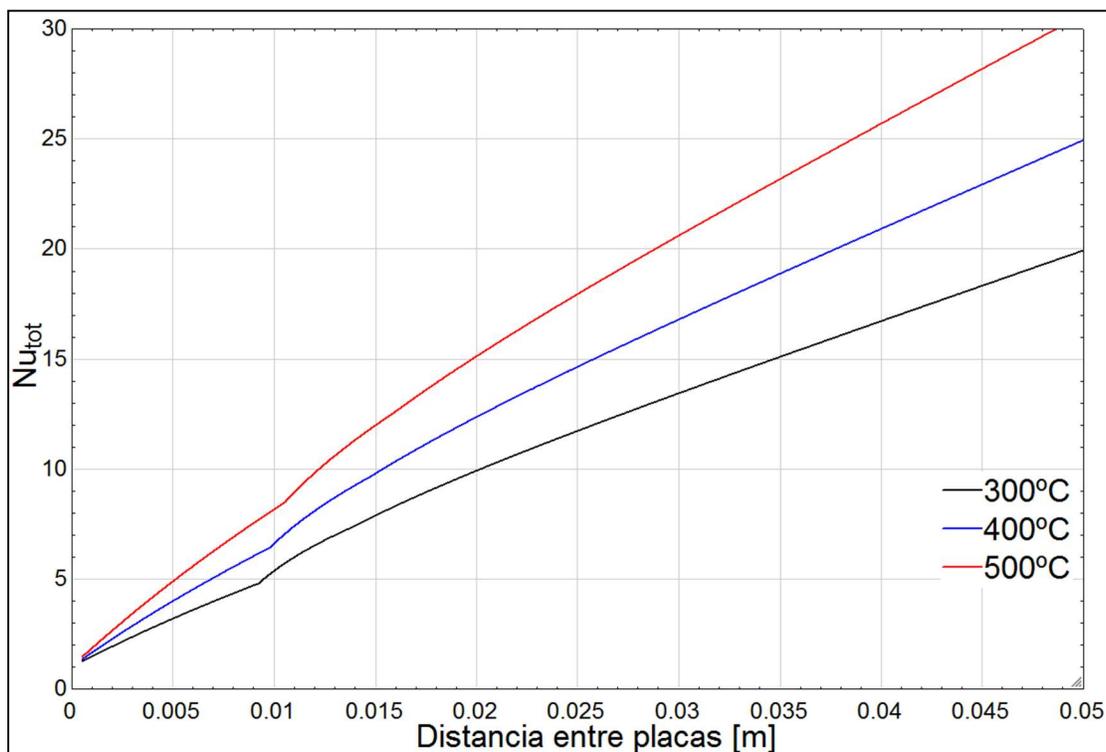


Figura 22: Variación del número de Nusselt total según la distancia entre placas

Una vez descritos los efectos de la distancia en la conducción versus la convección, se analizaron los efectos de la radiación a las distintas emisividades equivalentes

calculadas anteriormente para las temperaturas superficiales de la cara caliente y los rangos de distancia entre placas correspondientes.

Finalmente, en el siguiente gráfico se aprecia la transferencia de calor total y desagregada por mecanismo de transferencia, en función de la distancia entre placas.

Cabe destacar que debido a que el efecto del aumento de la temperatura superficial desplaza hacia arriba los gráficos, se evaluó la transferencia total solo para 300°C a 2000 Re en el flujo de enfriamiento.

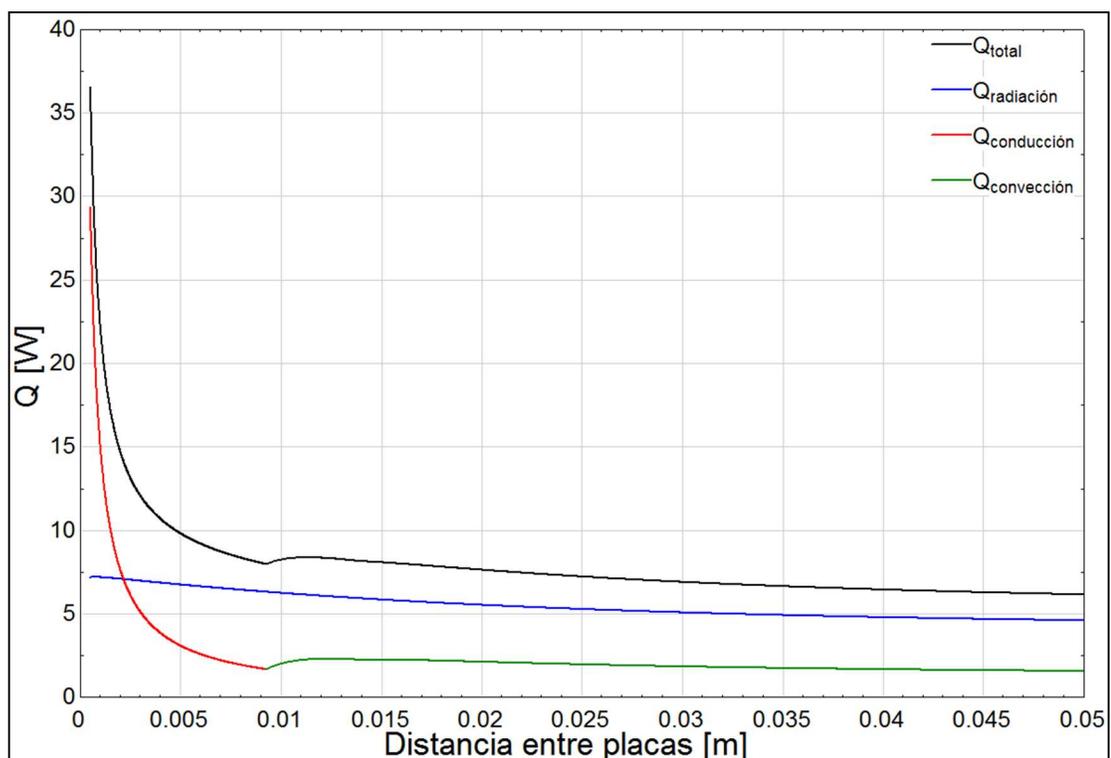


Figura 23: Calor total transferido, por mecanismo según distancia entre placas para $T_{\text{hot}}=300^{\circ}\text{C}$

Como se puede apreciar en la figura 23, el efecto de la radiación va disminuyendo con tendencia a una asíntota, disminuyendo su valor desde 7,173 W a 0,5 mm hasta 4,228 W a 10 mm. Mientras que la conducción de calor para una cara caliente a

300°C toma el valor de 29,36 W a 0,5 mm hasta 1,68 W en su punto crítico donde comienza a transferir por convección hasta 1,335 W a 10 mm.

Finalmente, con respecto al calor total transferido, podemos decir que se transfieren 36,54 W a 0,5 mm de distancia entre placas (Conducción + Radiación), 7,92 W en la distancia de L crítica y 5,563 W a 10 mm de distancia (Convección + Radiación). Cabe destacar que en el intervalo en que ocurre conducción (curva roja) no existen condiciones para transferencia de calor por convección por lo que la conducción será pura, sin embargo, al superar el rango de conducción pura, el calor emitido por convección se refiere realmente a que esta predomina por sobre la conducción, y esa predominancia se va intensificando al incrementar Rayleigh.

3.4 Estimación de las pérdidas de calor

Para estimar las pérdidas de calor experimentales se debe considerar que la potencia es obtenida por una diferencia de voltaje entregada a las resistencias o *cartridge heaters* insertos en la base del concentrador. Por lo que las pérdidas serán la diferencia de la potencia eléctrica suministrada con el flujo de calor sensible que se lleva el agua del circuito de enfriamiento.

$$V \cdot I - \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = Q_{\text{loss}_{\text{exp}}} \quad (\text{ecuación 26})$$

En donde V corresponde al voltaje suministrado por la fuente de poder, I a la intensidad de corriente, \dot{m} al flujo másico del refrigerante, c_p al calor específico del refrigerante y ΔT a la diferencia de temperatura entre el flujo de refrigerante de salida y entrada.

Cabe destacar que las pérdidas experimentales consideran todo el calor perdido en el concentrador de calor por su superficie hacia el ambiente y desde la superficie de emisión hasta el *coldplate* de enfriamiento, en donde se perderá calor por las paredes laterales de la sección de transferencia o *gap* de aire y por las paredes del conjunto placa de cobre, epoxi y *coldplate*.

Por otro lado, el modelo analítico considera como zona de estudio desde la superficie caliente de emisión hasta el circuito de enfriamiento, sin embargo, las paredes laterales de dicha zona fueron consideradas perfectamente aisladas o adiabáticas, por lo que se establece una expresión para estimar las pérdidas de calor reales con respecto al calor que se lleva el circuito de enfriamiento en la zona de estudio analítica. Dicha expresión considera el calor total transferido entre la placa caliente y la fría, calculado analíticamente, al cual se le resta el flujo de calor sensible experimental que se lleva el circuito de enfriamiento, obteniendo así una estimación del calor perdido para el modelo analítico que lo conecta con las mediciones experimentales para así ajustar el modelo analítico según corresponda.

$$Q_{12} - \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = Q_{\text{los analítico}} \quad (\text{ecuación 27})$$

En donde Q_{12} corresponde al calor total transferido entre la placa caliente y fría, el cual es obtenido a través del modelo analítico, \dot{m} corresponde al flujo másico de refrigerante, c_p corresponde al calor específico del refrigerante y ΔT a la diferencia de temperaturas entre la entrada del flujo de enfriamiento y su salida. Cabe destacar que tanto el flujo másico como la diferencia de temperatura en el flujo deben ser obtenidos de manera experimental a través del flujómetro para el primer caso y de

termocuplas en el flujo de entrada y salida para el segundo. Así se obtiene también una manera de conectar el modelo analítico con los resultados experimentales, para luego ser corregido y calibrado según corresponda.

4. CONCLUSIONES

Se desarrolló un modelo analítico unidimensional para la transferencia de calor entre placas paralelas recubiertas con un *coating* selectivo altamente emisivo. El modelo propuesto fue evaluado para una diferencia fija de temperatura entre placas de 60°C y se consideraron las paredes laterales de la cavidad como adiabáticas y reflectantes. Se utilizó la variación en el número de Rayleigh para evaluar los mecanismos de transferencia de calor involucrados y sus rangos de operación. Más específicamente, se varió el número de Rayleigh alterando la distancia entre placas y se obtuvo la variación de los números de Nusselt convectivo, radiativo y total para el rango de estudio especificado, $Ra < 10^7$. El fenómeno representado ha sido estudiado vastamente en la literatura por su implicancia en múltiples aplicaciones y se denomina convección de Rayleigh-Bénard. Para validar el modelo, se utilizaron parámetros representativos similares a los estudiados por Ridouane et al. Estableciendo tres casos bases de estudio con diferentes combinaciones de emisividades en la placa caliente y la fría. Se obtuvieron resultados concordantes para Nu_{conv} , Nu_{rad} , Nu_{tot} y $\%Q_{rad}$, con respecto a las simulaciones numéricas efectuadas en el estudio recién mencionado.

Con respecto al efecto de las emisividades en la transferencia de calor, se puede concluir que la emisividad de la cara emisora y receptora tiene un alto impacto en la proporción de calor que se transferirá por radiación con respecto a los otros mecanismos, este efecto se traduce en el aumento considerable del número de Nusselt radiativo y total para los casos en que ambas caras tienen emisividades altas y alcanzan alrededor de un 70% de aporte

radiativo total, mientras que si cualquiera de las superficies tuviese menor emisividad, la transferencia de calor por radiación no supera un 18% de aporte al calor transferido total. Una vez validado y analizado el caso base anteriormente descrito, se evaluó el modelo considerando el conjunto de enfriamiento y para condiciones de operación establecidas. Para esto, se estableció un método para incorporar la emisividad espectral equivalente a partir de un gráfico de emisividad espectral por longitud de onda, al modelo analítico de transferencia de calor mixta. Este método considera promedios locales de emisividad para un rango determinado de longitudes de onda, para el cual se obtiene el promedio del intervalo y se pondera dicha emisividad equivalente con la que emitiría un cuerpo negro a dicha temperatura a través de la función de radiación de cuerpo negro, lo cual nos permite utilizar un valor adecuado de emisividad total equivalente a una temperatura superficial fija para así poder acoplar el mismo a un análisis de transferencia de calor por diferentes mecanismos y modelos analíticos de transferencia. Los valores de emisividad total equivalente obtenidos desde los gráficos de emisividad espectral del *coating* selectivo para 300, 400 y 500°C son 0,90551, 0,93186 y 0,93119 respectivamente. Para ensamblar dichos valores con el modelo analítico de transferencia, se estableció un modelo de radiosidades equivalentes, el cual incorpora el efecto de los factores de visión y relaciones geométricas junto con las emisividades equivalentes desarrolladas, para así poder establecer cuanto calor se transfiere por radiación para las diferentes condiciones de temperaturas superficiales y distancia entre placas. Podemos notar también que el comportamiento de la emisividad espectral a diferentes temperaturas no es predecible, por lo que el método propuesto para determinar emisividades equivalentes resulta de extrema

utilidad cuando se está trabajando con materiales reales con su emisividad previamente caracterizada.

Por otro lado, con respecto a los parámetros de operación influyentes en los mecanismos de transferencia de calor involucrados podemos concluir que para un medio no vacío se debe considerar el efecto de la conducción y su cambio a convección según la relación geométrica H/L , en donde H corresponde a la dimensión del lado de la placa emisora y L a la distancia entre placas. Como para este sistema el lado de la placa caliente se mantiene fijo, el parámetro crítico de interés será la distancia entre placas L y el número de Rayleigh, el cual representa la razón de las fuerzas de flotabilidad y los productos de la difusividad térmica y cantidad de movimiento. Por lo que, al igual que en el caso base estudiado, para $Ra < 1708$ ($Nu_{conv} = 1$), predominará la transferencia de calor por conducción y radiación, mientras que para valores mayores de Rayleigh ($Nu_{conv} > 1$) las fuerzas de empuje comienzan a vencer a las viscosas y la transferencia de calor será principalmente por convección y radiación. Los valores críticos de L en donde cambia el mecanismo de transferencia de conducción y radiación a convección y radiación para los supuestos, geometría y temperaturas superficiales de la cara caliente propuestas son 9,23 mm a 300°C, 9,82 mm a 400°C y 10,54 mm a 500°C. Por lo que, superando dichos valores de distancia entre placas, la transferencia de calor será por convección y radiación. Respecto a la radiación podemos decir que esta va disminuyendo al aumentar la distancia entre placas tendiendo a una asíntota de transferencia para distancias mayores a 10 mm. También, podemos notar que la influencia de la radiación con respecto a los otros mecanismos de transferencia se ve directamente afectada por las emisividades

equivalentes y por el aumento en la diferencia de las temperaturas superficiales de la cara caliente y fría, sin embargo, como se mostró en la sección anterior, el aumento del flujo de enfriamiento no implica una disminución considerable de la temperatura de la cara fría, por lo que la temperatura de la cara caliente será determinante en la magnitud de radiación transferida para las condiciones del sistema propuesto.

Con respecto a la transferencia de calor total podemos decir que para 300°C de temperatura en la cara superficial, la transferencia de calor se maximiza a menor sea la distancia entre placas, siendo la mínima 0,5 mm, permitiendo una transferencia total por conducción y radiación de 36,535 W, el calor transferido disminuye al ir aumentando la distancia entre placas hasta llegar a $L=7,92$ mm en donde se transfieren 8,36 W. El siguiente punto de transferencia óptima está en el rango de convección y radiación y tiene su máximo en $L=11,282$ mm, transfiriendo 8,36 W. Para 400°C la transferencia de calor es máxima a 0,5 mm por conducción y radiación, disminuyendo al aumentar L hasta $L=8,854$ mm en donde se transfieren 15,406 W y en la sección de convección se alcanza dicho máximo por convección y radiación a 11,683 mm de distancia entre placas. Para 500°C la transferencia es máxima para $L=0,5$ mm por conducción y radiación mientras que a 9,913 mm se alcanza el valor máximo de distancia en que la transferencia por conducción y radiación será mayor que la por convección y radiación, ya que esta tiene su máximo valor a $L=11,929$ mm en donde iguala al calor transferido a 9,913 mm por conducción y radiación, con una magnitud de 25,508 W.

Como podemos notar, a distancias muy pequeñas la transferencia de calor se maximiza por conducción y radiación, sin embargo, al alcanzar un cierto valor de distancia entre placas en la sección de conducción, la transferencia de calor total será menor al máximo

por convección y radiación para un intervalo de distancia entre placas determinado, el cual se puede apreciar para 300°C en la figura 23.

Con respecto a las proporciones del calor transferido por los distintos mecanismos estudiados, se puede decir que, para los valores de transferencia máxima por conducción y radiación a 0,5 mm de distancia entre placas, a 300°C la magnitud de la conducción es 4,0938 veces la de radiación y esta comienza a predominar desde $L=2,156$ mm. Para una temperatura superficial de 400°C, a 0,5 mm la conducción de calor es alrededor de 2,9803 veces la radiación, mientras que esta última comienza a predominar desde $L=1,552$ mm. Por último, para 500°C en la cara caliente a 0,5 mm, la conducción de calor es 2,286 veces la radiación y estas se igualan en $L=1,183$, desde ahí en adelante predomina la radiación por sobre la conducción (en su intervalo correspondiente) y para mayores distancias, sigue predominando la radiación, pero por sobre la convección. Cabe destacar que debido a que las emisividades espectrales equivalentes de la superficie emisora y receptora son similares para las tres temperaturas superficiales estudiadas, es que se puede concluir que, al aumentar la temperatura superficial, aumentará el aporte porcentual radiativo con respecto a la transferencia de calor total. Se obtuvo un máximo de aporte de radiación cuando el número de Rayleigh es aproximadamente igual a 1708, es decir, la mayor radiación se produce cuando el régimen cambia de conductivo a convectivo. Para 300°C en la cara caliente la transferencia de calor máxima por radiación representa alrededor de un 79% del calor total transferido, mientras que para 400°C esta es un 84% y para 500°C es 88%. Tomando como ejemplo un sistema de recuperación de calor tipo TPV adecuado para el rango emisor del *coating*, se puede considerar una eficiencia teórica mínima de recuperación de energía de un 40% y una máxima de 85%. Por lo que considerando que

solo podemos absorber el calor por radiación y es deseable minimizar los otros mecanismos, es que se puede concluir que se necesitan superficies altamente emisivas como emisores y receptores y se debe tener una distancia entre placas correspondiente al número de Rayleigh crítico en donde cambia de conducción pura a convección predominante, para así lograr transferir la mayoría del calor por radiación para ser absorbido por un sistema de conversión tipo TPV que pueda aprovechar dicha radiación en su rango espectral correspondiente.

Por otro lado, se puede considerar como ejemplo un sistema de recuperación de calor residual industrial basado en captación por convección y radiación o TPV para aprovechar los rangos óptimos en que se maximiza la radiación o el calor total según sea requerido por el sistema sumidero.

Finalmente, con respecto al montaje experimental propuesto en el anexo A, podemos decir que este fue diseñado para utilizar el modelo analítico propuesto como punto de partida para determinar la transferencia de calor entre placas paralelas con un recubrimiento selectivo e iterar las condiciones de operación para obtener datos representativos del caso estudiado. Es decir, se deben iterar las condiciones analíticas, incorporando las pérdidas a través del balance de energía del experimento, para así, obtener la transferencia de calor total experimental y saber en qué intervalos de distancia está actuando cada mecanismo de transferencia de calor. Por otro lado, con el balance de energía analítico se pueden determinar las potencias requeridas en la fuente de poder y configurar el flujo de enfriamiento según la temperatura deseada en la cara fría.

El montaje experimental está terminado y listo para su puesta en marcha para validar el modelo y obtener parámetros reales que permitan ajustarlo, sin embargo, la toma de datos

experimentales y su posterior estudio fue dejada fuera del alcance de este trabajo debido a la imposibilidad de acceder al laboratorio por motivos de la pandemia nacional que nos afecta.

BIBLIOGRAFIA

- Balaji, C., & Venkateshan, S. P. (1993). Interaction of surface radiation with free convection in a square cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 14(3), 260–267. [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(93\)90057-T](https://doi.org/10.1016/0142-727X(93)90057-T)
- Baldasaro, P. F., Brown, E. J., Depoy, D. M., Campbell, B. C., & Parrington, J. R. (1995). Experimental assessment of low temperature voltaic energy conversion. *AIP Conference Proceedings*, 321, 29–43. <https://doi.org/10.1063/1.47032>
- Bermel, P., Ghebrebrhan, M., Chan, W., Yeng, Y. X., Araghchini, M., Hamam, R., ... Celanovic, I. (2010). Design and global optimization of high efficiency thermophotovoltaic systems. *Optics Express*, 18(S3), A314. <https://doi.org/10.1364/OE.18.00A314>
- Bouafia, M., Hamimid, S., & Guellal, M. (2015). Non-Boussinesq convection in a square cavity with surface thermal radiation. *International Journal of Thermal Sciences*, 96, 236–247. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.04.017>
- Celanovic, I., Jovanovic, N., & Kassakian, J. (2008). Two-dimensional tungsten photonic crystals as selective thermal emitters. *Applied Physics Letters*, 92(19), 129–132. <https://doi.org/10.1063/1.2927484>
- Chan, W., Huang, R., Wang, C., Kassakian, J., Joannopoulos, J., & Celanovic, I. (2010). Modeling low-bandgap thermophotovoltaic diodes for high-efficiency portable power generators. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 94(3), 509–514. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2009.11.015>
- Chen, K., Santhanam, P., & Fan, S. (2015). Suppressing sub-bandgap phonon-polariton heat transfer in near-field thermophotovoltaic devices for waste heat recovery. *Applied Physics Letters*, 107(9). <https://doi.org/10.1063/1.4929949>
- Chubb, D. (2007). *Fundamentals of Thermophotovoltaic Energy Conversion*, 530. Retrieved from <https://www.elsevier.com/books/fundamentals-of-thermophotovoltaic-energy-conversion/chubb/978-0-444-52721-9>
- Colomer, G., Costa, M., Cònsul, R., & Oliva, A. (2004). Three-dimensional numerical simulation of convection and radiation in a differentially heated cavity using the discrete ordinates method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(2), 257–269. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00387-9](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00387-9)
- D’Orazio, M. C., Cianfrini, C., & Corcione, M. (2004). Rayleigh-Bénard convection in tall rectangular enclosures. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(2), 135–144. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.05.002>

- Datas, A. (2015). Optimum semiconductor bandgaps in single junction and multijunction thermophotovoltaic converters. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 134(1), 275–290. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2014.11.049>
- Datas, A., & Algora, C. (2012). Development and experimental evaluation of a complete solar thermophotovoltaic system. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*. <https://doi.org/10.1002/pip>
- De Zoysa, M., Asano, T., Mochizuki, K., Oskooi, A., Inoue, T., & Noda, S. (2012). Conversion of broadband to narrowband thermal emission through energy recycling. *Nature Photonics*, 6(8), 535–539. <https://doi.org/10.1038/nphoton.2012.146>
- Dong, Q., Liao, T., Yang, Z., Chen, X., & Chen, J. (2017). Performance characteristics and parametric choices of a solar thermophotovoltaic cell at the maximum efficiency. *Energy Conversion and Management*, 136, 44–49. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.095>
- Dowling, J., & Lee, H. (2005). High-Efficiency Solar Cells Using Photonic-Bandgap Materials. *NASA Tech Briefs*, (September 2005), 29–30.
- Edenburn, M. W. (1979). ANALYTICAL EVALUATION OF A SOLAR THERMOPHOTOVOLTAIC (TPV) CONVERTER. *Solar Energy*, 24, 367–371.
- Forman, C., Muritala, I. K., Pardemann, R., & Meyer, B. (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1568–1579. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>
- Fthenakis, V. (2012). *Third Generation Photovoltaics*.
- Gelfgat, A. Y. (1999). Different Modes of Rayleigh-Bénard Instability in Two- and Three-Dimensional Rectangular Enclosures. *Journal of Computational Physics*, 156(2), 300–324. <https://doi.org/10.1006/jcph.1999.6363>
- Golubitsky, M., Swift, J. W., & Knobloch, E. (1984). Symmetries and pattern selection in Rayleigh-Bénard convection. *Physica D: Nonlinear Phenomena*, 10(3), 249–276. [https://doi.org/10.1016/0167-2789\(84\)90179-9](https://doi.org/10.1016/0167-2789(84)90179-9)
- Harder, N.-P., And, & Wurfel, P. (2003). Theoretical limits of thermophotovoltaic. *Semiconductor Science and Technology*, 18, S151–S157.
- Huang, B. J., Lin, T. H., Hung, C., & SUN, F. S. (2001). PERFORMANCE EVALUATION OF SOLAR PHOTOVOLTAIC/THERMAL SYSTEMS. *Solar Energy*, 70(5), 443–448. <https://doi.org/10.1016/j.dld.2014.07.007>
- Incropera, F. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.

- Jessen, W., Wilbert, S., Gueymard, C. A., Polo, J., Bian, Z., Driesse, A., ... Ramírez, L. (2018). Proposal and evaluation of subordinate standard solar irradiance spectra for applications in solar energy systems. *Solar Energy*, 168(September 2017), 30–43. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.03.043>
- Kao, P. H., & Yang, R. J. (2007). Simulating oscillatory flows in Rayleigh-Bénard convection using the lattice Boltzmann method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(17–18), 3315–3328. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.035>
- Lenert, A., Bierman, D. M., Nam, Y., Chan, W. R., Celanović, I., Soljačić, M., & Wang, E. N. (2014). A nanophotonic solar thermophotovoltaic device. *Nature Nanotechnology*, 9(2), 126–130. <https://doi.org/10.1038/nnano.2013.286>
- Lewis M., F., & Kuanrong, Q. (2012). Ceramic IR Emitter with Spectral Match to GaSb PV Cells for TPV. *Materials Research Society*. <https://doi.org/10.1557/opl.2012>.
- Liao, T., Chen, X., Yang, Z., Lin, B., & Chen, J. (2016). Parametric characteristics of a solar thermophotovoltaic system at the maximum efficiency. *Energy Conversion and Management*, 126, 205–209. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.084>
- Lir, J. T., & Lin, T. F. (2001). Visualization of roll patterns in Rayleigh-Bénard convection of air in a rectangular shallow cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(15), 2889–2902. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00340-9](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00340-9)
- Lu, Q., Zhou, X., Krysa, A., Marshall, A., Carrington, P., Tan, C. H., & Krier, A. (2018). InAs thermophotovoltaic cells with high quantum efficiency for waste heat recovery applications below 1000 °C. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 179(August), 334–338. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2017.12.031>
- Mukutmoni, D., & Yang, K. T. (1993). Rayleigh-bénard convection in a small aspect ratio enclosure: Part 1—bifurcation to oscillatory convection. *Journal of Heat Transfer*, 115(2), 360–366. <https://doi.org/10.1115/1.2910687>
- Nada, S. A. (2007). Natural convection heat transfer in horizontal and vertical closed narrow enclosures with heated rectangular finned base plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(3–4), 667–679. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.07.010>
- Rephaeli, E., & Fan, S. (2009). Absorber and emitter for solar thermo-photovoltaic systems to achieve efficiency exceeding the Shockley-Queisser limit. *Optics Express*, 17(17), 15145. <https://doi.org/10.1364/OE.17.015145>
- Ridouane, E. H., Hasnaoui, M., & Campo, A. (2006). Effects of surface radiation on natural convection in a rayleigh-benard square enclosure: Steady and unsteady

conditions. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 42(3), 214–225. <https://doi.org/10.1007/s00231-005-0012-7>

Ridouane, E. H., Hasnaoui, M., Amahmid, A., & Raji, A. (2004). Interaction between natural convection and radiation in a square cavity heated from below. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 45(3), 289–311. <https://doi.org/10.1080/10407780490250373>

Robert Siegel. (1999). Thermal Radiation Heat transfer. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 30(20), 2900–2904. <https://doi.org/10.1002/apj.5500020220>

Schwede, J. W., Bargatin, I., Riley, D. C., Hardin, B. E., Rosenthal, S. J., Sun, Y., ... Melosh, N. A. (2010). Photon-enhanced thermionic emission for solar concentrator systems. *Nature Materials*, 9(9), 762–767. <https://doi.org/10.1038/nmat2814>

Shan, X. (1997). Simulation of Rayleigh-Bénard convection using a lattice Boltzmann method. *Physical Review E - Statistical Physics, Plasmas, Fluids, and Related Interdisciplinary Topics*, 55(3), 2780–2788. <https://doi.org/10.1103/PhysRevE.55.2780>

Sukhanovsky, A., Batalov, V., Teymurazov, A., & Frick, P. (2012). Horizontal rolls in convective flow above a partially heated surface. *European Physical Journal B*, 85(1). <https://doi.org/10.1140/epjb/e2011-20420-7>

Swanson, R. M. (1979). A Proposed Thermophotovoltaic Solar Energy Conversion System. *Proceedings of the IEEE*, 67(3), 446–447. <https://doi.org/10.1109/PROC.1979.11270>

Utlu, Z. (2019). Thermophotovoltaic applications in waste heat recovery systems: Example of GaSb cell. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 15(2), 277–286. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctz049>

Wang, H., Chang, J., Yang, Y., & Wang, L. (2016). International Journal of Heat and Mass Transfer Performance analysis of solar thermophotovoltaic conversion enhanced by selective metamaterial absorbers and emitters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98, 788–798. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.074>

Xu, S., Shuai, Y., Zhang, J., Huang, X., & Tan, H. ping. (2017). Performance optimization analysis of solar thermophotovoltaic energy conversion systems. *Solar Energy*, 149, 44–53. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.03.076>

Yunus A. Cengel. (2011). *Heat & Mass Transfer: A Practical Approach* (2nd edition). <https://doi.org/10.1017/CBO9780511676420.004>

Zeyghami, M., Stefanakos, E., & Goswami, D. Y. (2017). Development of one-dimensional photonic selective emitters for energy harvesting applications. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 163(December 2016), 191–199. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2017.01.026>

ANEXOS

ANEXO A: MONTAJE EXPERIMENTAL PROPUESTO

El principal propósito de este experimento es evaluar la transferencia de calor por radiación en contraste con la por convección y conducción en un sistema en estado estacionario.

En la figura 8 se muestra un esquema representativo del montaje experimental y sus principales componentes. Cabe destacar que todos los componentes hasta las termocuplas de flujo se encuentran encerrados en una cámara de acero inoxidable para minimizar la transferencia de calor hacia el ambiente, prevenir el movimiento del aire interno y cuantificar el aumento de temperatura interior para el balance de energía.

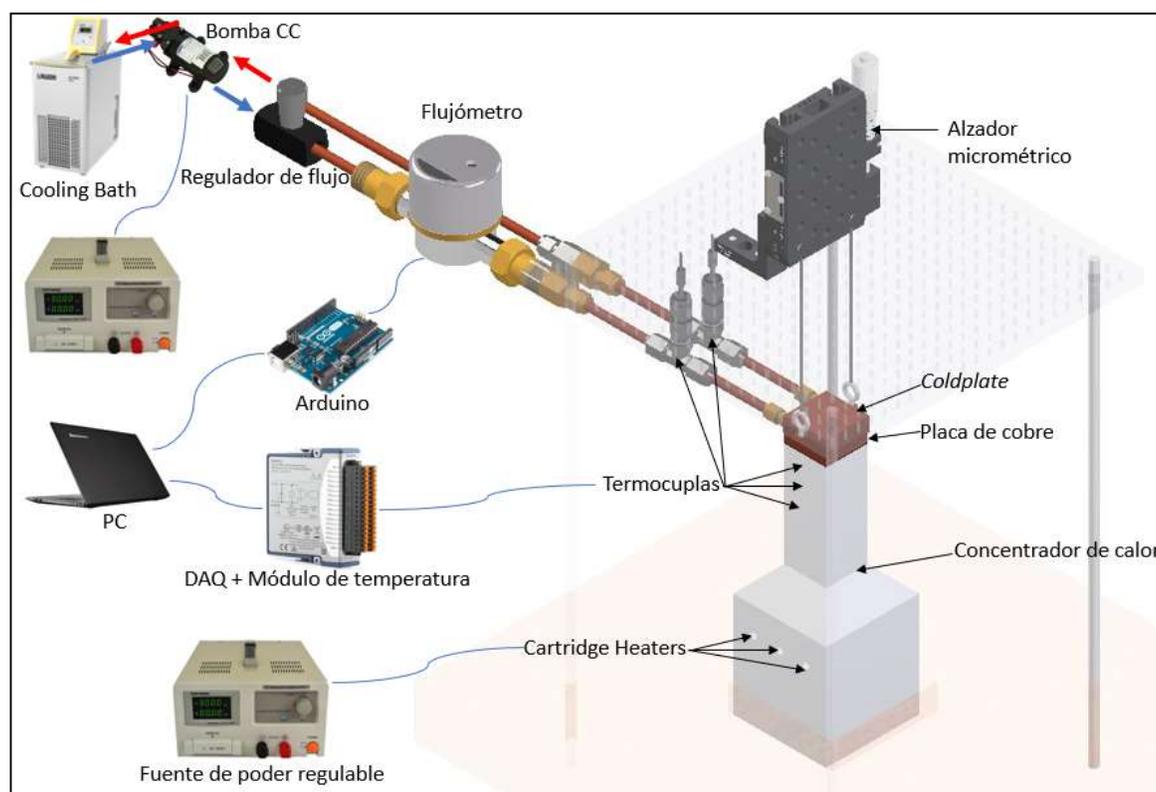


Figura 22: Esquema general del experimento y sus componentes

El montaje experimental está compuesto por diferentes componentes térmicos, sensores y sus respectivos núcleos de procesamiento de datos. El calor es generado por una diferencia de voltaje aplicada a tres *cartridge heaters* o resistencias cilíndricas de 6 Ohm cada una, conectadas en paralelo, lo que entrega una potencia eléctrica fija y conocida. Estas resistencias están insertas en la base de un concentrador de calor de aluminio macizo con dimensiones diseñadas para asegurar un perfil de temperaturas lineal en su cuello antes de llegar a la cara emisora, lo que asegura un flujo de calor constante al alcanzar el estado estacionario, como lo sería por ejemplo en un sistema TPV o de recuperación de calor industrial. El concentrador de calor de aluminio tiene una conductividad térmica de alrededor de 183 [W/mK] y está aislado con lana mineral (0,035 W/mK) en todo su manto y una de sus bases, ya que la cara superior descubierta es la encargada de emitir el calor por radiación, conducción o convección a la placa fría de cobre de conductividad térmica 375 [W/mK], transfiriendo así calor principalmente por conducción y radiación en ciertos rangos de distancia entre placas, mientras que para otros se transferirá por convección y radiación a la cara fría receptora, que luego lo conducirá a través de una capa de 0,5 mm de epoxi térmico (1,4 W/mK) hacia el *coldplate* conectado al circuito de disipación hidráulica. La superficie emisora del concentrador de calor es cuadrada de lado 40 mm y está recubierta con una pintura o *coating* selectivo con su emisividad espectral previamente caracterizada. La placa paralela receptora de cobre, que simula un elemento de absorción térmica, tiene la misma área basal que la superficie emisora y por su parte posee un espesor de 8,5 mm. El *coldplate* o disipador de calor también posee la misma área cuadrada que los componentes anteriormente mencionados, ya que tanto el emisor, epoxi térmico,

receptor y *coldplate* están alineados paralelamente para transmitir el flujo de calor de la manera más uniforme posible hacia el circuito de disipación. Dicho circuito está principalmente compuesto de tuberías aisladas de cobre recocido de 8 mm de diámetro interno, termocuplas de probeta en el flujo entrante y saliente, un flujómetro, un regulador de flujo, una bomba de corriente continua y un cooling bath o reservorio de agua a temperatura fija, que luego disipa el calor extraído al ambiente externo del experimento.

Para analizar experimentalmente la transferencia de calor por radiación, conducción o convección en estado estacionario, se debe asegurar una temperatura constante y deseada en la cara caliente (300, 400°C y 500°C) y fría (30°C), ya que luego se utilizarán gráficos de emisión espectral a temperatura fija para determinar el efecto de la radiación, y los números adimensionales de Rayleigh y Nusselt junto con un coeficiente de conductividad térmica efectiva (k_{efectivo}) para determinar los rangos de operación de la conducción y convección. Por otro lado, se requiere asegurar una condición de estacionariedad en el flujo de calor entre placas, así como también se desean medir las temperaturas en la entrada y salida del *coldplate* para cerrar el balance de energía y estimar las pérdidas de calor. Debido a las necesidades anteriormente mencionadas y a un amplio rango de operación (-200°C a 1250°C) es que se instalaron 3 termocuplas tipo K espaciadas uniformemente entre ellas, tanto en la superficie caliente como en la fría, así como en el cuello del concentrador de calor para asegurar la estacionariedad del flujo térmico. Estos sensores de temperatura están compuestos por dos cables soldados en la punta, uno de Cromel (90% Ni, 10% Cr) y otro de Alumel (95% Ni, 2% Al, 2% Mn, 1% Si). Al estar soldados entre sí, producen una diferencia

de voltaje asociada a los cambios de temperatura, debido al efecto Seebeck. Dicha diferencia es leída por dos módulos de temperatura conectados a un sistema de adquisición de datos o DAQ que a su vez lleva esos datos a un computador donde son guardados y procesados. Cabe destacar que tanto las termocuplas superficiales, las del cuello del concentrador y los *cartridge heaters* se sellaron con epoxi térmico para asegurar contacto y una buena transferencia de calor por conducción. En la figura 8 se muestra la disposición de las termocuplas insertas en el cuello del concentrador y en las superficies emisora y receptora (igual disposición).

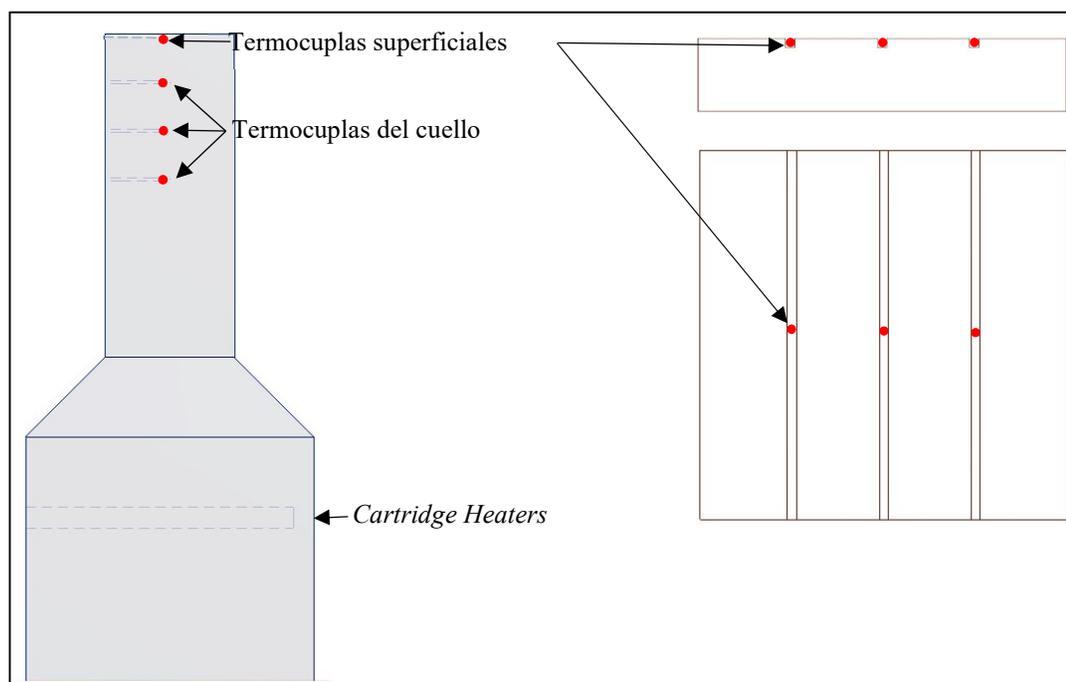


Figura 23: Ubicación de termocuplas del cuello, superficiales y de los *cartridge heaters*.

Como se puede apreciar en la figura 8, la cara emisora y receptora tienen tres termocuplas superficiales, instaladas dentro de canaletas fresadas y cubiertas posteriormente con epoxi térmico para asegurar que se esté midiendo la temperatura

superficial sin perjudicar la emisividad del *coating* selectivo. Por otro lado, las termocuplas del cuello del concentrador están igualmente espaciadas y cumplen el propósito de medir el desarrollo del gradiente térmico para asegurar su linealidad al llegar a la cara emisora.

Para medir y regular la distancia entre la cara emisora caliente y la receptora fría, se instaló un regulador de altura micrométrico sobre una placa posicionada en la parte superior de la zona de transferencia y sostenida por cuatro pilares con altura regulable para asegurar paralelismo entre componentes. Este regulador a su vez sostiene al conjunto *coldplate*, epoxi térmico y placa de cobre receptora, tomando el *coldplate* por sus lados y dejándolo suspendido sobre la cara emisora a una distancia regulable.

El experimento busca evaluar la emisión de calor por radiación, conducción o convección para distancias entre placas de 0,5 y 50 mm, con temperaturas de emisión de 300, 400 y 500°C. Teniendo en consideración dichas variables de interés, a continuación, se presentan las constantes, parámetros nominales y variables de estudio consideradas para el experimento.

- Distancias entre cara emisora y receptora (L_c): 0,5 – 50 mm
- Temperatura superficial cara emisora (T_{suphot}): 300; 400; 500°C
- Temperatura superficial cara receptora ($T_{\text{su cold}}$) \approx 30°C
- Conductividad térmica del aluminio (k_{al}): $183 \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}} \right]$
- Conductividad térmica del cobre (k_{cu}): $375 \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}} \right]$
- Conductividad térmica del epoxi (k_{TIM}): $1,4 \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}} \right]$

- Conductividad térmica lana mineral ($k_{\text{insulation}}$): $0,035 \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}} \right]$
- Espesor capa aislante ($L_{\text{insulation}}$): 76,2 mm
- Resistencia térmica *coldplate*: Anexo A
- Espesor placa de cobre (L_{Cu}): 8,5 mm
- Espesor epoxi (TIM): 0,5 mm
- Densidad del refrigerante ($\rho_{\text{water}@30^\circ\text{C}}$): $998 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
- Calor específico del refrigerante ($C_{p\text{water}@30^\circ\text{C}}$): $4178 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right]$
- Viscosidad dinámica del refrigerante ($\mu_{\text{water}@30^\circ\text{C}}$): $1,002 \cdot 10^{-3} [\text{Pa} \cdot \text{s}]$

Para obtener la radiación y convección entre las placas emisora y receptora, se establecieron dos principales variables de estudio, la temperatura superficial de la cara caliente que se analizará a 300, 400 y 500°C, y por otro lado se variará la distancia entre placas caliente y fría entre 0,5 y 50 mm.

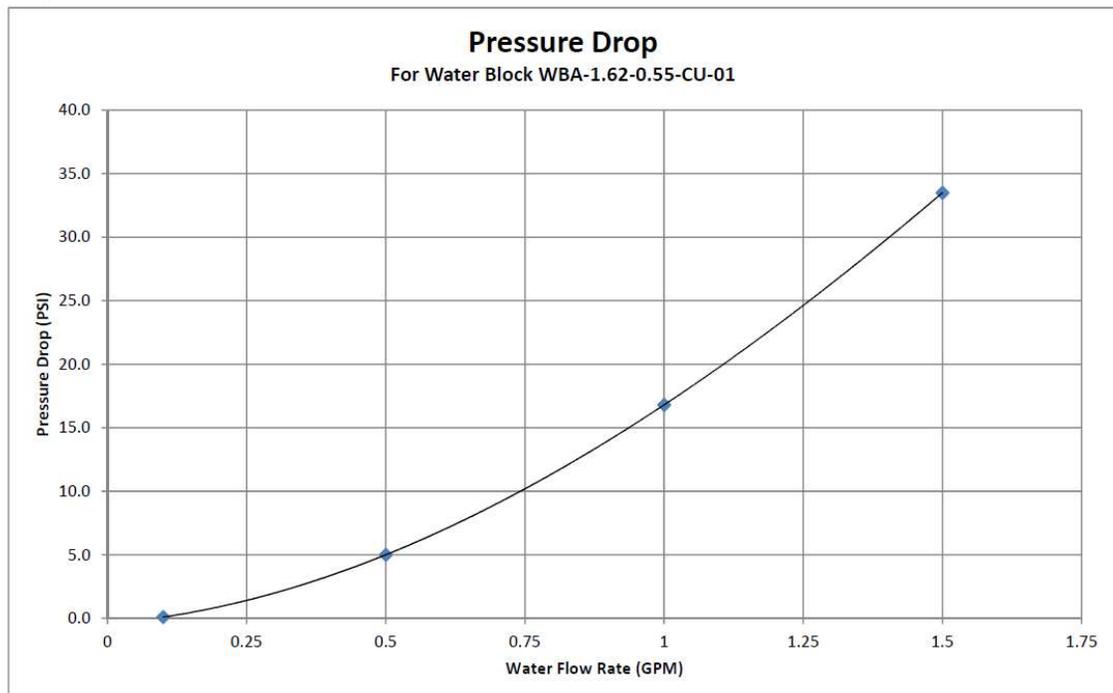
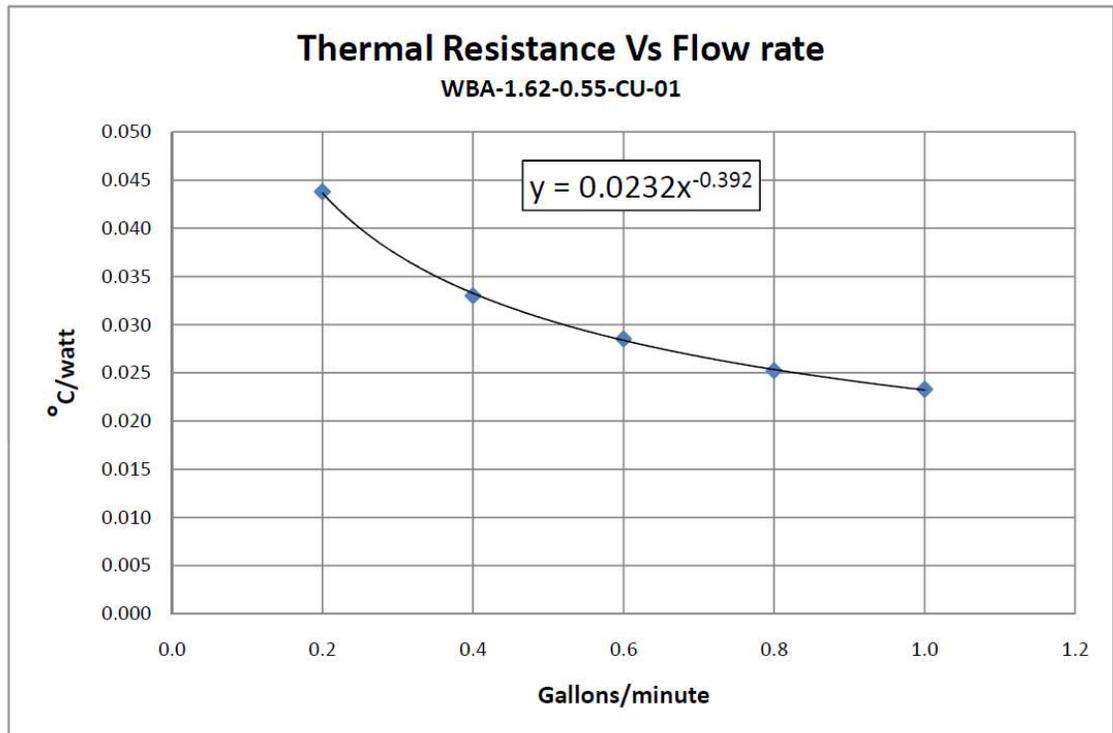
Tabla 4: Sensores e instrumentos

Variable	Instrumento	Detalle	Error	Unidad	Imagen
Temperatura	Termocupla	Tipo K	$\pm 3/8\%$ lectura	°C	
Caudal	Flujómetro	FP-5060	$\pm 1\%$ lectura	ml/s	
Dimensiones	Pie de metro	Vernier	$\pm 0,0125$ mm	mm	

Distancia placas	Alzador micrométrico	XRN25	$\pm 0,00125$ mm	mm	
---------------------	-------------------------	-------	---------------------	----	---

Las termocuplas están compuestas de dos filamentos de metales disimiles y conductores soldados entre ellos en la punta, formando así un empalme eléctrico. Una termocupla produce una diferencia de voltaje dependiente de la temperatura en su empalme o punta como resultado del efecto termoeléctrico. Este voltaje debe ser interpretado, usualmente en un software, para medir la temperatura correspondiente, sin embargo, también se puede transformar dicho voltaje manualmente a temperatura, conociendo el tipo de termocupla y su calibración.

Por su parte, el flujómetro utilizado es de turbina y consiste en un rotor interno, en contacto con el fluido de trabajo, que al girar es censado magnéticamente produciendo pulsos que son leídos por un sistema de adquisición de datos para luego ser traducidos a flujo volumétrico según su calibración.

ANEXO B: RESISTENCIA TÉRMICA Y CAÍDA DE PRESION COLDPLATE

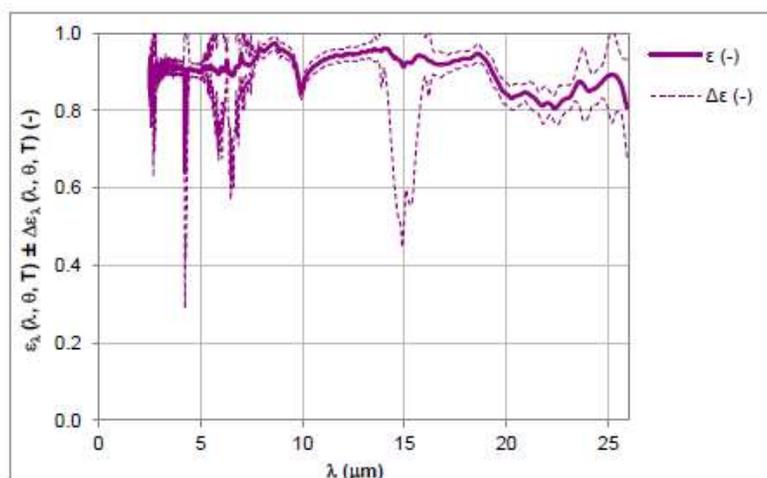
ANEXO C: EMISIÓN ESPECTRAL *COATING* SELECTIVO A 300°C



MEASUREMENT PROTOCOL

No. PM_CT3_OPT_2015_03_03_21

Order number	ZAK_Aremco_2014_01-3	
Customer	Aremco Products Inc.	
Sample ID	customer	840-MS
	NTC	840_MS_01
Measured quantity	spectral normal emissivity	
Measurement method	SNEHT	
Temperature (T)	300°C	
Polar angle (θ)	0°	
Date	23.2.2015	
Measured by	Ing. Petra Honnerová, Ph.D.	
Responsible person	Ing. Jiri Martan, Ph.D.	tel.: +420 377 634 718 e-mail: jmartan@ntc.zou.cz



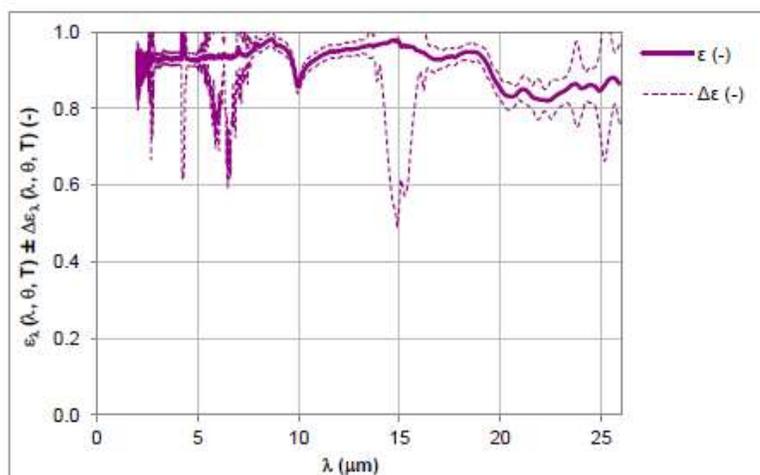
λ (μm)	2.5	3.5	4.7	8.3	10	12.5	17.5	20	25
$\varepsilon_{\lambda}(\lambda, \theta, T)$ (-)	0.852	0.913	0.902	0.962	0.858	0.946	0.928	0.845	0.887
$\Delta\varepsilon$ (-), $k = 2$	0.021	0.017	0.017	0.018	0.018	0.018	0.024	0.030	0.041

ANEXO D: EMISIÓN ESPECTRAL *COATING* SELECTIVO A 400°C

MEASUREMENT PROTOCOL

No. PM_CT3_OPT_2015_03_03_22

Order number	ZAK_Aremco_2014_01-3		
Customer	Aremco Products Inc.		
Sample ID	customer	840-MS	
	NTC	840_MS_01	
Measured quantity	spectral normal emissivity		
Measurement method	SNEHT		
Temperature (T)	400°C		
Polar angle (θ)	0°		
Date	23.2.2015		
Measured by	Ing. Petra Honnerová, Ph.D.		
Responsible person	Ing. Jiri Martan, Ph.D.	tel.:	+420 377 634 718
		e-mail:	jmartan@ntc.zcu.cz



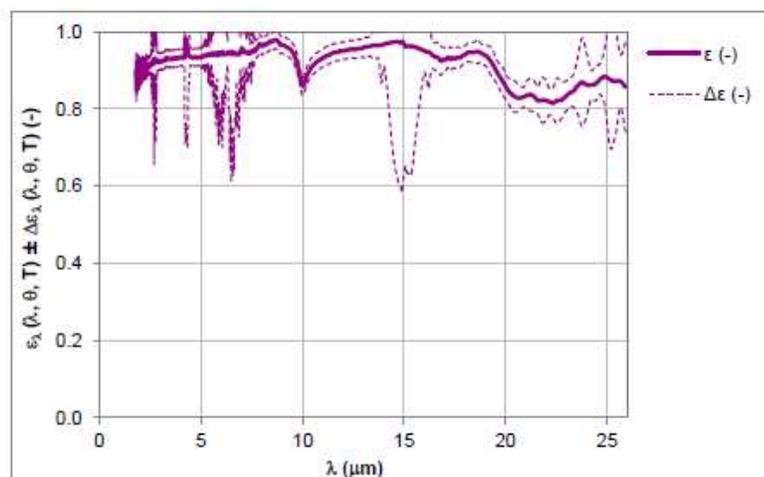
λ (μm)	2	3.5	4.7	8.3	10	12.5	17.5	20	25
$\epsilon_{\lambda}(\lambda, \theta, T)$ (-)	0.884	0.931	0.926	0.969	0.861	0.954	0.934	0.857	0.845
$\Delta\epsilon$ (-), $k = 2$	0.037	0.016	0.016	0.017	0.017	0.017	0.023	0.031	0.048

ANEXO E: EMISIÓN ESPECTRAL *COATING* SELECTIVO A 500°C

MEASUREMENT PROTOCOL

No. PM_CT3_OPT_2015_03_03_23

Order number	ZAK_Aremco_2014_01-3	
Customer	Aremco Products Inc.	
Sample ID	customer	840-MS
	NTC	840_MS_01
Measured quantity	spectral normal emissivity	
Measurement method	SNEHT	
Temperature (T)	500°C	
Polar angle (θ)	0°	
Date	23.2.2015	
Measured by	Ing. Petra Honnerová, Ph.D.	
Responsible person	Ing. Jiri Martan, Ph.D.	tel.: +420 377 634 718 e-mail: jmartan@ntc.zcu.cz



λ (μm)	2	3.5	4.7	8.3	10	12.5	17.5	20	25
$\epsilon_{\lambda}(\lambda, \theta, T)$ (-)	0.887	0.929	0.934	0.971	0.858	0.954	0.929	0.865	0.883
$\Delta\epsilon$ (-), $k = 2$	0.024	0.022	0.022	0.023	0.021	0.022	0.027	0.035	0.040

ANEXO F: TABLA FUNCIÓN DE RADIACIÓN DE CUERPO NEGRO

Funciones f_λ de radiación de cuerpo negro

$\lambda T,$ $\mu\text{m} \cdot \text{K}$	f_λ	$\lambda T,$ $\mu\text{m} \cdot \text{K}$	f_λ
200	0.000000	6 200	0.754140
400	0.000000	6 400	0.769234
600	0.000000	6 600	0.783199
800	0.000016	6 800	0.796129
1 000	0.000321	7 000	0.808109
1 200	0.002134	7 200	0.819217
1 400	0.007790	7 400	0.829527
1 600	0.019718	7 600	0.839102
1 800	0.039341	7 800	0.848005
2 000	0.066728	8 000	0.856288
2 200	0.100888	8 500	0.874608
2 400	0.140256	9 000	0.890029
2 600	0.183120	9 500	0.903085
2 800	0.227897	10 000	0.914199
3 000	0.273232	10 500	0.923710
3 200	0.318102	11 000	0.931890
3 400	0.361735	11 500	0.939959
3 600	0.403607	12 000	0.945098
3 800	0.443382	13 000	0.955139
4 000	0.480877	14 000	0.962898
4 200	0.516014	15 000	0.969981
4 400	0.548796	16 000	0.973814
4 600	0.579280	18 000	0.980860
4 800	0.607559	20 000	0.985602
5 000	0.633747	25 000	0.992215
5 200	0.658970	30 000	0.995340
5 400	0.680360	40 000	0.997967
5 600	0.701046	50 000	0.998953
5 800	0.720158	75 000	0.999713
6 000	0.737818	100 000	0.999905

ANEXO G: CÓDIGO DEL MODELO ANALÍTICO EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER)

"Datos"

T1=773.15 [K]
 {T2=313.15 [K]}
 DT=T1-T2

e1=0.93119
 e2=0.9

Tair=(T1+T2)/2
 P1=101325 [Pa]
 P2=150000 [Pa]
 Lado=0.04 [m]
 A=Lado^2
 ALat=Lado*Lcc
 Lcc=0.0005 [m]
 Distancia=Lcc
 X=Lado/Lcc
 Y=Lado/Lcc
 H=Lcc/Lado
 W=1

"Factores de visión"

F12 =

$$\left(\frac{2}{\pi X Y}\right) \left(\ln \left(\frac{(1+X^2)(1+Y^2)}{(1+X^2+Y^2)} \right)^{0.5} + X(1+Y^2)^{0.5} \arctan \left(\frac{X}{(1+Y^2)^{0.5}} \right) + Y(1+X^2)^{0.5} \arctan \left(\frac{Y}{(1+X^2)^{0.5}} \right) - X \arctan(X) - Y \arctan(Y) \right)$$

 F13 =
$$\left(\frac{1}{\pi W} \right) \left(W \arctan \left(\frac{1}{W} \right) + H \arctan \left(\frac{1}{H} \right) - \left(\frac{H^2+W^2}{2} \right)^{1/2} \arctan \left(\frac{1}{\left(\frac{H^2+W^2}{2} \right)^{1/2}} \right) + \left(\frac{1}{4} \right) \ln \left(\frac{(1+W^2)(1+H^2)}{(1+W^2+H^2)} \right) \right) \left(\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right)^{W^2} \left(\frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)} \right)^{H^2}$$

 F23 = F13
 F13456=1-F12
 Fsum=F12+F13456

kair=**conductivity**(Air_ha, T=Tair, P=P1)
 kcu=**conductivity**(Copper, T=T2)
 kTIM=1.4 [W/(m*K)]
 g= 9.80665 [m/s^2]
 v= **kinematicviscosity**(Air_ha, T=Tair, P=P1)
 alpha=**thermaldiffusivity**(Air_ha, T=Tair, P=P1)
 Pr_air=v/alpha
 Lcu=0.0085 [m]
 LTIM=0.001 [m]
 beta=1/Tair
 sigma=5.67E-8 [W/(m^4*K)]

Qradmax=sigma*(T1^4-T2^4)*e1*A

"Ecc de modelo analitico y balances de energía"

"Gap de aire"

```

Gr=(g*beta*(T1-Tair)*Lcc^3)/v^2
Ral=Gr*Pr_air
Nuconv=funta(Ral)
h_air=Nuconv*kair/Lcc
Qc=h_air*A*(T1-T2)
R_rad_12=((1-e1)/(e1*A)+(((A*F13456)^(-1)+((A*F13456)^(-1)))^(-1)+A*F12)^(-1)+(1-e2)/(e2*A))
R_conv_12=1/(h_air*A)
Qr=sigma*(T1^4-T2^4)/(R_rad_12)
Q12=Qc+Qr
R_12=R_rad_12*R_conv_12/(R_rad_12+R_conv_12)
Nurad=Qr/(Qc/Nuconv)
Nutot=Nurad+Nuconv
Qradperc=100*(Qr/Q12)

```

k_efectivo=kair*Nuconv

```

Rcu=Lcu/(kcu*A)
RTIM=LTIM/(kTIM*A)
Q23=Q12
Q34=Q12

```

```

Q23=(T2-T3)/Rcu
Q34=(T3-T4)/RTIM

```

```

T_water_in=303.15 [K]
{T_water_out=273.15+7 [K]}

```

T_avg=(T_water_in+T_water_out)/2

```

v_w= kinematicviscosity(Water,T=T_avg,P=P2)
alpha_w=thermaldiffusivity(Water,T=T_avg,P=P2)

```

{Pr_w=v_w/alpha_w}

```

Cp_w=cp(Water,T=T_avg,P=P2)
Rho_w=density(Water,T=T_avg,P=P2)

```

```

{Re=2000}
Dh=0.00483 [m]
Qcp=Q34
vel_w=Re*v_w/Dh
Caudal=vel_w*(Pi*(Dh^2)/4)
CaudalMls=Caudal*1000000
GPM=Caudal*15850.32314
m_water=Caudal*Rho_w
Qcp=m_water*Cp_w*(T_water_out-T_water_in)

```

```

Rt=0.0232*GPM^(-0.392)
Qcp=(T2-T_avg)/(Rt+Rcu+RTIM)

```

ANEXO H: CÓDIGO MATLAB EMISIVIDADES ESPECTRALES EQUIVALENTES

```

edata=dlmread('Emis 500.csv','');
l=edata(:,1); %longitudes de onda
emiss=edata(:,2); %emisividades
uncem=edata(:,3); %banda inferior de las emisividades (incertidumbre)

% limites en MICROMETROS
l_inf=25;
l_sup=27.5;

e_mean=mean(emiss((l>=l_inf)&(l<=l_sup))) %Emisividad media

%primera incertidumbre, del fit
e_std=std(emiss((l>=l_inf)&(l<=l_sup)))/e_mean;

unc_rel=abs(uncem-emiss)./emiss ;
%segunda incertidumbre, incertidumbre media del rango
unc_mean=mean(unc_rel((l>=l_inf)&(l<=l_sup)))
%tercera incertidumbre, del fit
unc_std=std(unc_rel((l>=l_inf)&(l<=l_sup)))

%emisividad media
e_mean

%incertidumbre total en la emisividad a T constante
e_unc=sqrt(((e_std)^2)+((unc_mean)^2)+((unc_std)^2))

edata300=dlmread('e_data_300c.csv','');
edata400=dlmread('Emi 400.csv','');
edata500=dlmread('Emis 500.csv','');
l300=edata300(:,1); %longitudes de onda 300 (X)
l400=edata400(:,1); %longitudes de onda 400 (X)
l400u=unique(l400);
[l400u,IA,~] = unique(l400);

l500=edata500(:,1); %longitudes de onda 500 (X)
[l500u,IB,~] = unique(l500);
emiss300=edata300(:,2); %emisividades 300 (Y)
emiss400=edata400(:,2); %emisividades 400 (Y)
emiss500=edata500(:,2); %emisividades 500 (Y)
emiss400=emiss400(IA);
emiss500=emiss500(IB);
TOMYA2=interp1(l400u,emiss400,l300,'linear','extrap');
TOMYB2=interp1(l500u,emiss500,l300,'linear','extrap');

plot(l300,emiss300);hold
on;plot(l300,TOMYA2);plot(l300,TOMYB2);grid;legend('300°C','400°C','500
°C')
ax = gca;

```

```
ax.FontSize= 15;  
title('Emisividad (\epsilon) por longitud de onda (\lambda), para  
T=300, 400 y 500°C');  
xlabel('\lambda (\mu m)');  
ylabel('\epsilon');
```