

2019

# MODELACIÓN COMPUTACIONAL DE MEZCLAS ZEOTRÓPICAS DURANTE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN ESTADO DE EVAPORACIÓN

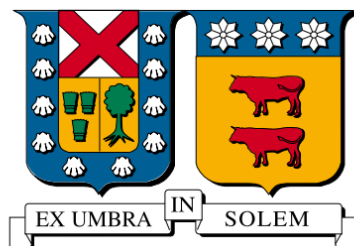
RAMOS CARRASCO, PAULINA

---

<https://hdl.handle.net/11673/48991>

*Repositorio Digital USM, UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA*

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO  
SANTA MARÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO-CHILE



“MODELACIÓN COMPUTACIONAL DE  
MEZCLAS ZEOTRÓPICAS DURANTE  
LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN  
ESTADO DE EVAPORACIÓN”

Paulina Ramos Carrasco

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL  
MECÁNICO

Profesor guía: Ph.D. Rodrigo Barraza

Profesor Co-referente 1: Dr. Christopher Cooper

## Resumen

Las mezclas zeotrópicas nunca tendrán la misma composición de líquido y vapor en el estado de equilibrio líquido vapor, es decir, por ejemplo para que la mezcla alcance su punto de ebullición, los componentes de esta tienen distintos puntos de ebullición, por lo tanto, cuando un componente alcanza su punto de ebullición, el otro aún necesita un aumento de temperatura para alcanzar dicho punto, entonces durante el cambio de fase hay una diferencia de temperatura conocida como temperatura de deslizamiento. En la actualidad los refrigerantes tienen efectos perjudiciales en la capa de ozono y efecto invernadero, es por esto, que se estudian nuevos tipos de mezclas refrigerantes, con el objetivo de disminuir estos efectos. Los ciclos de refrigeración JT han presentado un aumento de la eficiencia al utilizar este tipo de mezclas, pueden operar de forma eficiente en rangos de temperatura de enfriamiento de 80-230 K y son utilizadas en muchas aplicaciones como enfriamiento de sensores infrarrojos, de gas o licuefacción, criocirugía, crio preservación, entre otros.

Se realiza un análisis para diversas composiciones, considerando temperatura constante en la pared para un flujo anular, desarrollando una metodología de cálculo programada en MATLAB, obteniendo la distribución de velocidad y temperatura en el eje radial, y los coeficientes de transferencia de calor locales, comparándolos con los obtenidos por (Barraza, Measured and predicted heat transfer coefficients for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes., 2016)

## **Abstract**

Zeotropic mixtures will never have the same composition of liquid and vapor in the state of liquid vapor equilibrium, that is, for example for the mixture to reach its boiling point, the components of this have different boiling points, therefore, when one component reaches its boiling point, the other still needs a temperature increase to reach that point, then during the phase change there is a temperature difference known as the sliding temperature. At present, refrigerants have detrimental effects on the ozone layer and the greenhouse effect, which is why new types of refrigerant mixtures are studied, with the aim of reducing these effects. The JT refrigeration cycles have shown an increase in efficiency when using this type of mixtures, they can operate efficiently in cooling temperature ranges of 80-230 K and are used in many applications such as cooling of infrared, gas or gas sensors, liquefaction, cryosurgery, cryo preservation, among others.

An analysis is made for different compositions, considering constant temperature in the wall for an annular flow, developing a calculation methodology programmed in MATLAB, obtaining the distribution of speed and temperature in the radial axis, and the local heat transfer coefficients, comparing them with those obtained by (Barraza, Measured and predicted heat transfer coefficients for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes., 2016)

# Índice

Resumen .....	i
Abstract .....	ii
Lista de figuras.....	v
Lista de tablas .....	vii
Introducción.....	viii
Antecedentes .....	viii
Mezcla zeotrópicas.....	ix
OBJETIVOS .....	xii
Objetivo general.....	xii
Objetivos específicos.....	xii
1    Estado del arte.....	1
1.1    Uso y estudio de mezclas zeotrópicas .....	1
1.2    Ciclos Joule Thomson .....	3
1.3    Fracción de vacío.....	4
1.4    Caída de presión en dos fases .....	6
1.5    Coeficiente de calor mezclas zeotrópicas.....	8
2    Metodología de cálculo.....	12
2.1    Fracción de vacío.....	12
2.2    Esfuerzo de corte .....	14
2.3    Parámetros de discretización .....	15
2.4    Perfil de velocidad .....	17
2.5    Balance de energía .....	19
2.6    Variación de propiedades .....	25
2.7    Número de Nusselt.....	26
2.8    Conductividad térmica .....	28
2.9    Coeficiente de transferencia de calor .....	28
3    Resultado y discusión .....	30
3.1    Fracción de vacío.....	30
3.2    Diámetro $0,506 \pm 0,003$ [mm] .....	32
3.2.1    Velocidad.....	32

3.2.2	Temperatura.....	34
3.2.3	Coeficiente transferencia de calor .....	36
3.3	Diámetro $1,515 \pm 0,003$ [mm] .....	40
3.3.1	Velocidad.....	40
3.3.2	Temperatura.....	43
3.3.3	Coeficiente transferencia de calor .....	46
3.4	Diámetro 3 [mm] .....	50
3.4.1	Velocidad.....	50
3.4.2	Temperatura.....	53
3.4.3	Coeficiente transferencia de calor .....	56
4	Conclusiones y recomendaciones.....	59
5	Anexos .....	62
5.1	Composiciones volumétricas mezclas.....	62
5.2	Datos experimentales .....	62
5.3	Código MATLAB .....	64
5.3.1	Código Principal .....	64
5.3.2	Función fracción másica .....	71
5.3.3	Función valor semilla de temperatura .....	72
5.3.4	Función propiedades iniciales.....	75
5.3.5	Función fracción vacío (propiedades constantes).....	75
5.3.6	Función esfuerzo cortante propiedades constantes .....	76
5.3.7	Función velocidad Van Driest .....	80
5.3.8	Función conductividad térmica new (propiedades constantes) ..	80
5.3.9	Función variación de propiedades .....	83
5.3.10	Función fracción de vacío variable.....	84
5.3.11	Función esfuerzo cortante variable.....	84
5.3.12	Función conductividad térmica new variable.....	89
6	Bibliografía .....	91

## Lista de figuras

Figura 0.1 Variación temperatura del punto de rocío y burbuja para una mezcla zeotrópica binaria. ....	x
Figura 1.1 Patrones de flujo bifásicos en tubería vertical. ....	5
Figura 2.1 Vista en corte radial mostrando el diámetro del tubo y el diámetro donde se encuentra la interfase. ....	13
Figura 2.2 Balance de fuerza en las fases. ....	14
Figura 2.3 Diagrama de flujo bisección, para obtención de esfuerzo de corte. (MEJORAR DIAGRAMA).....	15
Figura 2.4 Distribución nodos y parámetros de discretización. ....	17
Figura 2.5 Balance de energía nodo adyacente a la pared ....	20
Figura 2.6 Balance de energía nodos líquidos ....	22
Figura 2.7 Balance de energía nodo interfaz ....	23
Figura 3.1 Análisis correlación de fracción de vacío para distintas calidades, Run 36 .....	31
Figura 3.2 Variación fracción de vacío a lo largo del tubo para Run 36, calidad 50% .....	31
Figura 3.3 Perfil de velocidad Run 2, mezcla hidrocarburo para distintas calidades del flujo.....	32
Figura 3.4 Número de Nusselt líquido, calidad 50% para "Run 2" .....	34
Figura 3.5 Número de Nusselt gas, calidad 50% para "Run 2". ....	35
Figura 3.6 Perfil de temperatura para distintas calidades Run 2. ....	35
Figura 3.7 Variación temperatura a lo largo del tubo para Run 1 calidad 65% ...	36
Figura 3.8 Coeficiente transferencia de calor obtenido por el modelo MATLAB y los datos experimentales para Run2, mezcla hidrocarburos. ....	37
Figura 3.9 Correlación de datos modelados y experimentales con un rango de error de $\pm 10\%$ para mezclas de hidrocarburos. ....	37
Figura 3.10 Correlación de datos modelados y experimentales con un rango de error de $\pm 20\%$ para mezclas de hidrocarburos. ....	37
Figura 3.11 Coeficiente transferencia de calor obtenido por el modelo MATLAB y os datos experimentales para Run 30, mezcla binaria. ....	38
Figura 3.12 Correlación de datos modelados y experimentales con un rango de error de $\pm 10\%$ para mezclas binarias. ....	38
Figura 3.13 Correlación de datos modelados y experimentales con un rango de error de $\pm 20\%$ para mezclas binarias.....	39
Figura 3.14 Perfil de velocidad Van Driest, Run 5. ....	40
Figura 3.15 Zoom perfil de velocidad fase líquida, Run 9, Correlación Van Driest. ....	41
Figura 3.16 Perfil de velocidad Van Driest, Run 33, mezcla binaria. ....	42

Figura 3.17 Variación del Número de Nusselt líquido a lo largo del minicanal, Run 5, perfil de velocidad Van Driest. ....	44
Figura 3.18 Variación del Número de Nusselt del gas a lo largo del minicanal, Run 5, perfil de velocidad Van Driest. ....	44
Figura 3.19 Perfil de temperatura para distintas calidades a lo largo del radio del minicanal, Run 5, perfil de velocidad Van Driest. ....	45
Figura 3.20 Perfil de temperatura para distintas calidades Run 33. ....	45
Figura 3.21 Variación de la temperatura a lo largo del minicanal, Run 35 calidad 50%. ....	46
Figura 3.22 Coeficiente de transferencia de calor obtenido mediante el modelo computacional y el experimental, para diferentes calidades, Run 5, perfil de velocidad de Van Driest. ....	47
Figura 3.23 Correlación datos obtenidos por el modelo y los experimentales, para la mezclas de hidrocarburos. ....	47
Figura 3.24 Coeficiente de transferencia de calor obtenido mediante el modelo computacional y el experimental, para diferentes calidades, Run 33, perfil de velocidad de Van Driest. ....	48
Figura 3.25 Correlación datos obtenidos por el modelo y los experimentales, para la mezclas binarias. Rango de error $\pm 10\%$ . ....	49
Figura 3.26 Correlación datos obtenidos por el modelo y los experimentales, para la mezclas binarias. Rango de error $\pm 20\%$ . ....	49
Figura 3.27 Perfil de velocidad Van Driest, Run 36, mezcla binaria. ....	50
Figura 3.28 Zoom perfil de velocidad fase líquida, Run 36, mezcla binaria. ....	51
Figura 3.29 Perfil de velocidad Van Driest Run 13, mezcla hidrocarburo. ....	52
Figura 3.30 Número de Nusselt líquido para distintas calidades Run 36. ....	54
Figura 3.31 Número de Nusselt gaseoso para distintas calidades Run 36. ....	54
Figura 3.32 Perfil de temperatura para distintas calidades Run 36. ....	55
Figura 3.33: Perfil de temperatura Run 36, calidad 50%, donde el eje "X" corresponde a los nodos axial y el eje "Y" corresponde a los nodos radiales. Donde la barra de la derecha representa el calor de temperatura asociado a cada color. ....	55
Figura 3.34 Coeficiente transferencia de calor Run 36, mezcla binaria. ....	56
Figura 3.35 Correlación datos obtenidos por el modelo y experimentales mezcla binaria. (a) rango de error $\pm 10\%$ , (b) rango de error $\pm 20\%$ . ....	57
Figura 3.36 Coeficiente transferencia de calor Run 13, mezcla hidrocarburo. ....	57
Figura 3.37 Correlación datos obtenidos por el modelo y experimentales mezcla binaria. (a) rango de error $\pm 10\%$ , (b) rango de error $\pm 20\%$ . ....	57



## Lista de tablas

Tabla 0.1: Principales refrigerantes utilizados para sintetizar mezclas zeotrópicas.	ix
Tabla 3.1 Número de Reynolds para distintas calidades, Run 2 Mezcla hidrocarburo.	33
Tabla 3.2 Errores porcentuales promedio diámetro 0.506 [mm], mezcla hidrocarburos.	39
Tabla 3.3 Errores porcentuales promedio diámetro 0.506 [mm], mezcla binarias.	39
Tabla 3.4 Variación número de Reynolds por fase y en la capa límite, Run 9, Perfil de velocidad Van Driest.	41
Tabla 3.5 Número de Reynolds, por fase y capa límite, Run 33 mezcla binaria.	42
Tabla 3.6 Errores porcentuales promedio diámetro 1.515 [mm], mezcla de hidrocarburos.	49
Tabla 3.7 Errores porcentuales promedio diámetro 1.515 [mm], mezcla binaria.	50
Tabla 3.8 Variación Número de Reynolds por fase y en capa límite a distintas calidades, Run 36.	51
Tabla 3.9 Números de Reynolds por fase y capa límite Run 13, mezcla hidrocarburo.	53
Tabla 3.10 Errores porcentuales promedio diámetro 3 [mm], mezcla hidrocarburos.	58
Tabla 3.11 Errores porcentuales promedio diámetro 3 [mm], mezcla binarias.	58
Tabla 5.1: Composición volumétrica mezclas de hidrocarburos.	62
Tabla 5.2: Composición volumétrica mezclas sintéticas. .... <b>Error! Bookmark not defined.</b>	
Tabla 5.3: Composición volumétrica mezclas binarias.	62
Tabla 5.4: Datos experimentales para las distintas mezclas.	62

## Introducción

### Antecedentes

El mundo se encuentra actualmente buscando una solución a la problemática de los efectos de los refrigerantes en el agujero de la capa de ozono y el efecto invernadero, donde Chile no se encuentra exento de esto. Desde el 2006 Chile aprueba la Ley 20096, la cual “ESTABLECE MECANISMOS DE CONTROL APLICABLES A LAS SUSTANCIAS AGOTADORAS DE LA CAPA DE OZONO” (protocolo de Montreal), cuyo objetivo es eliminar las sustancias consideradas perjudiciales de la capa de ozono al año 2030.

Actualmente se utilizan dos tipos de mezclas como refrigerantes, mezclas azeotrópicas y zeotrópicas, cuya principal diferencia es que las zeotrópicas nunca tendrán la misma composición de líquido y vapor en el estado de equilibrio líquido vapor. El refrigerante más utilizado en Chile es el R-22, cuyo índice ODP (potencial de agotamiento de ozono) es 0,05 y GWP es 1700, el cual es considerado perjudicial para la capa de ozono.

El índice ODP hace referencia a las sustancias químicas que degradan la capa de ozono, donde el refrigerante R-11 tiene la referencia de índice 1.0, dado que tiene el potencial máximo debido a la presencia de tres átomos de cloro en la molécula y los índices de las otras sustancias son respecto a la comparación con dicho refrigerante. A su vez el índice GWP es una medición relativa de cuanto calor puede ser atrapado por un gas de efecto invernadero en comparación al dióxido de carbono (índice 1.0), por ejemplo el dióxido de nitrógeno tiene un índice de 298, es decir, por cada 1 millón de toneladas de  $N_2O$  es equivalente emitir 298 millones toneladas de  $CO_2$ .

Es por esto que se han realizado estudios para el reemplazo de esta con mezclas de diferente refrigerantes, donde las mezclas zeotrópicas tienen mayor preponderancia, logrando el índice ODP 0, pero en contraparte con un aumento del índice GWP.

## Mezcla zeotrópicas

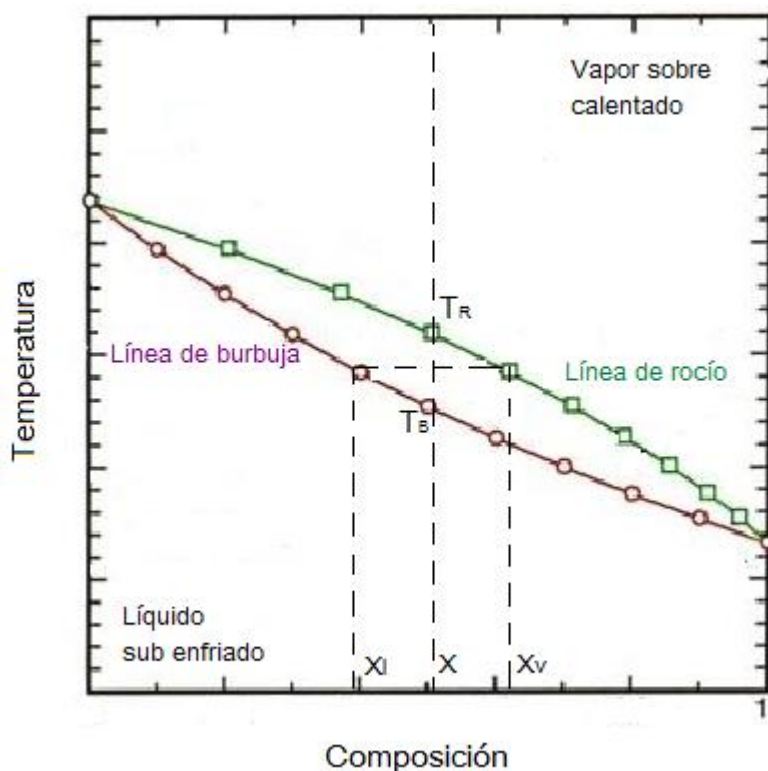
En los sistemas refrigerantes se utilizan dos tipos de mezclas, azeotrópica y zeotrópica. Las mezclas azeotrópicas consiste en dos o más elementos que juntos se comportan como un refrigerante único, es decir, cuando en la mezcla hay un cambio de fase, ya sea condensación o evaporación a presión constante, se comporta como un fluido puro, dado que no hay un cambio de temperatura durante dicho cambio de fase. Por otro lado, las mezclas zeotrópicas nunca tendrán la misma composición de líquido y vapor en el estado de equilibrio líquido vapor, es decir, por ejemplo para que la mezcla alcance su punto de ebullición, los componentes de esta tienen distintos puntos de ebullición, por lo tanto, cuando un componente alcanza su punto de ebullición, el otro aún necesita un aumento de temperatura para alcanzar dicho punto, entonces durante el cambio de fase hay una diferencia de temperatura.

En la Tabla 0.1 se mencionan los refrigerantes más comunes que son utilizados para realizar mezclas zeotrópicas, con sus respectivos índices de ODP y GWP:

**Tabla 0.1: Principales refrigerantes utilizados para sintetizar mezclas zeotrópicas.**

Nomenclatura	Nombre	GWP	ODP
R21	diclorofluorometano	210	0,01
R-22	clorodifluorometano	1700	0,03
R-23	trifluorometano	N/A	0,00
R-32	difluorometano	550	0,00
R-116	Hexafluoroetano	97	0,00
R-124	2-Cloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano	620	0,03
R-125	Pentafluoroetano	3400	0,00
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	1300	0,00
R-143a	1,1,1-Trifluoroetnao	4300	0,00
R-152a	1,1-Difluoroetano	120	0,00

En la Figura 0.1 se puede observar la variación de la temperatura del punto de rocío y burbuja para una mezcla zeotrópica binaria en función de la composición de la mezcla. Cuando el vapor es enfriado, se comienzan a formar gotas líquidas conocida por punto de rocío ( $T_R$ ) y la condensación es completa hasta que llega al punto burbuja ( $T_B$ ). De forma inversa, se puede realizar el mismo razonamiento, cuando el líquido es calentado se comienzan a formar las primeras burbujas de vapor llegando al punto burbuja y la vaporación se completa cuando llega al punto de rocío. La diferencia de temperatura entre el punto de rocío y el punto burbuja se conoce como temperatura de desplazamiento. Por otro lado se puede observar que la composición líquido vapor de la mezcla varía durante el cambio de fase.



**Figura 0.1** Variación temperatura del punto de rocío y burbuja para una mezcla zeotrópica binaria.

Estas mezclas zeotrópicas han sido utilizadas en ciclos Joule Thomson (JT), los cuales muestran una gran promesa en la producción de bajas

temperaturas debido a su eficiencia, construcción sencilla, su confiabilidad operacional, tiempo de enfriamiento rápido.

JT consiste en un compresor, luego un enfriador, un intercambiador de calor recuperativo, un expansión y un evaporador, donde los componentes base para generar la mezcla de trabajo son el metano, etano, propano, isobutano junto con nitrógeno o neón. Estos ciclos pueden operar de forma eficiente en rangos de temperatura de enfriamiento de 80-230 K y son utilizadas en muchas aplicaciones como enfriamiento de sensores infrarrojos, de gas o licuefacción, criocirugía, crio preservación, entre otros.

# OBJETIVOS

## Objetivo general

Desarrollar una modelación mediante MATLAB que permita determinar los coeficientes de transferencia de calor locales convectivos al interior de tubos horizontales en mezclas zeotrópicas en estado de evaporación.

## Objetivos específicos

- Estudiar el estado del arte relacionado con la determinación de coeficientes de transferencias de calor locales convectivos durante la evaporación en las mezclas zeotrópicas
- Analizar y comparar los diversos métodos para determinar dichos coeficientes.
- Desarrollar un modelo numérico mediante MATLAB que simule la evaporación de este tipo de mezcla durante el régimen anular.
- Analizar la variación de las propiedades a lo largo del proceso de transferencia de calor en minicanales.
- Validar el modelo numérico mediante datos experimentales.

# 1 Estado del arte

## 1.1 Uso y estudio de mezclas zeotrópicas

Se han realizado diversos estudios donde la utilización de mezclas zeotrópicas han mejorado en más de una característica diversos ciclos.

Para el análisis de un ciclo Rankine supercrítico realizado por (Chen H. G., 2011) el refrigerante 70% R134a / 30% R32 alcanza una eficiencia del 10.8 *al* 13.4% con el ciclo a alta temperatura (393 *a* 473 K) con una eficiencia de exergética del 38,6% (menor destrucción durante la ebullición y condensación), en comparación al ciclo Rankine Orgánico (desde ahora referido como CRO) utilizando R134a puro como fluido de trabajo en las mismas condiciones tiene una eficiencia del 9.7 *al* 10.1% y una eficiencia exergética del 24.1%.

Por otro lado (Wang, 2010) realiza un estudio comparativo entre refrigerantes puros y mezclas zeotrópicas en un ciclo de Rankine solar de baja temperatura (25°C temperatura de condensación y 85°C temperatura de vaporización) para la generación de energía, los fluidos en estudio son  $M_1$  (R245fa) (fluido puro) y mezclas zeotrópicas  $M_2$  (90% R245fa / 10% R152a) y  $M_3$  (70 % R245fa / 30% R152a). La potencia media de salida del  $M_3$  es superior a la de  $M_1$  y  $M_2$  en un 29,10% y 28,03% respectivamente. (Heberle F, 2012) realiza simulaciones para isobutano/isopentano y R227ea / R245fa para investigar la eficiencia exergética, donde obtiene que para una temperatura de fuente de calor por debajo de los 120°C la eficiencia puede alcanzar el 15%.

Luego (Chys, 2012) determina que para mezclas binarias en CRO (fuente de calor 150°C) hay un aumento en la eficiencia del ciclo de 15,7% y un aumento de la electricidad generada del 12,3%. Mientras que para una fuente de calor más alta de 250°C el aumento de eficiencia y electricidad es de 6,0% y 5,5% respectivamente.

(Zhao, 2014) estudia la influencia de la composición de la mezcla en los CRO, donde para el caso de la mezcla isobutano/pentano, con una composición del 29,15%/70,85% se logra la máxima eficiencia.

(Uchida, 1996) realiza un estudio de la transferencia de calor en tubos horizontales, con un fluido de trabajo de 30% R32 / 10% R125/ 60% R134a, en tres tubos, uno con paredes lisas, otro con ranuras y con ranuras atravesadas, concluyendo que el coeficiente de calor es casi tres veces más alto en el tubo con ranuras horizontales que en el tubo liso y un 20 a 40% mayor que el tubo con ranuras longitudinales. (Shin, 1997) realiza un análisis experimental utilizando R22 puro, R32 / R125 (50/50) y R290 / R600a (25/75, 50/50, 75 /25) donde obtiene que los coeficientes de transferencia de calor de las mezclas es relativamente más alto que el refrigerante puro, bajo la misma condiciones de ensayo, también concluye que el coeficiente de transferencia de calor no es lineal respecto a la composición de la mezcla.

Estudios realizados también han comprobado que la utilización de mezclas zeotrópicas aumenta al menos una característica de en los aire acondicionado. Estudios similares son planteados por (Y. Ryuzaburo, 1997) y (K.N. Mumpower, 1994) prueban que al cambiar el refrigerante R22 por el refrigerante zeotrópico R407c, evaluando el compresor, tiene una eficiencia parecida, con una variación no superior al 1%.

(Chen, Judge, Groll, & and Radermacher, 1994) analiza la viabilidad de usar mezclas de hidrocarburos como refrigerantes en bombas de calor y aire acondicionado, donde la mezcla HC290/HC600 es la que entrega un COP más alto y representa un mejor equilibrio COP y capacidad volumétrica.

(Devotta, 2001) determina que para cambiar el refrigerante R22 por el R134a en los aires acondicionado, el tamaño del compresor debe ser aumentado, lo cual visto para una residencial, no es una solución factible, por otro lado para el refrigerante R290 no es necesario cambiar el tamaño del compresor, pero hay aspecto de seguridad a considerar, dado que es un compuesto inflamable.



(Karagoz, 2004) Estudio el reemplazo del refrigerante R22 por 50% R134a / 50% R22 en una bomba de calor donde se obtiene que el COP aumenta un 25%.

## **1.2 Ciclos Joule Thomson**

Los ciclos Joule Thomson son utilizados en la criogenia, actualmente es un tema analizado por pocos autores y aún se tiene un grado de desconocimiento, sin embargo, este ciclo muestra una gran promesa dado a la producción de baja temperatura y su buena eficiencia. En el ámbito donde ha tenido mayor investigación es para la licuefacción de gases, lo cual es beneficioso dado que la disminución del volumen del gas implica una facilitación del transporte y distribución de este.

(Gong, 2004) realiza un estudio basado en los efectos Joule-Thomson en dos configuraciones para enfriar cargas a una temperatura fija, para un ciclo de una sola etapa sin separador de fase y para un ciclo de autocascada, obteniendo que el ciclo de autocascada mejora el rendimiento utilizando mezclas que tengan una mayor fracción de componentes de alto punto de ebullición.

(Nellis, 2005) mediante un modelo de ensayo experimental analiza mezclas de hidrocarburos como fluido de trabajo que son óptimas para el ciclo JT en el rango de operación de  $80\text{ K}$  a  $120\text{ K}$ . Los resultados indican que la calidad y el flujo de masa son los parámetros más importantes que rigen el coeficiente de transferencia de calor entre los variados.

(Ardhapurkar, 2014) utiliza los datos experimentales obtenidos por (Nellis, 2005) y los compara con los coeficientes de transferencia de calor calculado con las correlaciones disponibles, tanto para sustancias puras como mezcla de hidrocarburos, concluyendo que las correlaciones de ebullición de flujo de una sustancia pura no son adecuadas para una mezcla zeotrópica, por otro lado, las correlaciones de (Granryd, 1991), (Silver, 1947) y (Bell & Ghaly, 1973) pueden

utilizarse para estimar el coeficiente, dado que tienen una desviación promedio razonable (cercana al 30%).

(Markan, 2014) realiza una modelación numérica con el fin de conocer la distribución de temperatura real a lo largo de la longitud del intercambiador, cuyo modelo es validado mediante los datos entregados por (Ardhapurkar, 2014). (Damle, 2015) también realiza una modelación numérica donde los diferentes elementos del intercambiador de calor se dividen en una serie de volúmenes de control y se resuelven las ecuaciones gobernantes, donde el modelo se verifica con los datos de (Ardhapurkar, 2014) para tres diferentes mezclas, donde las diferencias de temperaturas elaboradas por el estudio y los datos experimentales son inferiores al 8%.

(Barraza, Measured and predicted heat transfer coefficients for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes., 2016) construye un aparato experimental para medir los coeficientes de transferencia de calor en mezclas zeotrópicas a temperaturas criogénicas.

### **1.3 Fracción de vacío**

La fracción de vacío corresponde al área transversal del canal ocupado por la fase gaseosa, limitado entre 0, que corresponde al flujo de líquido monofásico y 1 que corresponde al flujo de gas monofásico.

En primer lugar es necesario conocer los patrones bifásicos presentes en una tubería, los cuales se pueden identificar 4 patrones según las definiciones de (Brill, 1991) se tiene:

Flujo burbuja: el líquido es predominante en el flujo con pequeñas burbujas de gas, como se observa en la Figura 1.1 (a), las burbujas se mueven en diferentes velocidades.

Flujo Slug: la fase líquida sigue siendo continua y las burbujas de gas se comienzan a unir formando tapones que ocupan prácticamente toda el área transversal, Figura 1.1(b).

Flujo de transición: se produce el cambio de la fase líquida continua a gas continua, donde las burbujas de gas se comienzan a unir. Figura 1.1(c).

Flujo anular: el gas queda encerrado por un film líquido, donde la fase gaseosa es continua. Figura 1.1(d).



Figura a

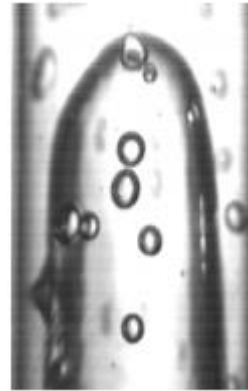


Figura b



Figura c



Figura d

**Figura 1.1** Patrones de flujo bifásicos en tubería vertical.

Existe un modelo homogéneo para calcular la fracción de vacío, la cual es en función de la calidad, la densidad de las fases y la viscosidad de las fases, del cual varios autores se basan realizando modificaciones que buscan que prediga el valor más representativo, como por ejemplo (Premoli, 1970) quien introduce el

efecto del número de Reynolds, (Petalas, 1997) quien introduce el efecto de esfuerzo cortante.

Por otro lado, hay autores que agregan un múltiplo constante al modelo homogéneo, como (Bankoff, 1960), cuya constante es en función de la presión, (Hughmark, 1962) modifico esta constante agregando el número de Froude.

(Zuber, 1965) introduce la diferencia entre la velocidad del gas y la de la mezcla, denominada velocidad de deriva, mientras que (Inoue, 1993) introduce la masa total en la velocidad deriva.

(Shedd, 2010) montó el aparato experimental analizando el modelo homogéneo y (Rouhani & Axelsson, 1970) y observo que la fracción de vacío sigue el modelo homogéneo para un flujo slug y para el flujo anular sigue el modelo Rouhani, por lo tanto desarrollo una nueva correlación que represente esa transición flujo slug a anular, introduciendo el efecto de la tensión superficial.

## **1.4 Caída de presión en dos fases**

El análisis de caída de presión por fricción en un flujo bifásico es fundamental para el diseño de tuberías o evaporadores, es por esto que se han realizado diversos estudios experimentales para encontrar las correlaciones que sirvan para la predicción de la caída de presión.

(Martinelli, 1948) desarrollan multiplicadores bifásicos a raíz de multiplicadores monofásicos de caída de presión, (Lockhart, 1949) utiliza la correlación de (Martinelli, 1948) pero agrega un parámetro que es la fricción del flujo de dos fases llamado Lockhart–Martinelli. (Friedel, 1979) encuentra una correlación que incluye el número de Froude y de Weber. (Chisholm, 1967) propone una correlación similar a la utilizada para flujos monofásicos, incluyendo parámetros adimensionales a través de datos experimentales, de este modo busca

facilitar los cálculos, mediante gráficos que pueden predecir los gradientes de presión y los compara con los de (Martinelli, 1948).

(Cicchitti, 1959) analiza el flujo como una mezcla homogénea, obteniendo una correlación para obtener la viscosidad y densidad de las dos fases en conjunto y con dichos datos se obtiene la caída de presión de la mezcla.

(Müller-Steinhagen & Heck, 1986) evalúa 14 correlaciones diferentes con un banco de datos, obteniendo que la correlación de (Bandel, 1974) es la más precisa, pero la más complicada, por lo tanto, postula una nueva correlación capaz de medir la caída de presión con razonable exactitud. (Didi, 2002) compara las principales correlaciones para cinco refrigerantes, bajo ciertas condiciones de trabajo y obtiene que el modelo propuesto por (Müller-Steinhagen & Heck, 1986) es el que predice mejor la caída de presión con respecto a datos experimentales.

(Mishima & Hibiki, 1996) modificaron el multiplicador de dos fases en el Lockhart-Martinelli con un nuevo parámetro para mejorar la predicción de la caída de presión para el flujo de aire-agua en tubos capilares verticales con diámetros de  $d = 1\text{-}4\text{mm}$ . (Triplett, 1999) investigó el flujo aire-agua en pequeños tubos circulares ( $d = 1,1, 1,45\text{ mm}$ ) y canales triangulares ( $d_h = 1,09, 1,49\text{ mm}$ ). El modelo de equilibrio homogéneo mostró buenas predicciones para los regímenes de burbujeo, pero no flujos anulares.

(Zhang, 2001) genera una correlación basada en un modelo de flujo separado para refrigerantes R134a, R22 y R404a en canales circulares.

(Qu & Mudawar, 2002) realiza una correlación mediante datos experimentales con el fluido de trabajo agua, en micro canales, pero sirve para dicho fluido en dichas condiciones solamente.

(Awad & Muzychka, 2008) del mismo modo que (Cicchitti, 1959) analiza un modelos homogéneo, generando nuevas definiciones de viscosidad bifásica utilizadas para calcular la caída de presión, la cual es obtenida al analizar diversos refrigerantes, y concluye que la correlación puede ser utilizada para analizar datos

experimentales de gradiente de presión de dos fases en tubos circulares, minicanales y microcanales usando modelos de fricción simple.

(Sun & Mishima, 2009) mediante datos experimentales evalúan 11 correlaciones para calcular la caída de presión, obtiene que la precisión de los métodos de (Lockhart, 1949) y (Mishima & Hibiki, 1996) en la región laminar son muy cercanas entre sí. Mientras que la correlación de (Müller-Steinhagen & Heck, 1986) es la que tiene mejor precisión para régimen turbulento. Propone una nueva correlación que es una modificación a la de (Chisholm, 1967) y presenta un error relativo del 29% en la región turbulenta.

(Barraza, Measured and predicted heat transfer coefficients for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes., 2016) obtiene datos experimentales para la caída de presión para un conjunto de mezclas zeotrópicas a través de minicanales donde la temperatura varía entre 100K y temperatura ambiente. Con dichos datos analiza diversas correlaciones, obteniendo que (Awad & Muzychka, 2008) predice la caída de presión con un error inferior al 25%, luego la correlación de (Sun & Mishima, 2009) se ajusta en segundo lugar a los datos experimentales, mientras que las correlaciones de (Müller-Steinhagen & Heck, 1986) y (Mishima & Hibiki, 1996) predicen razonablemente la caída de presión para tubos de diámetro 1.5 mm, pero no cumplen con el principio de continuidad de masa.

## **1.5 Coeficiente de calor mezclas zeotrópicas**

Se han realizado diversos estudios comparativos de coeficientes de transferencia de calor, (H. Ross, 1998) analiza el comportamiento del flujo forzado en ebullición de tres refrigerantes puros (R152a, R22 y R13B1) y cuatro mezclas zeotrópicas de R152a y R13B1 dentro de un tubo horizontal de acero inoxidable de 2,7 m de longitud y 9,0 y 9,5 mm de diámetro interior y exterior, respectivamente. Los resultados sugieren que la supresión de la ebullición nucleada es más fácil de conseguir con mezclas que con líquidos puros. Para los refrigerantes puros, los

resultados del experimento muestran un coeficiente de transferencia de calor más alto en la parte superior que en el centro, en cambio, las mezclas el coeficiente de transferencia de calor en el fondo del tubo es más alto que en la parte superior.

(Sung, 1995) compara el efecto de mejora de transferencia de calor para R-22 en el interior de tubos de microfinas con OD  $\frac{1}{4}$  7 y 12,7 mm y mostró que la transferencia de calor es más eficaz en los tubos de mayor diámetro. Sin embargo, para tubos planos bajo las mismas condiciones de ensayo se encontró que el coeficiente de transferencia de calor, para un valor fijo de calidad de vapor, es menor para un diámetro de tubo de 12,7 [mm] que para 7 [mm]. (Sung, 1995) explica esta inversión de resultados por el hecho de que las aletas promovían un efecto de ebullición convectiva.

Por otro lado, es necesario conocer las diversas correlaciones que describen el fenómeno de transferencia de calor, para descubrir la que mejor describe un intercambiador de calor dado y de este modo conocer los fenómenos que afectan en mayor medida en él.

(Wilson, 1915) determina un método para obtener los coeficientes de calor convectivos basado en datos experimentales, construyendo posteriormente ecuaciones de correlación adecuadas. Su estudio se basa en el análisis de las resistencias térmicas. También identifica que el coeficiente cambia con respecto a la velocidad del fluido refrigerante

(Dittus, 1930) encuentra una correlación , mediante el análisis del coeficiente de transferencia de calor en los tubos de un radiador, encuentra una relación entre el número Nusselt, Reynolds y Prandtl.

(Chen J. C., 1966) realiza un estudio para dos mecanismos, microconvectivo (ebullición del núcleo) y macroconvectivo (influencia convectiva) para representar el coeficiente con generación neta de vapor de fluidos saturados, dicho análisis se realiza para agua y fluidos orgánicos. La interacción de los mecanismos se da por el número de Reynolds en dos fases y una función de

supresión del crecimiento de burbujas. El factor de supresión se determinó aplicando la correlación de (Forster, 1955), el cual refleja que a medida que aumenta la calidad el efecto de convección forzada también aumenta.

(Shah, 1979) representa una correlación adimensional para predecir los coeficientes de transferencia de calor dentro de tuberías, tomando como base la correlación de (Chen J. C., 1966) , la cual es verificada experimentalmente mediante fluidos de trabajo como agua, R11, R12, R22, R113, metanol, etanol, benceno, tolueno y tricloroetileno. Para su análisis divide en tres regiones, un régimen dominado por la ebullición nucleada, un régimen de supresión de burbujas y un régimen dominado por la convección. (Kandlikar, 1990) realiza una pequeña modificación a la correlación de (Shah, 1979) agregando un nuevo factor que caracteriza la ebullición nuclear de diferentes fluidos.

(Gungor & Winterton, 1986) desarrollan una correlación para fluidos puros, mediante una forma similar a (Chen J. C., 1966).

(Y.P. Chang, 1997) analiza los refrigerantes R134a y R22 y determina una relación entre los coeficientes de convección de condensación en función de la calidad del refrigerante de entrada.

Las correlaciones establecidas por (Silver, 1947) y (Bell & Ghaly, 1973) son para un flujo anular, es decir, el núcleo de vapor circula al centro del tubo rodeado por una película líquida, el modelo consiste en calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo para cada fase y luego combinarlos para obtener el coeficiente de calor de la mezcla. Por otro lado, (Granryd, 1991) y (Little, 2008) del mismo modo que los autores anteriores, calculan los coeficientes de transferencia de calor local de cada fase y realizan distintas combinaciones de estas para obtener el coeficiente de la mezcla. (Barraza, Measured and predicted heat transfer coefficients for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes., 2016) valida estas 4 últimas correlaciones mediante datos experimentales de coeficiente de calor con mezclas bifásicas a temperaturas criogénicas a través de



mini-canales, obteniendo que la correlaciones de (Granryd, 1991) y (Little, 2008) predicen con mayor confiabilidad el coeficiente de transferencia de calor, donde el primer autor llega a un error relativo del 25%, mientras que el segundo autor tiene mayor precisión, pero para número de Reynolds y calidad alta.

## 2 Metodología de cálculo

### 2.1 Fracción de vacío

Las secciones ocupadas por el líquido y vapor en un minicanal se obtienen mediante la fracción de vacío, donde se tiene 3 correlaciones.

Fracción de vacío homogéneo:

$$\alpha_{homogénea} = \frac{1}{1 + \left( \frac{1-x}{x} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)} \quad (2.1)$$

Fracción de vacío (Rouhani & Axelsson, 1970):

$$\alpha_{Rouhani} = \frac{x}{\rho_g} \left[ \left( 1 + 0.12(1-x) \right) \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_g} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}}{G\rho_l^{0.5}} \right]^{-1} \quad (2.2)$$

Fracción de vacío (Shedd, 2010), quien utiliza una relación que involucra la fracción de vacío de un modelo homogéneo y la correlación de (Rouhani & Axelsson, 1970), como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\alpha_{minicanales} = \xi \cdot \alpha_{homogénea} + (1 - \xi) \cdot \alpha_{Rouhani} \quad (2.3)$$

El factor  $\xi$  que relaciona el modelo homogéneo y el de Rouhani, reflejando el principio de transición entre ambos modelos en función del diámetro:

$$\xi = \begin{cases} 1, & \zeta > 1 \\ (1 - \zeta), & \zeta \leq 1 \end{cases} \quad (2.4)$$

Donde  $\zeta$  contiene el largo capilar que de modo de reflejar el impacto de la tensión superficial en la transición del flujo anular:

$$\zeta = X_{tt} \frac{\lambda}{D} \quad (2.5)$$

Siendo  $\lambda$  es el largo capilar:

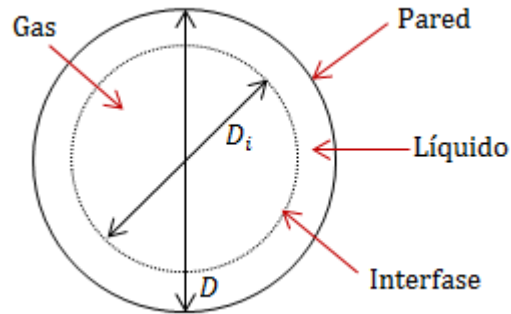
$$\lambda = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l \cdot g}} \quad (2.6)$$

$X_{tt}$  es el factor de Lockhart-Martinelli, el cual es calculado según (Gungor & Winterton, 1986):

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (2.7)$$

Con la fracción de vacío se obtiene el área que ocupa el gas, como se muestra en la ecuación (2.18) y, por ende, el diámetro interior  $D_i$  donde se encuentra la interfase.

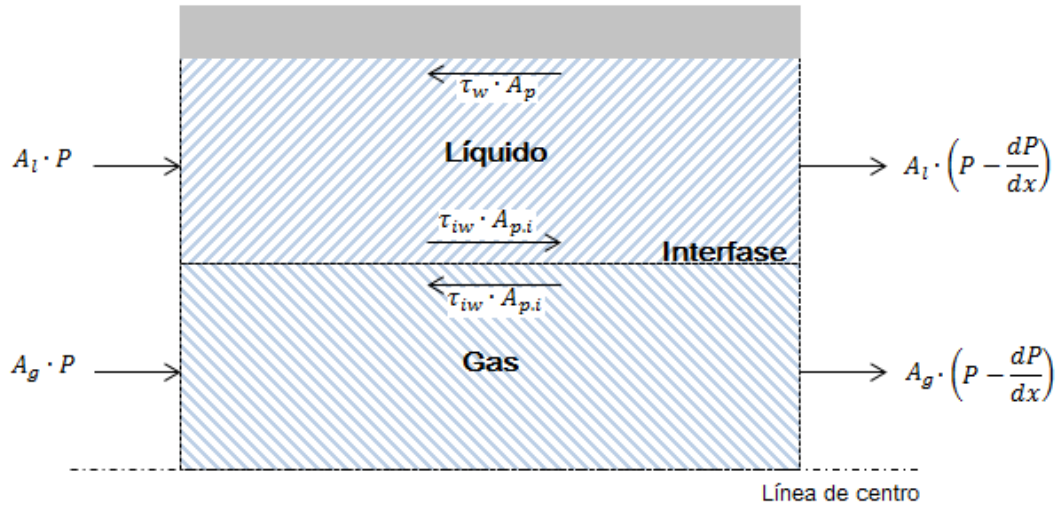
$$A_{gas} = \alpha_{minicanales} \cdot A \quad (2.8)$$



**Figura 2.1** Vista en corte radial mostrando el diámetro del tubo y el diámetro donde se encuentra la interfase.

## 2.2 Esfuerzo de corte

Se realiza un balance de fuerzas en las fases, como se muestra en la siguiente figura:

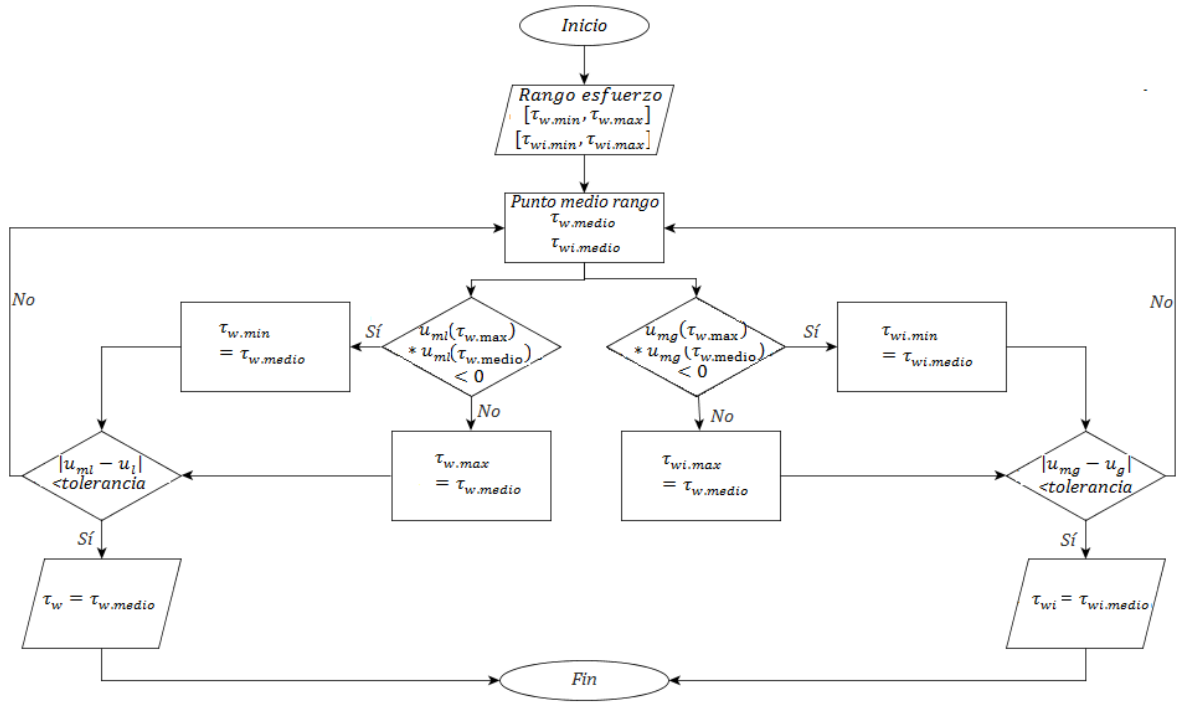


**Figura 2.2** Balance de fuerza en las fases.

Para obtener el esfuerzo de corte se utiliza el método de bisección, el cual consiste en un algoritmo, cuyo rango se va dividiendo por la mitad, seleccionando el subrango que contiene la raíz.

El método utiliza la velocidad experimental por fase y la velocidad promedio calculada por fase, donde la velocidad calculada está en función de los esfuerzos de corte en la pared e interfaz, el objetivo que forzar a que el perfil de velocidad calculado sea igual al experimental.

A continuación se puede observar el diagrama de flujo del método bisección:



**Figura 2.3** Diagrama de flujo bisección, para obtención de esfuerzo de corte. (MEJORAR DIAGRAMA)

## 2.3 Parámetros de discretización

Dado que las variaciones de velocidad se dan principalmente en las interfases, (líquido-vapor y líquido-pared), se realiza un análisis exhaustivo en dichas zonas, para esto se discretiza ambas fases, con una función potencial, para asegurar la mayor cantidad de nodos en las subcapas de las interfases representado por las ecuaciones (2.18) y (2.18)

$$MF_{liq} = \left( \frac{D - D_i}{2L_{car,vs,liq}} \right)^{\frac{1}{M-1}} \quad (2.9)$$

$$MF_{gas} = \left( \frac{D_i}{2L_{car,vs,gas}} \right)^{\frac{1}{N-M-1}} \quad (2.10)$$

Donde  $M$  y  $N$  son los números de nodos del líquido y total respectivamente,  $L_{car,vs}$  corresponde a largo característico de la subcapa viscosa y se calcula de la forma:

$$L_{car,vs} = \frac{\nu}{u_\tau} \quad (2.11)$$

Donde  $u_\tau$  es la velocidad de fricción, que caracteriza la capa límite interna con los esfuerzo de corte de las interfases:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.12)$$

Luego se introduce una distancia adimensional, que representa la distancia de cada nodo, para el caso de los nodos que están en el líquido, representa la distancia del nodo a la pared, en el caso del gas, la distancia del nodo a la interfase.

$$y_i^+ = \begin{cases} MF_{liq}^{i-1}, & i \leq M \\ MF_{gas}^{i-(M+1)}, & M+1 < i \leq N \end{cases} \quad \text{Para } i = 1, 2, \dots, N \quad (2.13)$$

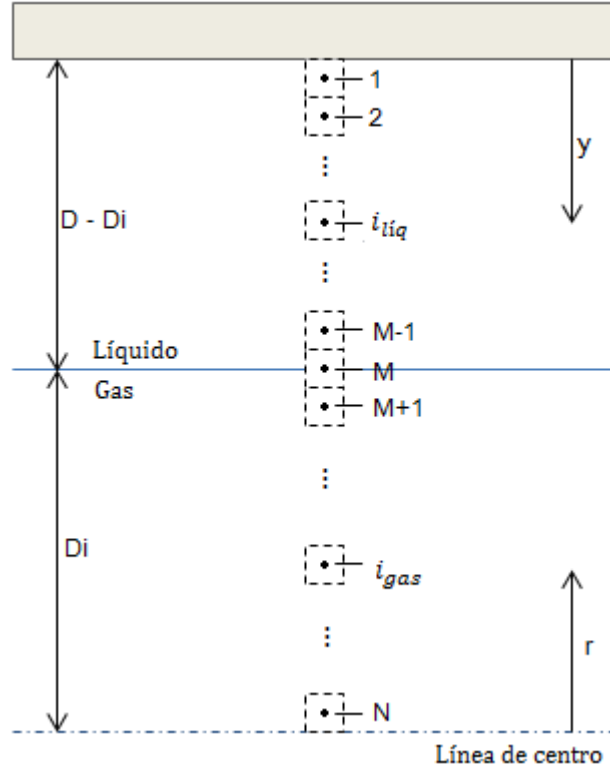
Mediante la distancia adimensional se puede obtener la posición en la que se ubica cada nodo, donde  $\delta$  corresponde al ancho de la película de líquido:

$$y_i = \begin{cases} y_i^+ \cdot L_{car,vs}, & i \leq M \\ y_i^+ \cdot L_{car,vs} + \delta, & M+1 < i \leq N \end{cases} \quad \text{Para } i = 1, 2, \dots, N \quad (2.14)$$

Con dicho dato se puede obtener la distancia radial de cada nodo según:

$$r_i = \frac{D}{2} - y_i \quad (2.15)$$

En la Figura 2.4 se puede observar como se distribuyen las distancias calculadas, donde la distancia  $y_i$  corresponde a la distancia desde la pared hasta el nodo en cuestión y la distancia  $r_i$  corresponde a la posición del nodo respecto al centro del cilindro.



**Figura 2.4** Distribución nodos y parámetros de discretización.

## 2.4 Perfil de velocidad

Se calcula la velocidad promedio por fase mediante los datos experimentales propuestos por (Barraza, 2016).

$$u_{fase} = \frac{\dot{m}_{fase}}{A_{fase}\rho_{fase}} \quad (2.16)$$

Donde  $A_{fase} [m^2]$  es el área axial que ocupa la fase y  $\dot{m}_{fase} [\frac{kg}{s}]$  es el flujo másico de la fase.

Se analiza la correlación de Van Driest como perfil de velocidad dado por la ecuación:

$$\frac{du^+}{dy^+} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + 4(\kappa y^+)^2 \left[1 - e^{-\frac{y^+}{26}}\right]^2}} \quad (2.17)$$

Donde  $\kappa$  es la conductividad térmica turbulenta, la cual es considerada como 1,4.

La velocidad promedio de cada nodo se obtiene mediante la velocidad adimensional obtenida con las correlaciones y la velocidad de fricción según la ecuación (2.18)

$$\bar{u}_i = u_i^+ * u_\tau \quad (2.18)$$

Luego para calcular la velocidad promedio de cada fase se utiliza el flujo volumétrico como se muestra en las ecuaciones (2.19) y (2.20):

$$\bar{u}_{liquido} = \frac{\sum_{i=1}^M \bar{u}_i \cdot A_i}{A_{liquido}} \quad (2.19)$$

$$\bar{u}_{gas} = \frac{\sum_{i=M+1}^N \bar{u}_i \cdot A_i}{A_{gas}} \quad (2.20)$$

Donde  $A_i$  corresponde al área de cada nodo, los cuales se calculan mediante las ecuaciones (2.19), (2.19) y (2.20). La ecuación (2.19) corresponde al área del primer nodo, la ecuación (2.19) corresponde para el área del último nodo y la ecuación (2.19) es para el área del resto de los nodos.

$$A_1 = \pi \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{r_1 + r_2}{2} \right)^2 \right] \quad (2.21)$$



$$A_N = \pi \left[ \left( \frac{r_{N-1}}{2} \right)^2 \right] \quad (2.22)$$

$$A_i = \pi \left[ \left( \frac{r_i + r_{i-1}}{2} \right)^2 - \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right)^2 \right] \quad \text{Para } i = 2, 3, \dots, (N - 1) \quad (2.23)$$

De la correlación de Van Driest también se obtiene la difusividad de momentum:

$$\left( \frac{\varepsilon_M}{\nu} \right) = \left[ \kappa y^+ \left[ 1 - e^{-\frac{y^+}{22.7}} \right] \right]^2 \cdot \left| \frac{du^+}{dy^+} \right| \quad (2.24)$$

Dicha ecuación representa la difusividad debido a los remolinos turbulentos que se producen por la fricción, para el caso de la difusividad en los nodos de la fase gaseosa es necesario sumar la difusividad del nodo de la interfase como se muestra en la ecuación:

$$\frac{\varepsilon_M}{\nu} = \begin{cases} \frac{\varepsilon_M}{\nu_{i, \text{correlación}}} & , \quad i \leq M \\ \frac{\varepsilon_M}{\nu_{i, \text{correlación}}} + \frac{\varepsilon_M}{\nu_{M, \text{correlación}}} & , \quad M + 1 < i \leq N \end{cases} \quad \text{Para } i = 1, \dots, N \quad (2.25)$$

## 2.5 Balance de energía

La conductividad térmica de cada nodo ( $k_{eff,i}$ ) se calcula mediante la ecuación (2.26):

$$k_{eff,i} = k + k_{turb,i} \quad (2.26)$$

Donde  $k \left[ \frac{W}{mK} \right]$  representa el transporte de energía por difusión molecular y  $k_{turb,i}$  el transporte de energía por remolinos turbulentos, este último se obtiene a través de la ecuación:

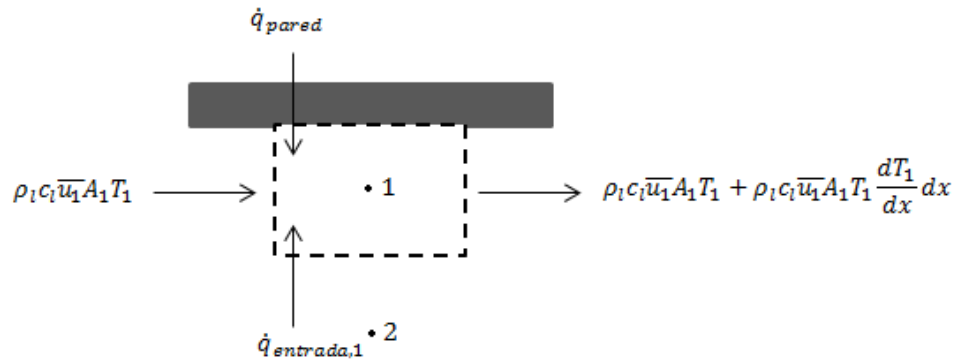
$$k_{turb,i} = \frac{\nu \rho c}{Pr_{turb}} \left( \frac{\varepsilon_M}{\nu} \right)_i \quad \text{Para } i = 1, 2, \dots, N \quad (2.27)$$

Donde el número de Prandtl turbulento ( $Pr_{turb}$ ) es 0.9 [-].

Dado que las condiciones del líquido y del gas son distintas entonces se tiene que la conductividad efectiva por fase es:

$$k_{eff,i} = \begin{cases} k_l + \frac{\nu_l \rho_l c_l}{Pr_{turb}} \left( \frac{\varepsilon_M}{\nu} \right)_i, & i < M \\ k_g + \frac{\nu_g \rho_g c_g}{Pr_{turb}} \left( \frac{\varepsilon_M}{\nu} \right)_i, & M \leq i \leq N \end{cases} \quad (2.28)$$

Se realiza un balance de energía del nodo 1, el nodo pegado a la pared, como se muestra en la figura:



**Figura 2.5** Balance de energía nodo adyacente a la pared

$$\underbrace{\rho_l c_l \bar{u}_1 A_1 T_1 + \dot{q}_{entrada,1} + \dot{q}_{pared}}_{Entrada} = \underbrace{\rho_l c_l \bar{u}_1 A_1 T_1 + \rho_l c_l \bar{u}_1 A_1 T_1 \frac{dT_1}{dx} dx}_{Salida} \quad (2.29)$$

El calor que entra desde la pared está determinado por la siguiente ecuación:

$$\dot{q}_{pared} = k_{eff,1} \cdot \pi \cdot D \cdot dx \frac{T_p - T_1}{\frac{D}{2} - r_1} \quad (2.30)$$

El calor de entrada es el que entrega el nodo 2 y está determinado por la ecuación (2.31):

$$\dot{q}_{entrada,1} = \frac{(k_{eff,1} + k_{eff,2})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_1 + r_2)}{2} \cdot dx \frac{(T_2 - T_1)}{(r_1 - r_2)} \quad (2.31)$$

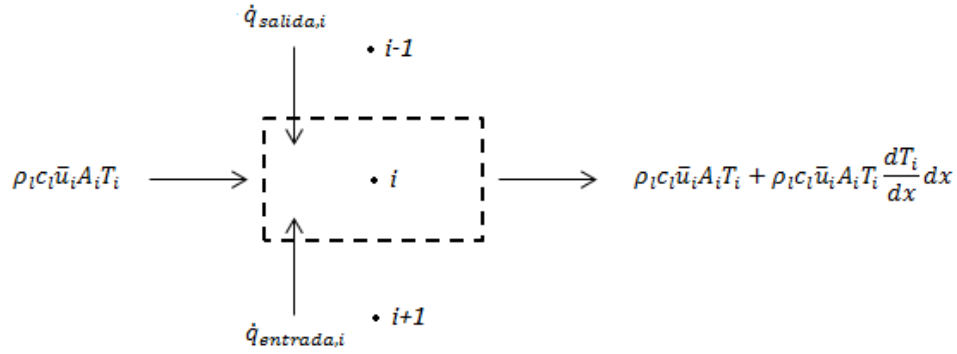
Reemplazando estas dos últimas ecuaciones en el balance de energía del nodo 1 y despejando  $\frac{dT_1}{dx}$  se obtiene:

$$\frac{dT_1}{dx} = \frac{1}{c_l \dot{m}_1} \left[ \frac{(k_{eff,1} + k_{eff,2})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_1 + r_2)}{2} \cdot \frac{(T_2 - T_1)}{(r_1 - r_2)} + k_{eff,1} \cdot \pi \cdot D \cdot \frac{T_p - T_1}{\frac{D}{2} - r_1} \right] \quad (2.32)$$

Donde  $\dot{m}_1$  representa el flujo másico del nodo 1.

Para el caso del último nodo (N), el balance de energía es similar al del nodo 1, pero no incluye el transporte de calor de la pared, solo el del nodo anterior, de modo que al despejar  $\frac{dT_N}{dx}$  queda:

$$\frac{dT_N}{dx} = \frac{1}{c_g \dot{m}_N} \left[ \frac{(k_{eff,N} + k_{eff,N-1})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_N + r_{N-1})}{2} \cdot \frac{(T_{N-1} - T_N)}{(r_{N-1} - r_N)} \right] \quad (2.33)$$



**Figura 2.6** Balance de energía nodos líquidos

Realizando el balance de energía para los nodos en la fase líquida se tiene:

$$\underbrace{\rho_l c_l \bar{u}_i A_i T_i + \dot{q}_{entrada,i} + \dot{q}_{salida,i}}_{\text{Entrada}} = \underbrace{\rho_l c_l \bar{u}_i A_i T_i + \rho_l c_l \bar{u}_i A_i T_i \frac{dT_i}{dx} dx}_{\text{Salida}} \quad (2.34)$$

Donde la transferencia de calor de entrada y salida son los que entrega los nodos vecinos y están definidos por las siguientes ecuaciones:

$$\dot{q}_{entrada,i} = \frac{(k_{eff,i} + k_{eff,i+1})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_i + r_{i+1})}{2} \cdot dx \frac{(T_{i+1} - T_i)}{(r_{i+1} - r_i)} \quad (2.35)$$

$$\dot{q}_{salida,i} = \frac{(k_{eff,i} + k_{eff,i-1})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_i + r_{i-1})}{2} \cdot dx \frac{(T_i - T_{i-1})}{(r_i - r_{i-1})} \quad (2.36)$$

Reemplazando el calor de entrada y salida en la ecuación (2.34) y despejando  $\frac{dT_i}{dx}$  se obtiene:

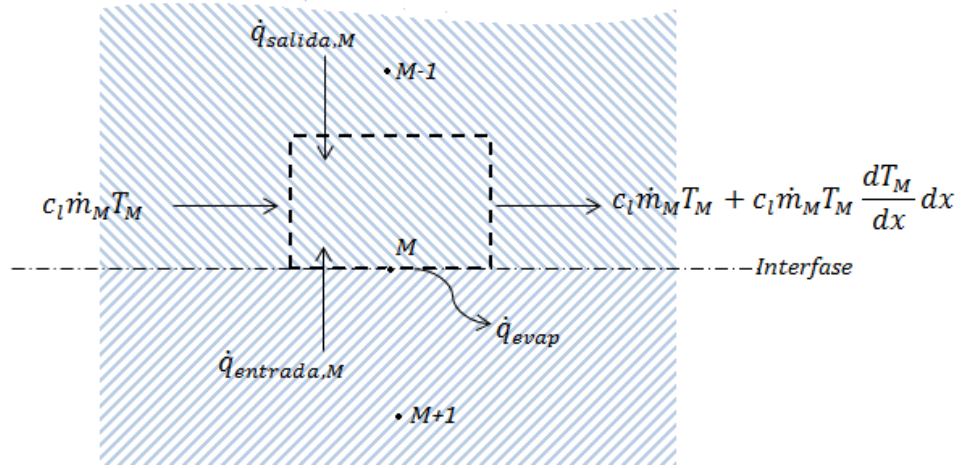
$$\frac{dT_i}{dx} = \frac{1}{c_l \dot{m}_i} \left[ \frac{(k_{eff,i} + k_{eff,i+1})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_i + r_{i+1})}{2} \cdot \frac{(T_{i+1} - T_i)}{(r_{i+1} - r_i)} + \frac{(k_{eff,i} + k_{eff,i-1})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_i + r_{i-1})}{2} \cdot \frac{(T_i - T_{i-1})}{(r_i - r_{i-1})} \right] \quad (2.37)$$

Para  $i = 2 \dots (M - 1)$

De mismo modo se analizan los nodos del gas, que tienen el mismo balance de energía, pero con las propiedades del vapor, donde despejando  $\frac{dT_i}{dx}$  se obtiene:

$$\frac{dT_i}{dx} = \frac{1}{c_g \dot{m}_i} \left[ \frac{(k_{eff,i} + k_{eff,i+1})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_i + r_{i+1})}{2} \frac{(T_{i+1} - T_i)}{(r_{i+1} - r_i)} + \frac{(k_{eff,i} + k_{eff,i-1})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_i + r_{i-1})}{2} \cdot \frac{(T_i - T_{i-1})}{(r_i - r_{i-1})} \right] \quad (2.38)$$

Para  $i = (M + 1), \dots, (N - 1)$



**Figura 2.7** Balance de energía nodo interfaz

Analizando el nodo de la interfaz (M), la figura muestra los diversos transportes de calor que presenta dicho nodo, donde el balance de energía es representado por la ecuación (2.39).

$$\underbrace{c_l \dot{m}_M T_M + \dot{q}_{entrada,M} + \dot{q}_{salida,M}}_{Entrada} = \underbrace{\dot{q}_{evap} + c_l \dot{m}_M T_M + c_l \dot{m}_M T_M \frac{dT_M}{dx} dx}_{Salida} \quad (2.39)$$

El calor de salida se calcula mediante el mismo método genérico expresado en la ecuación (2.39), pero para el calor de entrada, la interfase actúa como una pared que transfiere calor al nodo M, por lo tanto, su ecuación es:

$$\dot{q}_{entrada,M} = k_{eff,M} \cdot \pi \cdot D_i \cdot dx \frac{T_{M+1} - T_M}{\frac{D_i}{2} - r_{M+1}} \quad (2.40)$$

En el nodo M también existe el calor de evaporación, representado en la ecuación (2.41).

$$q_{evap} = q_p'' \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta x_{tabla} - \dot{m} \cdot c_l \cdot (1 - x) \left( \frac{dT_M}{dx} \right) \cdot \Delta x_{tabla} - \dot{m} \cdot c_g \cdot x \left( \frac{dT_{M+1}}{dx} \right) \cdot \Delta x_{tabla} \quad (2.41)$$

El cual representa el calor total aportado menos los calores sensibles del líquido y gas. La expresión  $q_p''$  está dada por:

$$q_p'' = k_{eff,1} \cdot \frac{T_p - T_1}{\frac{D}{2} - r_1} \quad (2.42)$$

Reemplazando las ecuaciones (2.40) y (2.41) en el balance de energía del nodo M y despejando  $\frac{dT_M}{dx}$  se tiene:

$$\begin{aligned}
\frac{dT_M}{dx} = \frac{1}{c_l \dot{m}_M} \cdot \left( 1 + \frac{\dot{m} \cdot c_l \cdot (1-x)}{c_l \dot{m}_i} \right)^{-1} \\
\cdot \left[ \frac{(k_{eff,M-1} + k_{eff,M})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_M + r_{M-1})}{2} \cdot \frac{(T_{M+1} - T_M)}{(r_{M+1} - r_M)} \right. \\
+ \frac{(k_{eff,M} + k_{eff,M-1})}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{(r_M + r_{M-1})}{2} \cdot \frac{(T_M - T_{M-1})}{(r_M - r_{M-1})} - q_p'' \\
+ \frac{\dot{m} \cdot c_g \cdot x}{c_l \dot{m}_i} \left[ \frac{(k_{eff,M+1} + k_{eff,M+2})}{2} \cdot 2\pi \right. \\
\cdot \frac{(r_{M+1} + r_{M+2})}{2} \cdot \frac{(T_{M+2} - T_{M+1})}{(r_{M+2} - r_{M+1})} + \frac{(k_{eff,M+1} + k_{eff,M})}{2} \cdot 2\pi \\
\left. \cdot \frac{(r_{M+1} + r_M)}{2} \cdot \frac{(T_{M+1} - T_M)}{(r_{M+1} - r_M)} \right] \Bigg] \quad (2.43)
\end{aligned}$$

## 2.6 Variación de propiedades

Para obtener las propiedades de cada nodo es necesario calcular la temperatura de estos, lo cual se hace mediante la ecuación:

$$T_{r,x} = T_{r,x-1} + \int_{x-1}^x \frac{dT_{r,x}}{dx} dx \quad (2.44)$$

Donde  $r$  representa el eje radial y  $x$  representa el eje axial. Dicha ecuación obtiene la temperatura de los nodos en el eje radial, a través de una dependencia de los ejes vecinos radiales y respecto al nodo axial anterior.

Reemplazando las ecuaciones obtenidas en el balance de energía en la ecuación anterior, se logra tener un sistema de ecuaciones del tipo  $A\vec{x} = \vec{b}$ , donde  $\vec{x}$  corresponde a la incógnita, que en este caso es la temperatura de cada nodo, la

matriz  $A$  es el valor que acompaña la temperatura luego del desarrollo de cada integral y  $\vec{b}$  es el valor que no está asociado a ninguna temperatura luego de resolver la ecuación (2.44).

Dado que durante el proceso de evaporación se produce una transferencia de masa entre el líquido y el gas, es decir, la fracción másica de la mezcla es distinta para el líquido y el vapor, es necesario recalcular dicha composición mediante el programa REFPROP, donde los datos de entrada son la temperatura en la interfaz, la calidad y la composición másica original de la mezcla, entregando el programa la fracción másica de líquido y gas de cada compuesto de la mezcla.

Por otro lado, se calcula la temperatura media del líquido y del gas mediante las ecuaciones (2.45) y (2.46), respectivamente.

$$T_{m,l} = \frac{\sum_{i=1}^M \bar{u}_i \cdot A_i \cdot T_i}{\sum_{i=1}^M \bar{u}_i \cdot A_i} \quad (2.45)$$

$$T_{m,g} = \frac{\sum_{i=M+1}^N \bar{u}_i \cdot A_i \cdot T_i}{\sum_{i=M+1}^N \bar{u}_i \cdot A_i} \quad (2.46)$$

Luego para obtener las nuevas propiedades del fluido se utiliza el REFPROP nuevamente, donde los datos de entrada son la temperatura media por fase, la calidad (0 para la fase líquida y 1 para la fase gaseosa) y se ingresan las nuevas fracciones másicas obtenidas para cada fase.

## 2.7 Número de Nusselt

Para el cálculo del número de Nusselt se considera la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2.47)$$



Donde  $h$  corresponde al coeficiente de transferencia de calor por convección,  $L$  es el largo característico y  $k$  es la conductividad térmica del fluido. Por otro lado a través de la ley de enfriamiento de Newton se tiene la ecuación (2.47):

$$q'' = h(T_s - T_f) \quad (2.48)$$

Donde  $q''$  es la densidad de calor,  $T_s$  es la temperatura de la superficie y  $T_f$  es la temperatura del fluido. Despejando el coeficiente de transferencia de calor de la ecuación (2.48) y reemplazando en la ecuación (2.47) se obtiene el número adimensional de Nusselt.

Se calculará para cada fase por separado. Para el caso del líquido, el Nusselt depende del calor aportado por la pared (2.42), la conductividad térmica del líquido, la temperatura media, y la temperatura en la pared como muestra la ecuación (2.49).

$$Nu_l = \frac{q_p'' D}{k_l(T_p - T_{m,l})} \quad (2.49)$$

Donde el calor aportado por la pared está dado por:

$$q_p'' = k_{eff,1} \cdot \left( \frac{T_p - T_1}{\frac{D}{2} - r_1} \right) \quad (2.50)$$

Para el caso del gas, el número de Nusselt depende del calor aportado por la interfaz, la conductividad térmica del gas, la temperatura media del gas y la temperatura del nodo de la interfase como se muestra en la ecuación (2.51).

$$Nu_g = \frac{q_{inter}'' D_i}{k_g(T_M - T_{m,l})} \quad (2.51)$$

Donde el calor aportado por la interfaz está dado por:

$$q''_{inter} = k_{eff,M+1} \cdot \left( \frac{T_M - T_{M+1}}{\frac{D_i}{2} - r_{M+1}} \right) \quad (2.52)$$

## 2.8 Conductividad térmica

Dado que el dato de conductividad térmica entregado por el programa REFPROP no es confiable, lo cual se puede observar en la incongruencia entre los datos obtenidos de calor aportado por la pared y el experimental, se vuelve a calcular dicho parámetro mediante la siguiente ecuación:

$$k = \frac{q''_p}{T_p - T(1, x)} \left( \frac{D}{2} - r(1) \right) \quad (2.53)$$

Donde  $q''_p$  es el calor aportado por la pared experimental y  $T(1, x)$  es la temperatura en el nodo adyacente a la pared.

## 2.9 Coeficiente de transferencia de calor

Se analiza los números de Reynolds por fase y en la capa límite, para saber que tipo de flujo está presente en el minicanal, para esto se utiliza las siguientes ecuaciones:

Número de Reynolds gas:

$$Re_g = \frac{\rho_g u_{mg} D_i}{\mu_g} \quad (2.54)$$

Número de Reynolds líquido:

$$Re_l = \frac{2\dot{m}_l}{\pi \frac{D}{2} \mu_l} \quad (2.55)$$

Número de Reynolds capa límite:

$$Re_\tau = \frac{\varepsilon u_\tau}{\nu_l} \quad (2.56)$$

Donde  $\varepsilon$  es la rugosidad,  $u_\tau$  velocidad de fricción y  $\nu_l$  es la viscosidad cinemática del líquido. Los números de Reynolds en la zona cerca de la pared siguen el siguiente comportamiento:

$Re_\tau < 1$  Sub-capa laminar

$Re_\tau > 70$  Sub-capa turbulenta

Se utiliza el coeficiente de transferencia de calor convectivo local propuesto por (Hurlburt, 1999), que dice que la transferencia de calor de la mezcla se produce en la película líquida, dado que en la parte gaseosa parte de la transferencia de energía en la interfaz entra en el cambio de fase, generando un gradiente de temperatura en el vapor despreciable.

$$htc_{l,calc} = \frac{q_p''}{T_p - T_{m,l}} \quad (2.57)$$

### **3 Resultado y discusión**

Se realiza una modelación numérica para 3 diámetros de tubería, para mezclas de hidrocarburos y mezclas binarias, detalladas en Anexo 5.1

Las propiedades obtenidas son mediante el programa REFPROP, considerando la variación de la composición líquido vapor respecto a la variación de temperatura a lo largo del eje axial del tubo.

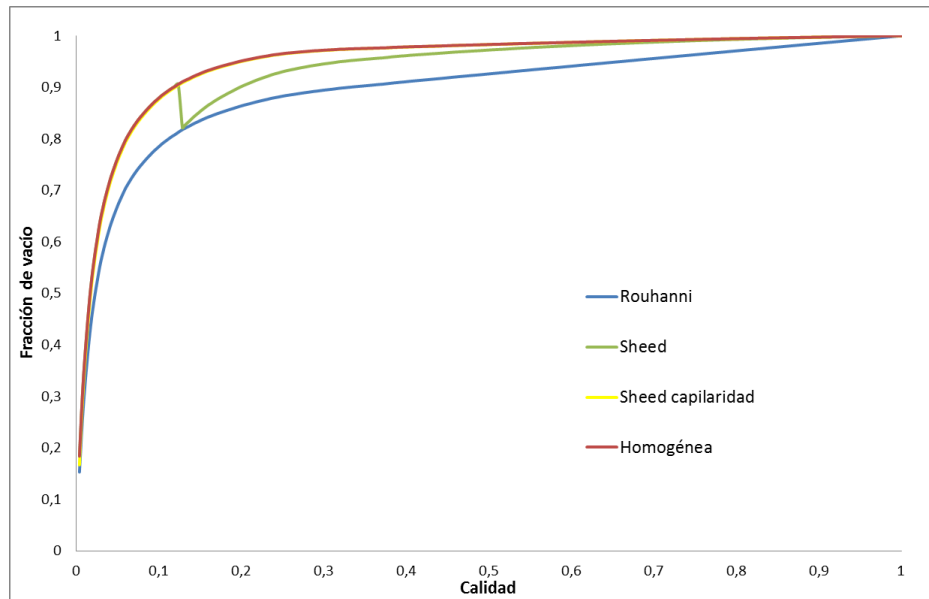
La malla en el eje radial contiene 32 nodos líquidos y 32 nodos gaseosos, mientras que en el eje axial contiene 2500 divisiones.

El código MATLAB está detallado en el Anexo 5.3.

#### **3.1 Fracción de vacío**

En el flujo anular, la fracción de vacío es utilizada para conocer el grosor del film e identificar la posición de la interfaz en el tubo.

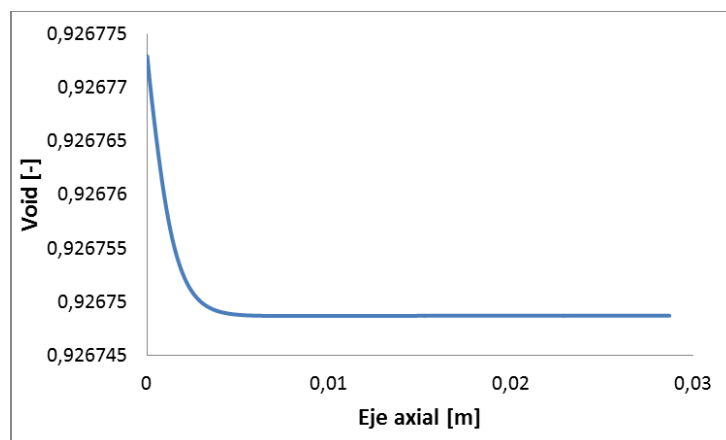
Se analiza 4 correlaciones, el modelo de equilibrio homogéneo, la cual entrega la fracción de vacío es máximo, dado que asume que los dos flujos viajan a la misma velocidad, por otro lado, el modelo de (Rouhani & Axelsson, 1970) que considera una ponderación de cada fase, mientras que (Shedd, 2010) entrega una nueva correlación donde identifica mediante análisis experimental, que para bajas calidades el comportamiento de la fracción de vacío es similar al modelo homogéneo, mientras que para calidades más altas, la fracción de vacío tiene un comportamiento más cercano al modelo de (Rouhani & Axelsson, 1970), donde la transición se observa cuando el vapor comienza a penetrar el film líquido, para reflejar esta transición considera el impacto de la tensión superficial.



**Figura 3.1** Análisis correlación de fracción de vacío para distintas calidades, Run 36

Los resultados analizados a continuación son utilizando la correlación de (Rouhani & Axelsson, 1970), dado que dicha correlación es la que se comporta más estable diversas calidades, en las mezclas analizadas.

Dado a la variación de propiedades a lo largo del minicanal, la fracción de vacío se ve afectada a medida que el perfil de temperatura se va desarrollando, como se puede observar en la siguiente figura:



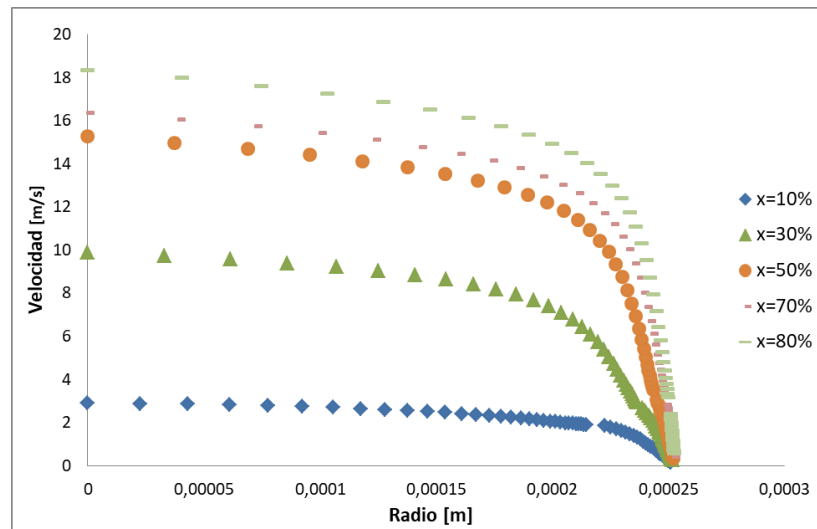
**Figura 3.2** Variación fracción de vacío a lo largo del tubo para Run 36, calidad 50%

Mientras se avanza en el minicanal, la fracción de vacío disminuye, lo cual se debe a que en el film líquido la mezcla se va evaporando aumentando el área que utiliza el film, hasta el punto que el perfil de temperatura se encuentra completamente desarrollado, que es cuando la fracción de vacío se mantiene constante.

## 3.2 Diámetro $0,506 \pm 0,003$ [mm]

### 3.2.1 Velocidad

En primer lugar se analizará la variación del perfil velocidad en diversas calidades, donde se observa que a medida que aumenta la calidad la velocidad es más alta, lo cual se debe a que el film líquido es más pequeño, por lo tanto, los efectos de la viscosidad del líquido es menor.



**Figura 3.3** Perfil de velocidad Run 2, mezcla hidrocarburo para distintas calidades del flujo.

Por otro lado se observa que el gas tiene un comportamiento turbulento, dado al aumento abrupto de velocidad cercano a la interfaz, en cambio para calidades bajas (menores al 10%), el aumento de velocidad es pequeño, desarrollándose un flujo laminar. Mientras que el líquido es inverso, a mayores calidades el flujo se

vuelve laminar. El régimen del flujo se puede corroborar con el número de Reynolds mostrado en la Tabla 3.1, en dicha tabla se tiene 3 números de Reynolds distintos, donde el primero  $Re_v$  corresponde al Reynolds de la fase gaseosa, donde la escala a utilizar para determinar el régimen de flujo es:

$$Re_v < 2000 \text{ flujo laminar}$$

$$Re_v > 4000 \text{ flujo turbulento}$$

De este modo se puede observar que para calidades menores al 30% el flujo es laminar o está en el proceso de transición laminar-turbulento. El segundo Número de Reynolds que entrega la Tabla 3.1 es el régimen en la capa límite, donde se observa que la capa límite tiene un régimen laminar, dado que los valores son inferior a 3, mientras que el tercero y último número de Reynolds corresponde al de la fase líquida donde se aplica la hipótesis de (Carpenter, 1951), que dice que para flujos anulares, el film líquido comienza la transición laminar- turbulento en Reynolds cercano a 240. Bajo dicha hipótesis el líquido tiene un régimen turbulento para bajas calidades, mientras que para altas calidades el flujo es laminar.

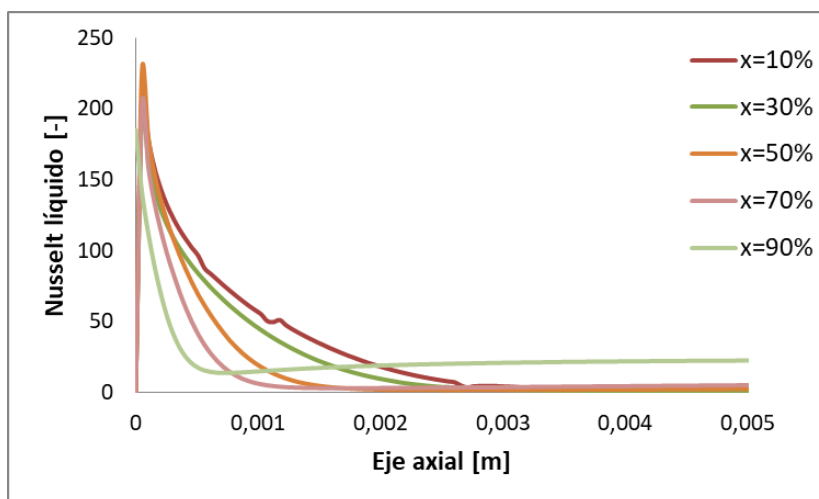
**Tabla 3.1** Número de Reynolds para distintas calidades, Run 2 Mezcla hidrocarburo.

Calidad [-]	$Re_v$	$Re_\tau$	$Re_l$
0,1005	1510,04938	0,66943693	410,282702
0,209	2908,87632	0,94147688	325,785894
0,2584	3353,888	1,09360907	291,401076
0,2755	3447,43857	1,07549811	297,108625
0,3166	4059,32961	1,28079198	305,62763
0,3713	4520,20388	1,33984744	284,199551
0,3907	4661,08426	1,39292605	290,509657
0,4353	5074,92785	1,45103816	274,787284
0,4897	5616,39843	1,55448523	252,361818
0,5494	5800,41858	1,59804062	211,168721
0,5612	5591,87127	1,58174642	206,695786

0,6213	6130,34957	1,55935435	181,186757
0,6847	6621,52718	1,83912081	150,66849
0,7492	7085,66888	2,0326557	120,003087
0,8163	7796,50631	2,27788386	91,1827084
0,8906	8205,48798	2,82361108	53,6435406

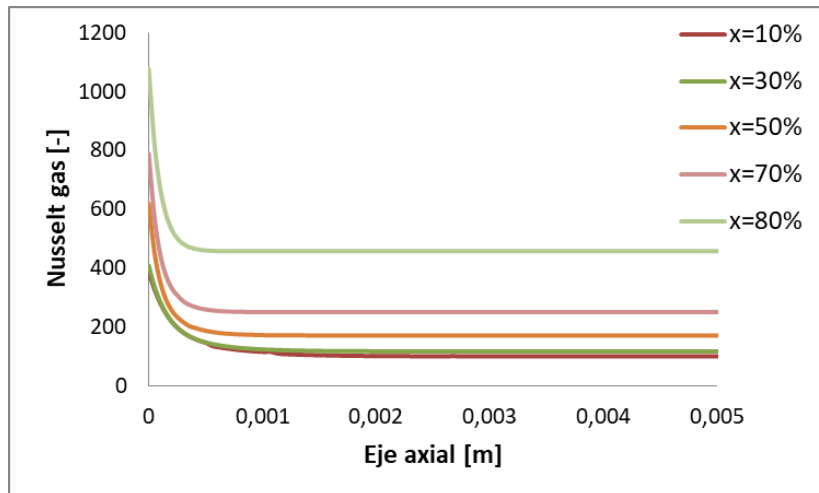
### 3.2.2 Temperatura

En primer lugar se analiza el número de Nusselt para observar cuando el perfil térmico está desarrollado, para este diámetro el modelo se utiliza un largo de 10 veces el diámetro. Se observa en la Figura 3.4 que en 0,03 [m] el Nusselt líquido empieza a ser constante, mientras que en la Figura 3.5 en 0,01 [m] el Nusselt gaseoso es constante para todas las calidades.



**Figura 3.4** Número de Nusselt líquido, calidad 50% para "Run 2".

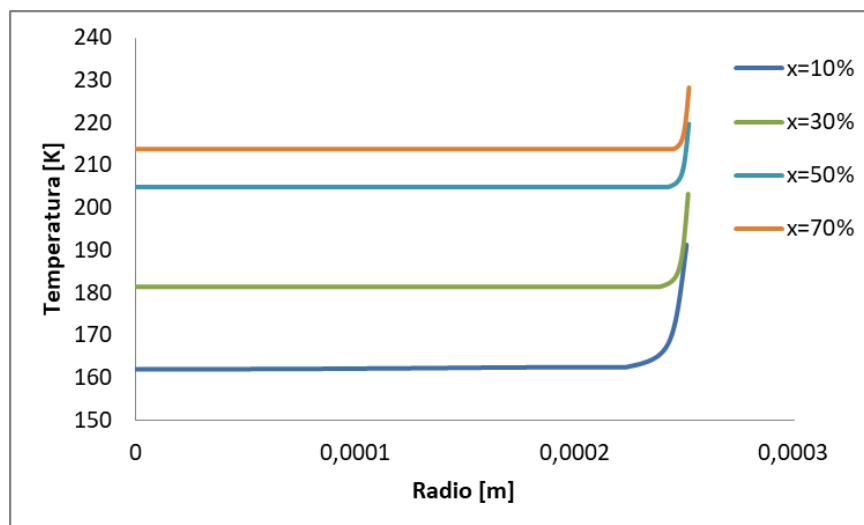




**Figura 3.5** Número de Nusselt gas, calidad 50% para "Run 2".

Cabe destacar que el número de Nusselt gas se mantiene constante en menor distancia dado que el líquido es el que se ve afectado en mayor proporción por el calor absorbido en la pared.

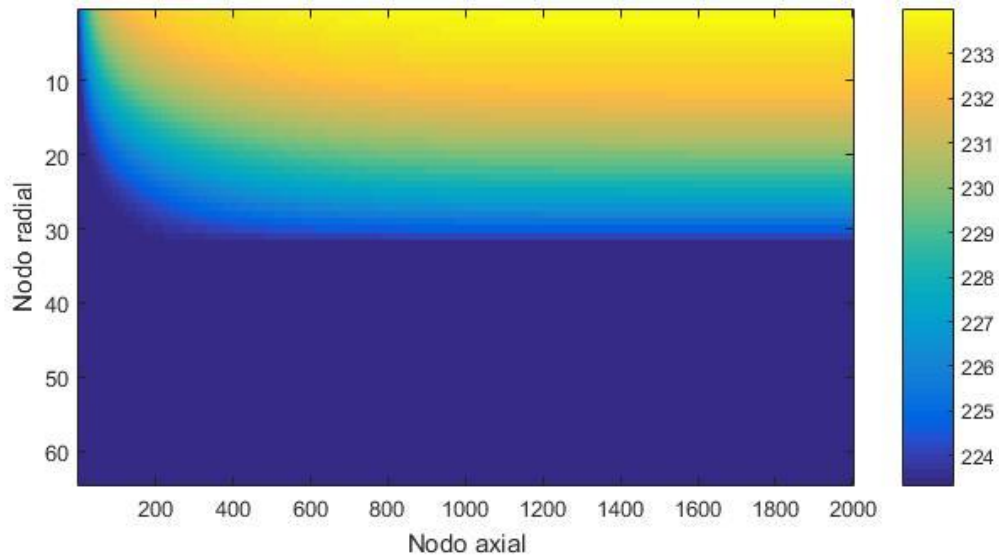
Dado que se corrobora que el perfil de temperatura está desarrollado al final del minicanal, se obtiene los perfiles de temperatura para cada calidad.



**Figura 3.6** Perfil de temperatura para distintas calidades Run 2.

Del gráfico anterior se observa que para calidades bajas la variación de temperatura cercana a la interfaz es más gradual, lo cual se debe a la mayor área que utiliza la fase líquida.

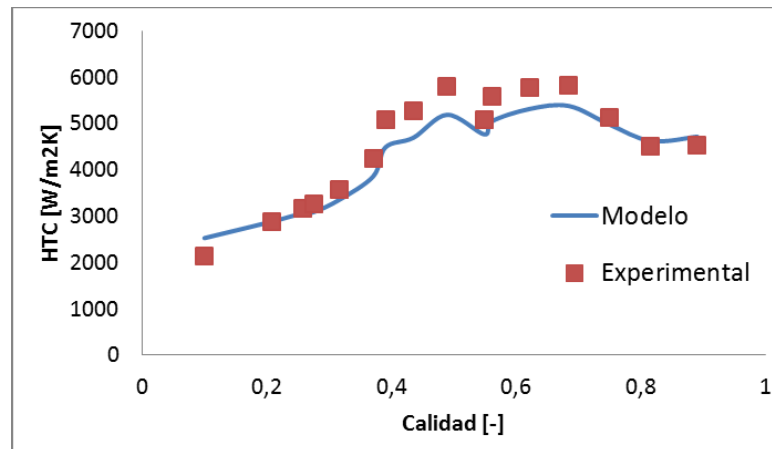
Visualmente se puede apreciar cómo se va desarrollando el perfil de temperatura a lo largo del tubo mediante la Figura 3.7.



**Figura 3.7** Variación temperatura a lo largo del tubo para Run 1 calidad 65%

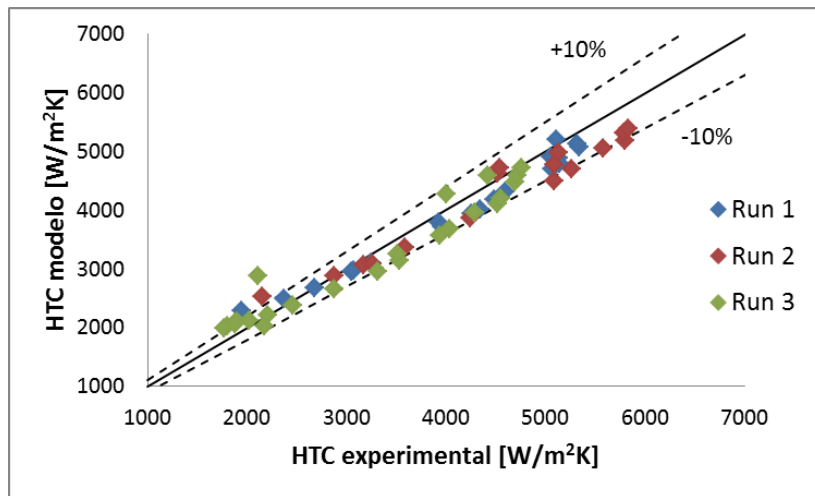
### 3.2.3 Coeficiente transferencia de calor

Los coeficientes de transferencia de calor locales convectivos obtenidos por el modelo en comparación a los experimentales siguen la misma curva de desarrollo como se puede apreciar en la Figura 3.8.

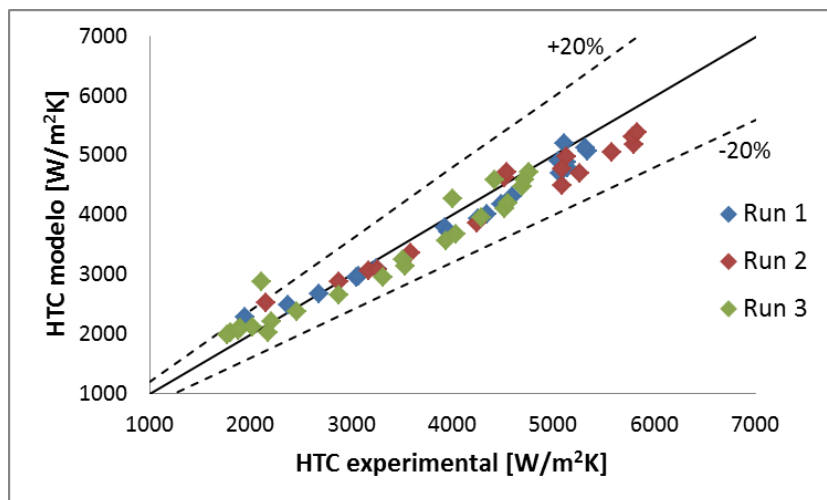


**Figura 3.8** Coeficiente transferencia de calor obtenido por el modelo MATLAB y los datos experimentales para Run2, mezcla hidrocarburos.

En la Figura 3.9 se tiene la correlación entre datos experimentales y los modelados, donde para un rango de  $\pm 10\%$  error, el 16.95% de los datos se escapan de dicho rango, presentando un error superior al 10%. Mientras que en la Figura 3.10 se observa que solo un dato escapa del rango del  $\pm 20\%$  de error, representando el 1% de los datos.

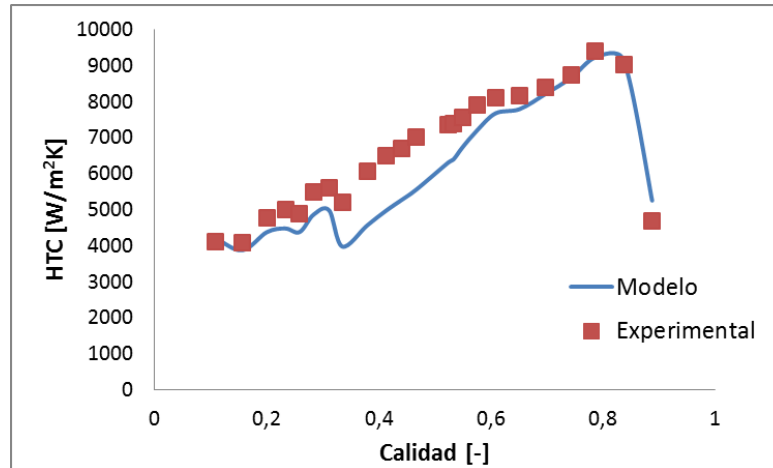


**Figura 3.9** Correlación de datos modelados y experimentales con un rango de error de  $\pm 10\%$  para mezclas de hidrocarburos.

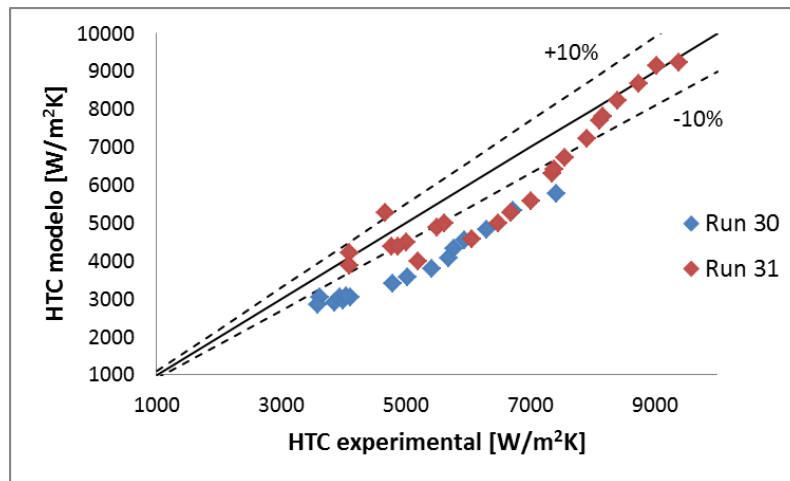


**Figura 3.10** Correlación de datos modelados y experimentales con un rango de error de  $\pm 20\%$  para mezclas de hidrocarburos.

Analizando las mezclas binarias, nuevamente se observa que el modelo tiene la misma tendencia de los datos experimentales, lo cual se puede apreciar en la siguiente figura:

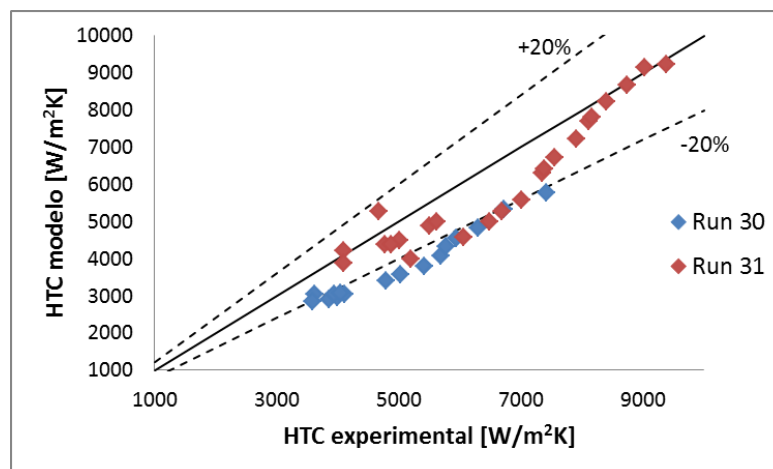


**Figura 3.11** Coeficiente transferencia de calor obtenido por el modelo MATLAB y os datos experimentales para Run 30, mezcla binaria.



**Figura 3.12** Correlación de datos modelados y experimentales con un rango de error de  $\pm 10\%$  para mezclas binarias.

De la Figura 3.12 se tiene que el 74.36% de los datos tienen un error superior al 10%, mientras que el 25.64% de los datos presentan un error menor al 10% error con respecto al coeficiente de calor experimental.



**Figura 3.13** Correlación de datos modelados y experimentales con un rango de error de  $\pm 20\%$  para mezclas binarias.

Ampliando el rango de error a un 20% como se muestra en la Figura 3.13, se tiene que un 51.28% de los datos presentan un error inferior al 20%.

A continuación se entrega un resumen de los errores promedio obtenido por cada mezcla:

**Tabla 3.2** Errores porcentuales promedio diámetro 0.506 [mm], mezcla hidrocarburos.

Run	Error Porcentual [%]
Run 1	5,3986
Run 2	7,2367
Run 3	8,5304
Run 4	-----

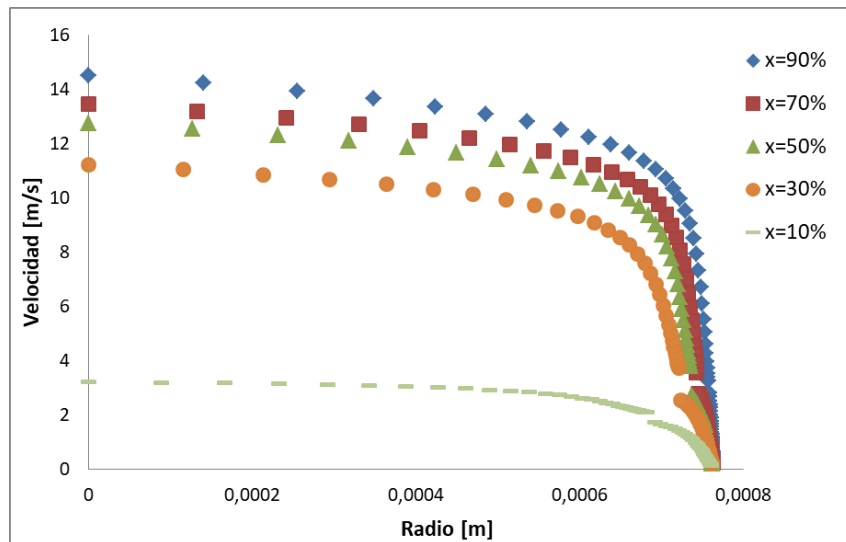
**Tabla 3.3** Errores porcentuales promedio diámetro 0.506 [mm], mezcla binarias.

Run	Error Porcentual [%]
Run 30	24,5701
Run 31	10,8215

### 3.3 Diámetro $1,515 \pm 0,003$ [mm]

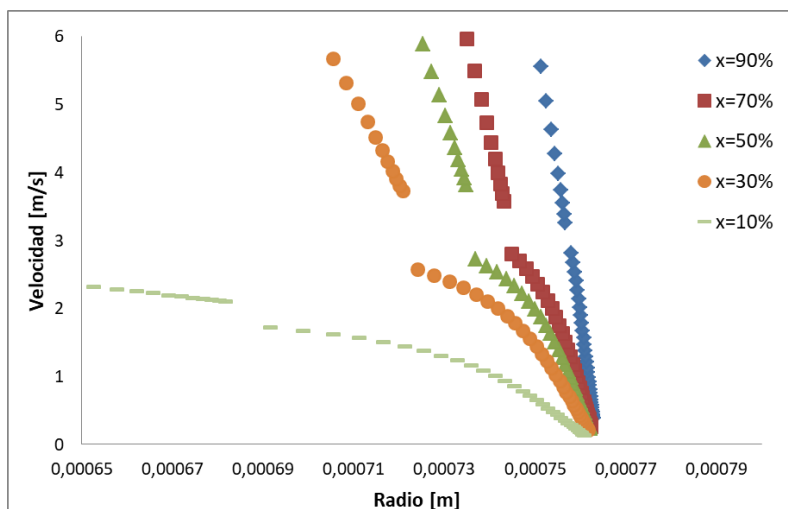
#### 3.3.1 Velocidad

En la Figura 3.14 se observa que el cambio de velocidad tanto en la cercanías de la interfaz, como en la pared. En la fase gaseosa, se aprecia un aumento de velocidad abrupta en una pequeña zona, observando un régimen turbulento, lo cual se puede corroborar mediante el número de Reynolds, detallado en la Tabla 3.4 Variación número de Reynolds por fase y en la capa límite, Run 9, Perfil de velocidad Van Driest



**Figura 3.14** Perfil de velocidad Van Driest, Run 5.

Por otro lado analizando la fase líquida, se puede observar mediante la Figura 3.15, que para altas calidades el perfil de velocidad en la fase líquida aumenta prácticamente linealmente, para complementar dicho comportamiento se analiza el número de Reynolds, donde se tiene que para calidades altas el Reynolds es menor 240, por lo tanto, no alcanza a ser un flujo turbulento en dicha fase. Sin embargo, para una calidad inferior al 70% los flujos tienen un comportamiento turbulento.



**Figura 3.15** Zoom perfil de velocidad fase líquida, Run 9, Correlación Van Driest.

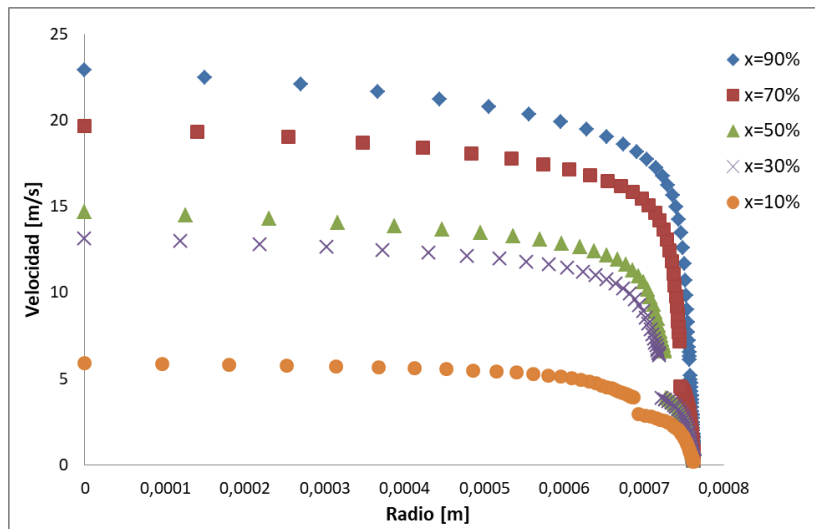
**Tabla 3.4** Variación número de Reynolds por fase y en la capa límite, Run 9, Perfil de velocidad Van Driest.

Calidad [-]	$Re_v$	$Re_\tau$	$Re_l$
0,9002	24723,93	1,2853194	158,900
0,8388	23308,4152	1,07787197	252,032
0,7432	20963,4802	0,88844681	384,055
0,6578	18964,122	0,78375902	487,013
0,5727	16977,1815	0,71297088	579,350
0,5092	15448,7643	0,65987066	640,947
0,4744	14702,3471	0,63667147	673,414
0,4477	13981,2643	0,6147314	688,513
0,421	13325,666	0,59552934	702,790
0,3916	12699,9301	0,57114666	718,472
0,3603	11899,2374	0,54966418	712,291
0,3348	11318,5017	0,48925919	704,023
0,301	10390,8157	0,49717547	695,864
0,2792	9715,9514	0,47365894	699,915
0,247	8848,6076	0,48645092	732,423
0,1946	7193,66808	0,391026	825,393

0,1355	5250,35555	0,32254582	964,390
--------	------------	------------	---------

Dichos resultados son representativos para una mezcla de hidrocarburos.

Para las mezclas binarias nuevamente se tiene un flujo turbulento para el gas, como se aprecia en los números de Reynolds de la Tabla 3.5, mientras que para para la fase líquida, el para calidades altas el flujo se encuentra en transición laminar turbulento, pero para calidades menores al 80% el flujo es turbulento.



**Figura 3.16** Perfil de velocidad Van Driest, Run 33, mezcla binaria.

**Tabla 3.5** Número de Reynolds, por fase y capa límite, Run 33 mezcla binaria

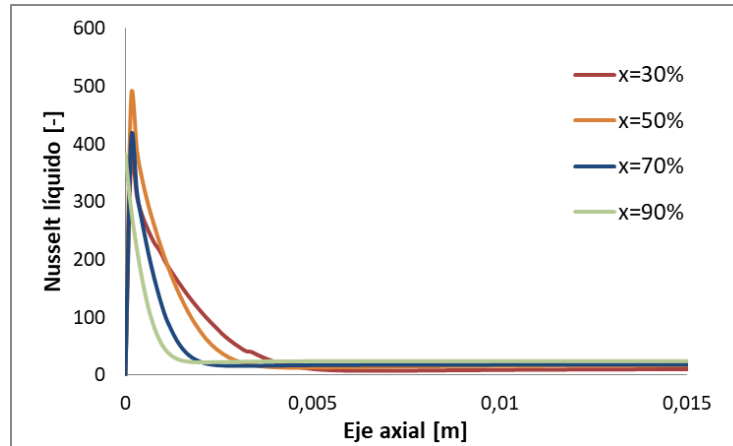
Calidad [-]	$Re_v$	$Re_\tau$	$Re_l$
0,9025	45905,15	2,071	334,350
0,8096	41212,12	1,538	635,441
0,6937	36662,66	1,340	1011,925
0,6044	31937,95	1,232	1242,395
0,5212	27893,6936	1,11661964	1446,43
0,4466	24261,8205	1,03432562	1602,299
0,3956	21846,3567	0,93447496	1689,012
0,3661	20663,7952	0,90673974	1728,239



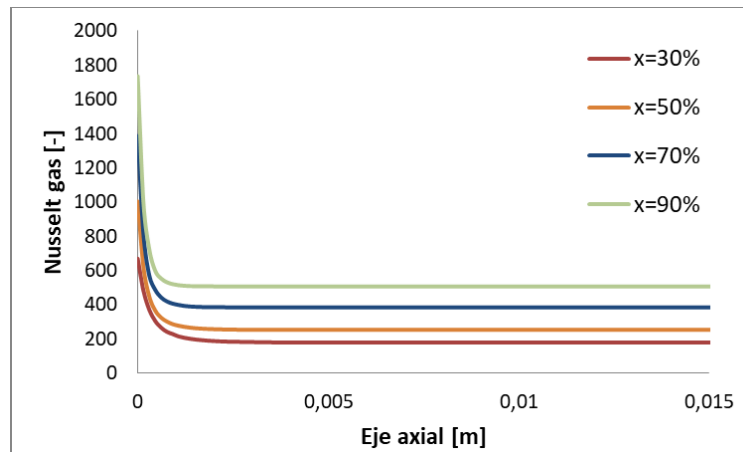
0,3455	19367,3441	0,91909845	1720,997
0,3282	18867,6178	0,90529661	1748,965
0,3079	18204,9595	0,85179387	1793,923
0,2816	16577,214	0,84082031	1792,655
0,2586	15183,7043	0,79332736	1803,063
0,2384	14193,1462	0,76277282	1834,754
0,2169	13274,9756	0,72355312	1898,446
0,1957	11700,3981	0,67891036	1876,921
0,1778	10886,275	0,65605157	1935,267
0,1612	10102,8642	0,63091871	1996,480
0,1373	8899,42586	0,58743172	2091,814
0,1092	7248,53918	0,5206021	2178,252

### 3.3.2 Temperatura

Para saber si el perfil de temperatura está completamente desarrollado se analiza el Número de Nusselt, donde se puede observar que en la Figura 3.17 el Nusselt es estable para todas las calidades pasado los 0,01 [m], mientras que para el gas la estabilidad de Nusselt es cercano a los 0,005 [m] como se observa en la Figura 3.18, por lo tanto se puede inferir que el perfil de temperatura es estable pasado los 0,01 [m].

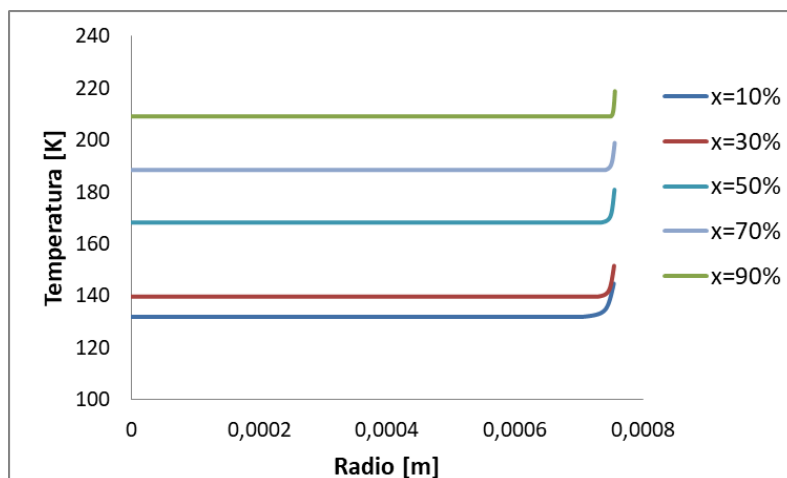


**Figura 3.17** Variación del Número de Nusselt líquido a lo largo del minicanal, Run 5, perfil de velocidad Van Driest.



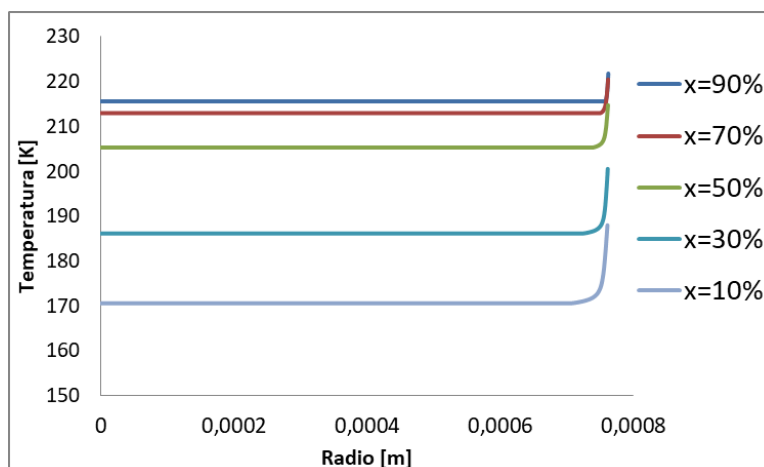
**Figura 3.18** Variación del Número de Nusselt del gas a lo largo del minicanal, Run 5, perfil de velocidad Van Driest.

La Figura 3.19 representa la variación de temperatura a lo largo del radio del minicanal, donde se aprecia que para bajas calidades, en las cercanías de la interfaz, se produce una curvatura en el cambio de temperatura, mientras que a medida que aumenta la calidad, dicha curvatura se vuelve más recta.



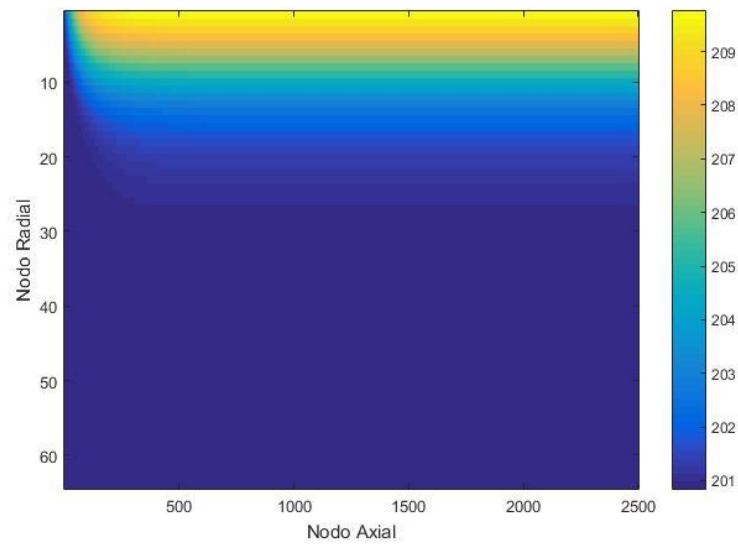
**Figura 3.19** Perfil de temperatura para distintas calidades a lo largo del radio del minicanal, Run 5, perfil de velocidad Van Driest.

Al igual que para las mezclas de hidrocarburos, para calidades alta la variación de temperatura en las cercanías de la interfaz es abrupta, mientras que para calidades más bajas, la variación de temperatura es más gradual, debido al mayor espacio que tiene el film líquido.



**Figura 3.20** Perfil de temperatura para distintas calidades Run 33.

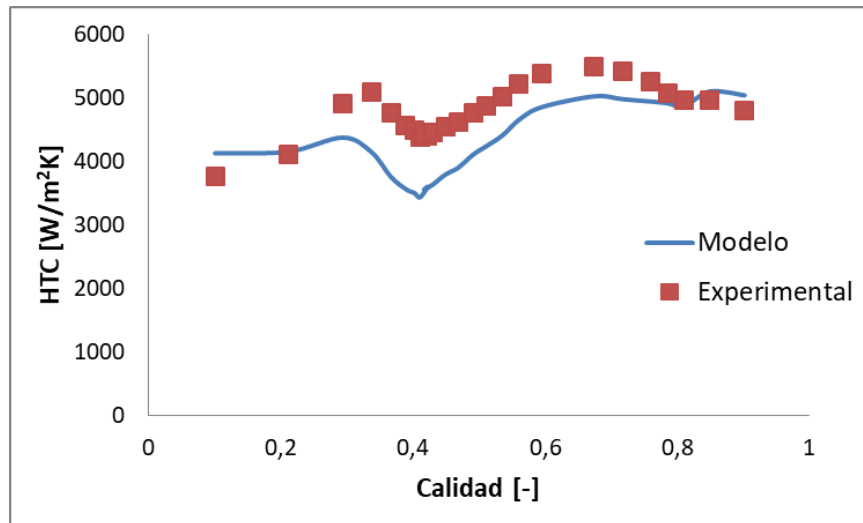
En la siguiente figura se puede observar como se desarrolla el perfil de temperatura para una calidad determinada a lo largo del mini canal.



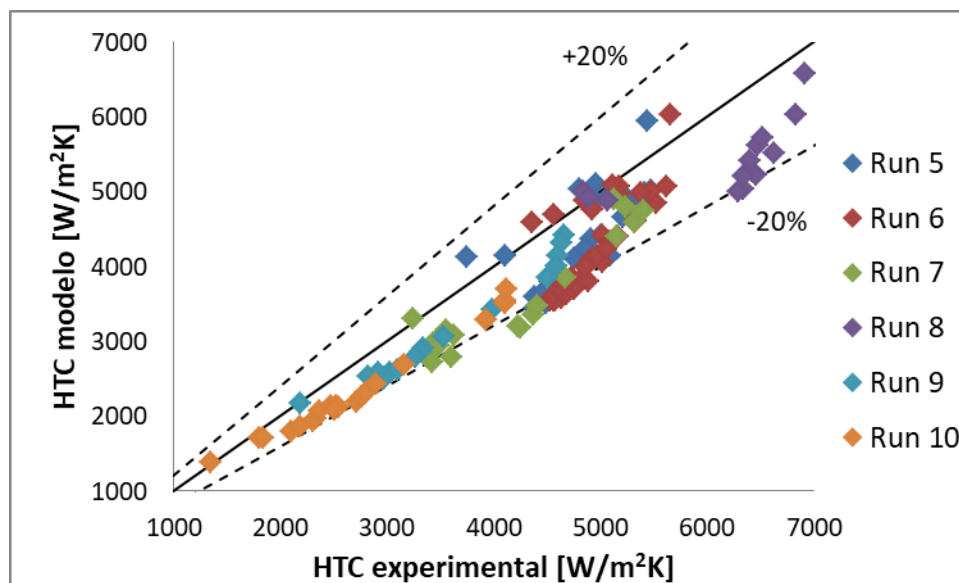
**Figura 3.21** Variación de la temperatura a lo largo del minicanal, Run 35 calidad 50%.

### 3.3.3 Coeficiente transferencia de calor

Los coeficientes de transferencia de calor obtenidos para la mezcla de hidrocarburos, para todas las composiciones, sigue la misma curvatura de los datos experimentales como se aprecia en la Figura 3.22.



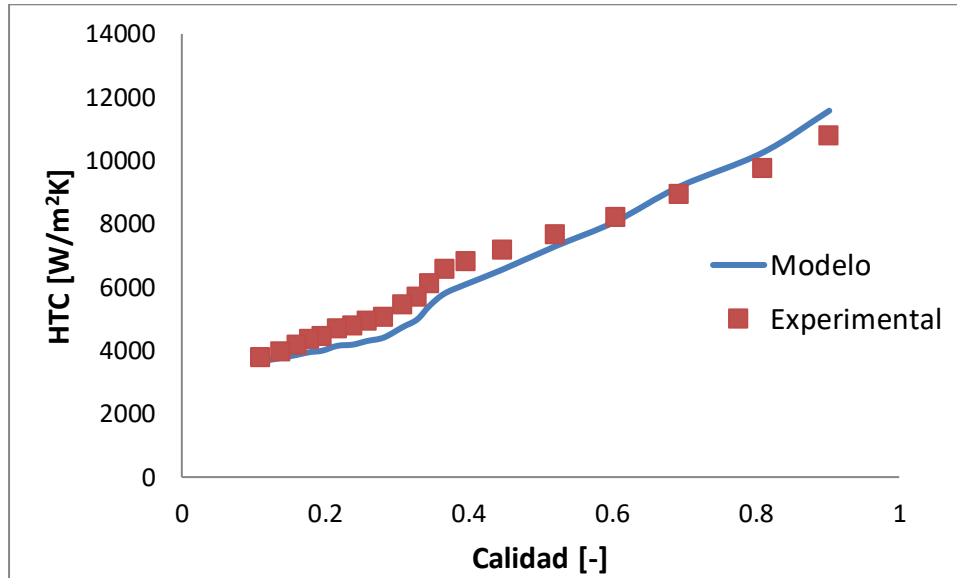
**Figura 3.22** Coeficiente de transferencia de calor obtenido mediante el modelo computacional y el experimental, para diferentes calidades, Run 5, perfil de velocidad de Van Driest.



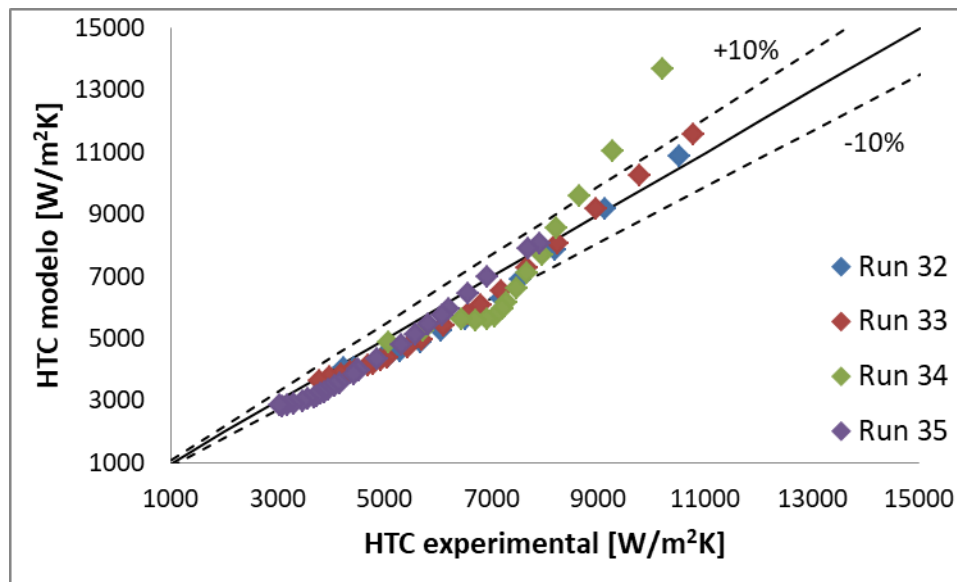
**Figura 3.23** Correlación datos obtenidos por el modelo y los experimentales, para la mezclas de hidrocarburos.

Del gráfico anterior se tiene que en un rango de  $\pm 20\%$  de error, solo el 16.54% de los datos se escapan de ese margen y el 83.46% no presentan un error porcentual mayor al 20%.

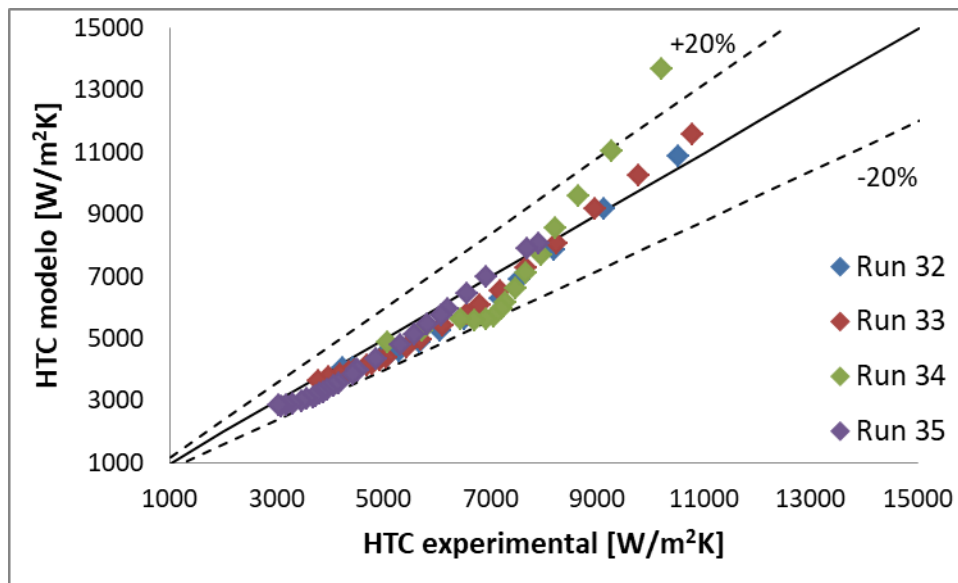
Para las mezclas binarias, el coeficiente de transferencia de calor obtenido por el modelo es cercano a los obtenidos experimentalmente, como se muestra en la figura:



**Figura 3.24** Coeficiente de transferencia de calor obtenido mediante el modelo computacional y el experimental, para diferentes calidades, Run 33, perfil de velocidad de Van Driest.



**Figura 3.25** Correlación datos obtenidos por el modelo y los experimentales, para la mezclas binarias. Rango de error  $\pm 10\%$ .



**Figura 3.26** Correlación datos obtenidos por el modelo y los experimentales, para la mezclas binarias. Rango de error  $\pm 20\%$ .

Para la correlación de la Figura 3.25 se tiene un rango de error del 10%, donde el 56% de los datos tiene un error superior a dicho rango, mientras que un 44% de los datos tienen un error inferior a dicho rango. Por otro lado, analizando un rango de error de 20% se tiene que 2,67% de los datos están fuera del rango de error, mientras que un 97,33% un supera un error del 20%.

A continuación se entrega los error porcentuales obtenidos por cada Run.

**Tabla 3.6** Errores porcentuales promedio diámetro 1.515 [mm], mezcla de hidrocarburos.

Run	Error Porcentual [%]
Run 5	12,3563
Run 6	14,2934
Run 7	15,4285
Run 8	11,7950
Run 9	11,9915
Run 10	13,9620

Run 11	----
--------	------

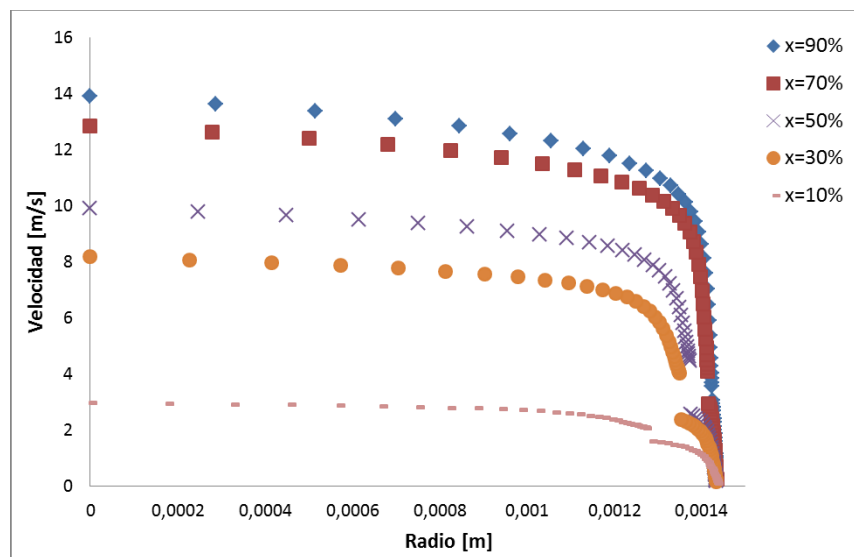
**Tabla 3.7** Errores porcentuales promedio diámetro 1.515 [mm], mezcla binaria.

Run	Error Porcentual [%]
Run 32	8,9635
Run 33	8,6636
Run 34	16,043
Run 35	9,6588

## 3.4 Diámetro 3 [mm]

### 3.4.1 Velocidad

En la Figura 3.27 nuevamente se puede observar la caída de velocidad del gas cercano la interfase, lo cual se ajusta a un perfil turbulento como se muestra en los números de Reynolds obtenidos para dicha fase, Tabla 3.8



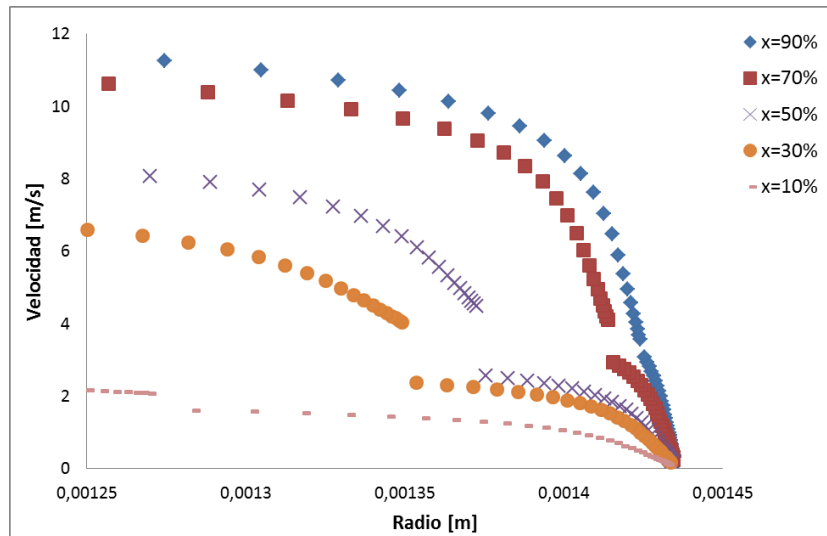
**Figura 3.27** Perfil de velocidad Van Driest, Run 36, mezcla binaria.

Mientras que los esfuerzos cortantes en la pared detienen el flujo, alcanzando velocidades bajas en el film líquido, bajo la hipótesis de (Carpenter,



1951) donde el número de Reynolds cercanos a 240 ya comienza la transición a flujo turbulento para la fase líquida, por lo tanto, el flujo es turbulento para calidades altas, mientras que para calidades baja el flujo esta en transición laminar turbulento.

Dicha hipótesis se ve reflejada en la siguiente figura, donde para altas calidades se tiene un aumento drástico de velocidad en la película líquida.



**Figura 3.28** Zoom perfil de velocidad fase líquida, Run 36, mezcla binaria.

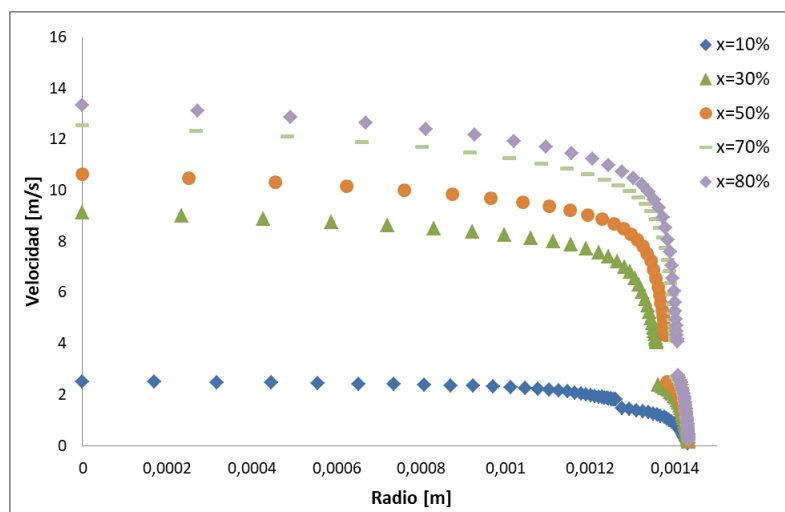
Por otro lado, a través del número de Reynolds en la capa límite, se tiene un flujo completamente laminar, donde los efectos de la rugosidad son menores en comparación a los minicanales de menor diámetro.

**Tabla 3.8** Variación Número de Reynolds por fase y en capa límite a distintas calidades, Run 36.

Calidad [-]	$Re_v$	$Re_\tau$	$Re_l$
0,9029	52123	0,5500	376,7
0,8096	47362	0,4373	729,3
0,7123	42251	0,3779	1075,5
0,6127	36936	0,3377	1391,4
0,5308	32664	0,3105	1624,6

0,4483	28128	0,2841	1806,4
0,394	25204	0,2673	1893,4
0,3496	22669	0,2519	1939,5
0,3139	20779	0,2402	1967,7
0,276	18651	0,2253	2002,7
0,2378	16352	0,2122	2039,7
0,1881	13381	0,1844	2180,0
0,148	10833	0,1631	2298,3
0,112	8471	0,1438	2442,0

Analizando la mezcla de hidrocarburos, se observa un comportamiento similar al analizado para las mezclas binarias, donde en las proximidades de la interfaz el aumento de velocidad del gas es abrupto, mientras que para el líquido los esfuerzos cortantes en la pared detienen el flujo rápidamente, generando una variación de velocidad considerable en un pequeño espacio.



**Figura 3.29** Perfil de velocidad Van Driest Run 13, mezcla hidrocarburo.

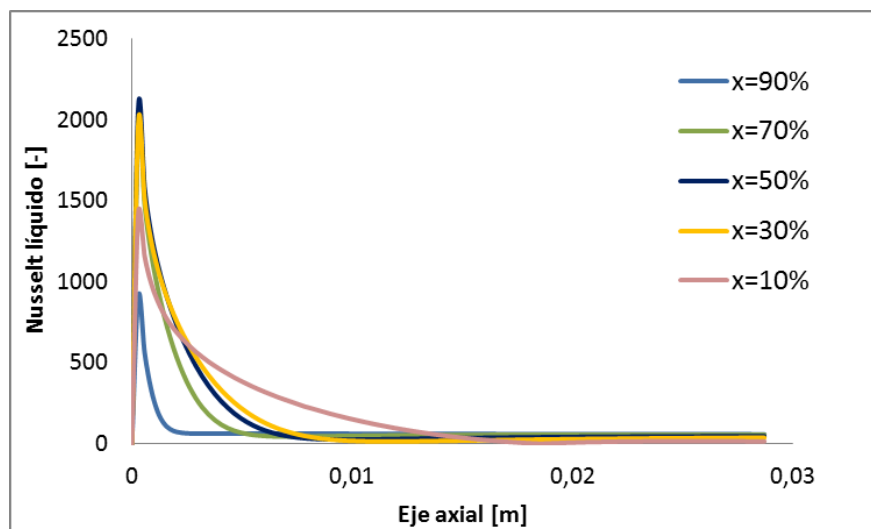
Nuevamente se puede observar un flujo turbulento tanto en el líquido como el vapor, mientras que en la capa límite de la pared el flujo es laminar como se aprecia en la Tabla 3.9

**Tabla 3.9** Números de Reynolds por fase y capa límite Run 13, mezcla hidrocarburo.

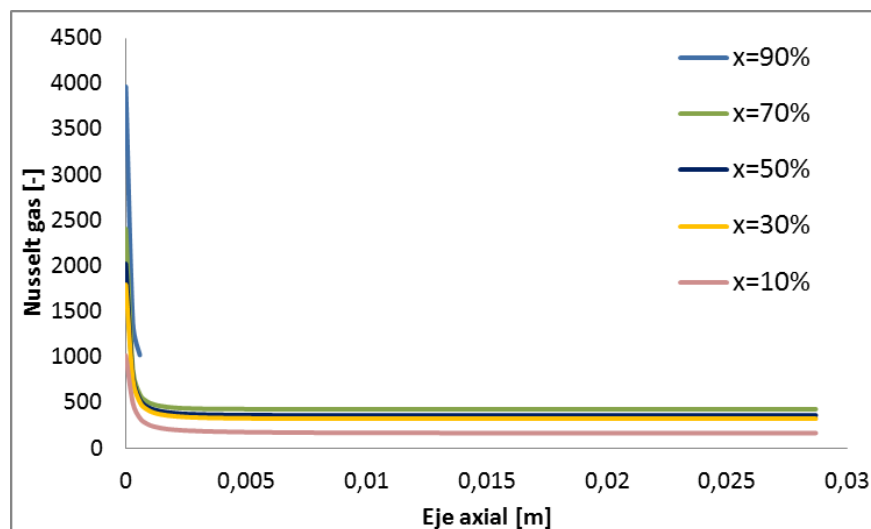
Calidad [-]	$Re_v$	$Re_\tau$	$Re_l$
0,110	8061,7	0,11603086	1911,0
0,220	14888,7	0,15985708	1610,6
0,323	20354,9	0,20413817	1499,1
0,418	24870,3	0,23384262	1453,0
0,514	29584,0	0,2609024	1297,3
0,539	30738,5	0,26744601	1242,4
0,572	32286,8	0,27705739	1173,1
0,603	33482,5	0,28451195	1090,6
0,634	34963,0	0,29413256	1015,4
0,697	38153,3	0,31939786	866,3
0,729	39690,8	0,33358826	782,5
0,742	40323,1	0,33976098	749,3
0,757	40960,2	0,34686505	706,7
0,781	42118,4	0,3606895	643,0
0,800	43035,9	0,37332602	591,0
0,866	46062,5	0,43342764	402,2

### 3.4.2 Temperatura

En primer lugar se analiza el número de Nusselt para identificar si el perfil térmico está desarrollado. El largo del minicanal utilizado para el análisis es de 10 veces el diámetro, se observa en la Figura 3.30 que en 0,02 [m] el Nusselt líquido empieza a ser constante para todas las calidades, mientras que el Nusselt gaseoso es constante a partir de 0,0025 [m] como se puede observar en la Figura 3.31. Por lo tanto, se puede corroborar que el perfil de temperatura se encuentra desarrollado al final del tubo.

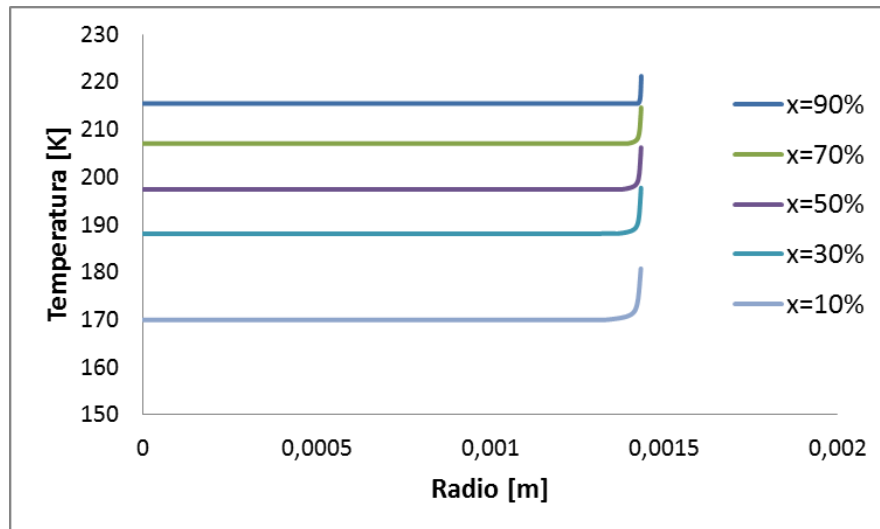


**Figura 3.30** Número de Nusselt líquido para distintas calidades Run 36.



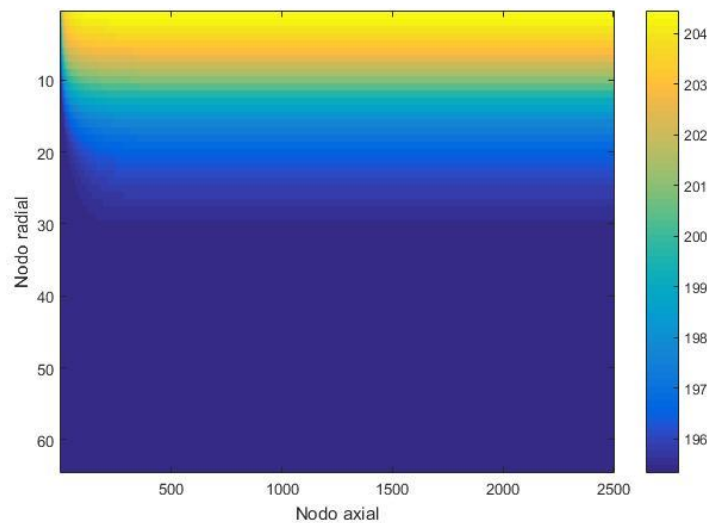
**Figura 3.31** Número de Nusselt gaseoso para distintas calidades Run 36.

La variación de temperatura en función del radio se aprecia en la Figura 3.32, donde se tiene que en la fase gaseosa la temperatura se mantiene constante, mientras que el líquido es el que absorbe el calor entregado por la pared representado en un aumento brusco de temperatura.



**Figura 3.32** Perfil de temperatura para distintas calidades Run 36.

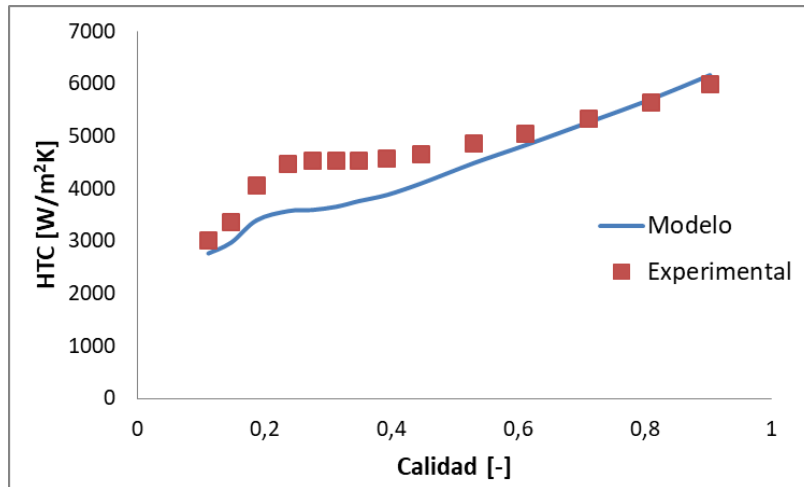
Mientras que en la Figura 3.33 se puede apreciar como se va desarrollando el perfil de temperatura a lo largo del tubo.



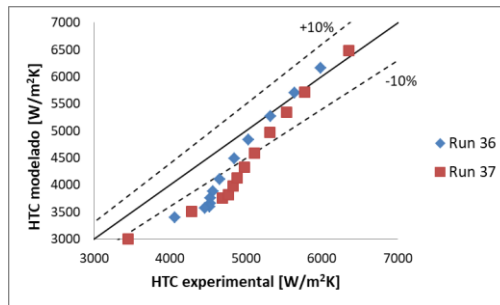
**Figura 3.33:** Perfil de temperatura Run 36, calidad 50%, donde el eje "X" corresponde a los nodos axial y el eje "Y" corresponde a los nodos radiales. Donde la barra de la derecha representa el calor de temperatura asociado a cada color.

### 3.4.3 Coeficiente transferencia de calor

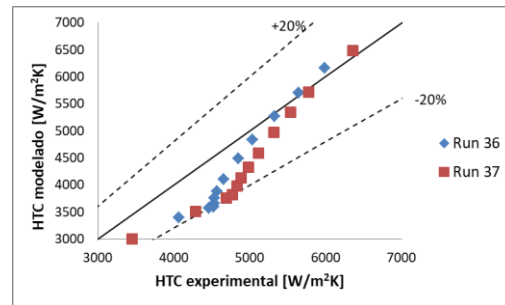
Se compara los datos obtenidos por el modelo y el experimental, donde en la Figura 3.34 se puede observar que ambos tienen el mismo comportamiento, pero la curva del modelo computacional es inferior para calidades entre 20 y 50%, para mezclas binarias. Mientras que en la Figura 3.35 se tiene la correlación entre los datos experimentales y los modelados, donde en la Figura 3.35(a) se tiene un rango de análisis del  $\pm 10\%$  en el cual un 59.25% de los datos no se encuentran dentro de dicho análisis, mientras que en la Figura 3.35(b) se tiene un rango de  $\pm 20\%$  en el cual un 7.4% de los datos no se encuentran dentro de dicho rango.



**Figura 3.34** Coeficiente transferencia de calor Run 36, mezcla binaria.



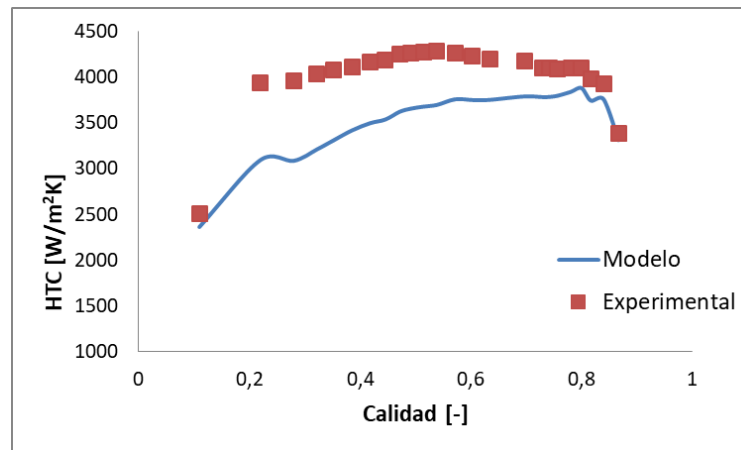
**Figura (a)**



**Figura (b)**

**Figura 3.35** Correlación datos obtenidos por el modelo y experimentales mezcla binaria.  
(a) rango de error  $\pm 10\%$ , (b) rango de error  $\pm 20\%$ .

Por otro lado, para las mezclas de hidrocarburo, se vuelve apreciar la similitud del comportamiento, donde el modelo entrega coeficientes de transferencia de calor menor a los obtenidos experimentalmente.



**Figura 3.36** Coeficiente transferencia de calor Run 13, mezcla hidrocarburo.

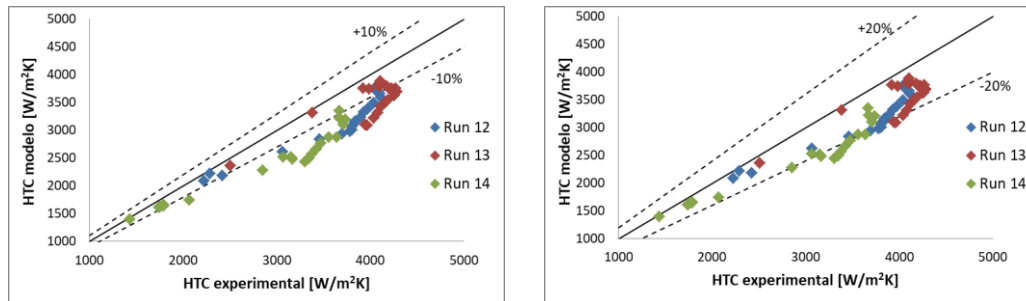


Figura (a)

Figura (b)

**Figura 3.37** Correlación datos obtenidos por el modelo y experimentales mezcla binaria.  
(a) rango de error  $\pm 10\%$ , (b) rango de error  $\pm 20\%$ .

Como se observa en la Figura 3.37, se analizan dos rangos error, para  $\pm 10\%$  se tiene que el 68,25% no se encuentran dentro de dicho rango, mientras que en la Figura 3.37(b) el 76,56% de los datos se encuentra dentro de un rango de error  $\pm 20\%$ , siendo tan solo el 23,44% de los datos los que presentan un error superior al 20%.

A continuación se resume los errores porcentuales promedio para cada Run.

**Tabla 3.10** Errores porcentuales promedio diámetro 3 [mm], mezcla hidrocarburos.

Run	Error Porcentual [%]
Run 12	14,2108
Run 13	11,7914
Run 14	16,1806
Run 15	---

**Tabla 3.11** Errores porcentuales promedio diámetro 3 [mm], mezcla binarias.

Run	Error Porcentual [%]
Run 36	11,195
Run 37	11,377



## 4 Conclusiones y recomendaciones

En el presente trabajo se han presentado los resultados del cálculo de transferencia de calor locales convectivos para mezclas zeotrópicas de hidrocarburos y binarias en minicanales. Se analiza el coeficiente de transferencia de calor desarrollado en la película líquida turbulenta propuesto por (Hurlburt, 1999). El perfil de velocidad utilizado es la correlación de Van Driest y la fracción de vacío utilizada es la de (Rouhani & Axelsson, 1970).

### Perfil de velocidad

Los perfiles de velocidad se puede observar el comportamiento turbulento bajo una vista macroscópica, siendo los efectos viscosos prácticamente despreciable, no obstante, en la proximidad de la pared se genera una subcapa viscosa la cual inhibe las fluctuaciones turbulentas, lo cual se corrobora con el número de Reynolds de la subcapa límite, observando una disminución de la velocidad, llegando a cero en contacto con la pared.

### Fracción de vacío

La fracción de vacío que presenta una mayor estabilidad para los modelos experimentales analizados es la de (Rouhani & Axelsson, 1970), dado que las otras correlaciones para calidades altas los resultados divergían debido a que la fracción de vacío era muy cercana a 1, generando que la velocidad promedio del fluido fuera muy alta, siendo imposible alcanzar dichas velocidades en el modelo experimental.

### Composición mezclas

Para el diámetro de  $0,506 \pm 0,003$  [mm] la concentración que representa un modelo más cercano a los datos experimentales es metano/etano/propano 45/35/20%, para un flujo másico del  $143 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$ , alcanzando un error promedio del 5,3986%. Siendo las mezclas de hidrocarburos las que el modelo representa con mayor exactitud.

Para el diámetro de  $1,515 \pm 0,003$  [mm] la concentración que tiene menor error promedio es para las mezclas binarias, donde la mezcla de metano/etano 40/60%, con un flujo másico de  $242 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$  es la que presenta el menor error porcentual del 8,6636%. A diferencia del diámetro anterior las mezclas de hidrocarburos presentan un error porcentual superior que en las mezclas binarias.

Finalmente para el diámetro de  $2,871 \pm 0,003$  [mm] la mezcla binaria metano/etano 40/60% par un flujo másico de  $147 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$  es la concentración que presenta un menor error porcentual de 11,195%.

### **Coefficiente transferencia de calor**

Se puede corroborar que la transferencia de calor convectiva local se produce en la fase líquida como lo propone (Hurlburt, 1999), si bien la resistencia de transferencia de calor es pequeña en la fase gaseosa con respecto a la fase líquida, la energía transferida en la interfaz es utilizado para la evaporación, lo cual genera un gradiente de temperatura en el gas despreciable. Todos los resultados fueron comparados con los datos experimentales obtenidos por (Barraza, Measured and predicted heat transfer coefficients for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes., 2016), donde el modelo cumple con la misma tendencia de los datos experimentales.

### **Validación modelo**

El modelo MATLAB tiene un buen comportamiento para los 3 diámetros analizados, donde para cada RUN ninguno alcanza un error porcentual promedio mayor al 25%

El modelo desarrollado por MATLAB se puede validar con respecto a los datos experimentales, donde la mayor parte de los errores porcentuales no superan el  $\pm 20\%$ . A su vez se puede observar la correlación entre el modelo y los datos experimentales, los cuales siguen la misma curva de tendencia.

## **4.1 Recomendaciones**

Analizar la transferencia de masa entre los nodos radiales, dado que al aumentar la temperatura parte del líquido comenzará a evaporarse, introduciéndose burbujas de vapor en la fase líquida, variando la calidad de los nodos radiales. Dicha variación se puede observar en la variación de la fracción de vacío mientras el perfil de temperatura se desarrolla.

Buscar una correlación para la conductividad térmica de la fase líquida, dado que la obtenida por el programa REFPROP no es confiable, dado que se generaba una incongruencia entre el calor experimental entregado a la pared y el obtenido mediante la conductividad térmica del REFPROP.

## 5 Anexos

### 5.1 Composiciones volumétricas mezclas.

#### Mezcla Hidrocarburos

Tabla 5.1: Composición volumétrica mezclas de hidrocarburos.

Run	Composición Volumétrica (vol/vol%)					
Run 1	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 2	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 3	Metano	36% ± 1%	Etano	28% ± 1%	Propano	16% ± 1%
Run 4	Metano	27% ± 1%	Etano	21% ± 1%	Propano	12% ± 0%
Run 5	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 6	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 7	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 8	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 9	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 10	Metano	36% ± 1%	Etano	28% ± 1%	Propano	16% ± 1%
Run 11	Metano	27% ± 1%	Etano	21% ± 1%	Propano	12% ± 0%
Run 12	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 13	Metano	45% ± 2%	Etano	35% ± 1%	Propano	20% ± 1%
Run 14	Metano	36% ± 1%	Etano	28% ± 1%	Propano	16% ± 1%
Run 15	Metano	27% ± 1%	Etano	21% ± 1%	Propano	12% ± 0%

#### Mezcla Binaria

Tabla 5.2: Composición volumétrica mezclas binarias.

Run	Composición Volumétrica (vol/vol%)			
Run 30	Metano	40% ± 2%	Etano	60% ± 2%
Run 31	Metano	40% ± 2%	Etano	60% ± 2%
Run 32	Metano	40% ± 2%	Etano	60% ± 2%
Run 33	Metano	40% ± 2%	Etano	60% ± 2%
Run 34	Metano	40% ± 2%	Etano	60% ± 2%
Run 35	Metano	40% ± 2%	Etano	60% ± 2%
Run 36	Metano	40% ± 2%	Etano	60% ± 2%
Run 37	Metano	40% ± 2%	Etano	60% ± 2%

### 5.2 Datos experimentales

Tabla 5.3: Datos experimentales para las distintas mezclas.

Run	Diámetro (D) [mm]	Rugosidad (Rug) [ $\mu\text{m}$ ]	Presión (P) [kPa]	Flujo másico (G) [ $\text{kg/m}^2\text{s}$ ]
Run 1	0,506 $\pm$ 0,003	1,29 $\pm$ 0,01	787 $\pm$ 3	143 $\pm$ 12
Run 2	0,506 $\pm$ 0,003	1,29 $\pm$ 0,01	787 $\pm$ 3	155 $\pm$ 12
Run 3	0,506 $\pm$ 0,003	1,29 $\pm$ 0,01	788 $\pm$ 3	145 $\pm$ 12
Run 4	0,506 $\pm$ 0,003	1,29 $\pm$ 0,01	786 $\pm$ 3	145 $\pm$ 12
Run 5	1,515 $\pm$ 0,003	2,56 $\pm$ 0,01	270 $\pm$ 3	139 $\pm$ 1
Run 6	1,515 $\pm$ 0,003	2,56 $\pm$ 0,01	269 $\pm$ 3	138 $\pm$ 1
Run 7	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	269 $\pm$ 3	144 $\pm$ 1
Run 8	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	265 $\pm$ 3	239 $\pm$ 2
Run 9	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	785 $\pm$ 3	143 $\pm$ 1
Run 10	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	787 $\pm$ 3	143 $\pm$ 1
Run 11	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	786 $\pm$ 3	144 $\pm$ 1
Run 12	2,871 $\pm$ 0,003	0,40 $\pm$ 0,01	791 $\pm$ 3	147 $\pm$ 1
Run 13	2,871 $\pm$ 0,003	0,40 $\pm$ 0,01	790 $\pm$ 3	146 $\pm$ 1
Run 14	2,871 $\pm$ 0,003	0,40 $\pm$ 0,01	791 $\pm$ 3	147 $\pm$ 1
Run 15	2,871 $\pm$ 0,003	0,40 $\pm$ 0,01	790 $\pm$ 3	147 $\pm$ 1
Run 30	0,506 $\pm$ 0,003	1,29 $\pm$ 0,01	784 $\pm$ 3	145 $\pm$ 12
Run 31	0,506 $\pm$ 0,003	1,29 $\pm$ 0,01	789 $\pm$ 3	142 $\pm$ 12
Run 32	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	785 $\pm$ 3	242 $\pm$ 2
Run 33	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	786 $\pm$ 3	242 $\pm$ 2
Run 34	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	266 $\pm$ 3	241 $\pm$ 2
Run 35	1,527 $\pm$ 0,003	0,86 $\pm$ 0,01	788 $\pm$ 3	145 $\pm$ 1
Run 36	2,871 $\pm$ 0,003	0,40 $\pm$ 0,01	785 $\pm$ 3	147 $\pm$ 1
Run 37	2,871 $\pm$ 0,003	0,40 $\pm$ 0,01	788 $\pm$ 3	147 $\pm$ 1

## 5.3 Código MATLAB

### 5.3.1 Código Principal

```
%Run 32

clc
clear all
rehash toolboxcache
tic
%Importar datos experimentales
filename = 'experimental_data.xlsx';
hoja=34;

%Exportar datos calculados
filename2 = 'Run32.xlsx';

%Importando datos experimentales
x_avg=xlsread(filename,hoja,'Y49:Y109');      %calidades experimentales
htc_exp=xlsread(filename,hoja,'Z49:Z109');      %coef de transferencia de
calor experimental
htc_exp_corr=xlsread(filename,hoja,'AA49:AA109'); %coef transferencia
de calor corregido

%Condiciones generales
T_in_exp=(xlsread(filename,hoja,'P49:P109')+xlsread(filename,hoja,'Q49:Q10
9'))/2;      %temperatura de entrada (K)
T_p_exp=xlsread(filename,hoja,'T49:T109');      %temperatura de la
pared (K)
Q_primaprima=xlsread(filename,hoja,'C5')*1000; %Calor absorbido por
el fluido

%Parámetros de la mezcla
vol1=xlsread(filename,hoja,'C14');      %Composición volumétrica metano
vol2=xlsread(filename,hoja,'C15');      %Composición volumétrica etano
vol3=xlsread(filename,hoja,'C16');      %Composición volumétrica propano
vol4=xlsread(filename,hoja,'C17');      %Composición volumétrica nitrogeno
[ comp1,comp2,comp3,comp4 ] = Fraccion_masica( vol1, vol2, vol3, vol4);
%composicion másica

%Condiciones simulación
D=xlsread(filename,hoja,'C8')/1000;      %diámetro del tubo
L=10*D;      %largo del tubo
G=xlsread(filename,hoja,'C3');      %Flujo másico por unidad
de área
Rug=xlsread(filename,hoja,'C11')/10^6;      %rugosidad tubo (m) Para
diámetro de 2.871 [mm]
g=9.8;      %gravedad
m_dot_exp=xlsread(filename,hoja,'N49:N109')/1000; %Flujo
másico

%Parámetros de discretización
M=32;      %Número de nodos del líquido
N=64;      %Número total de nodos
nx=2500;      %Cantidad de nodos en el eje x (a lo largo del
tubo)

%Análisis por unidad de área
A=pi*D^2/4;      %área transversal del tubo

Pr_turb=0.9;
```

```

%creación vectores resultado
p=0; %contador
cantidad_datos=length(x_avg);
cantidad_datos2=floor(cantidad_datos/5)+1;
htc_l_cal=zeros(cantidad_datos2,1);
error=zeros(cantidad_datos2,1);
htc_exp_cor=zeros(cantidad_datos2,1);
x_avg2=zeros(cantidad_datos2,1);
htc_l_calc=zeros(cantidad_datos,1);
htfc2f_calc=zeros(cantidad_datos,1);
Re_liquido=zeros(cantidad_datos2,1);
Re_vapor=zeros(cantidad_datos2,1);
Re_liquido2=zeros(cantidad_datos2,1);
Re_liquido3=zeros(cantidad_datos2,1);
Re_vapor2=zeros(cantidad_datos2,1);
Re_capa_limite=zeros(cantidad_datos2,1);
k_calc=zeros(cantidad_datos2,1);

for ii=1:5:cantidad_datos

    clear T
    x_g=x_avg(ii)
    T_in=T_in_exp(ii);
    T_p=T_p_exp(ii);
    m_dot=m_dot_exp(ii);

    %Valor semilla de temperatura a lo largo del minicanal, %considerando las
    propiedades del fluido con respecto a la %temperatura inicial

    [ T,T_m_g,T_m_l,k_new ] = Valor_semilla_temperatura(
    x_g,T_in,T_p,D,L,G,g,M,N,nx,A,m_dot,comp1,comp2,comp3,comp4,Q_primaprima
    );
    k=zeros(nx,1);
    for i=1:nx
        k(i,1)=k_new;    %Conductividad térmica nueva constante a lo largo del
        canal
    end
    for kk=1:2
        %Cálculo nuevas propiedades de la mezcla utilizando el perfil de
        %temperatura desarrollado
        [ rho,mu,c,sigma,nu,alpha,Pr,rho_g,mu_g,k_g,c_g,nu_g,alpha_g,Pr_g ] =
        Variacion_propiedades2( T,x_g,M,nx,comp1,comp2,comp3,comp4,T_m_g,T_m_l,k);

        %Fracción de vacío
        [ alpha_minicanales ] = Fraccion_de_vacio_variable(
        x_g,rho,rho_g,g,sigma,G,nx);

        %Características fases a lo largo del minicanal
        A_l=zeros(nx,1);
        A_g=zeros(nx,1);
        u_l=zeros(nx,1);
        u_g=zeros(nx,1);
        D_i=zeros(nx,1);
        delta=zeros(nx,1);

        for i=1:nx
            %Áreas fases
            A_l(i)=(1-alpha_minicanales(i))*A; %área que ocupa el líquido
            A_g(i)=alpha_minicanales(i)*A;     %área que ocupa el gas
            %Flujo másico fases

```

```

m_dot_l=(1-x_g)*m_dot;           %flujo másico del líquido
m_dot_g=x_g*m_dot;               %flujo másico del gas
%Velocidad fases
u_l(i)=m_dot_l/(A_l(i)*rho(i));   %velocidad del líquido
u_g(i)=m_dot_g/(A_g(i)*rho_g(i)); %velocidad del gas
%Características film líquido
D_i(i)=(D^2-((A_l(i)*4)/pi))^0.5; %diámetro interior del líquido
delta(i)=(D-D_i(i))/2;            %ancho del film de líquido
end

[ tau_wi,tau_w,radial,dif_momentum2,A_c,u,u_m_cl,u_m_cg] =
Esfuerzo_cortante_prop_variable(
rho,nu,rho_g,nu_g,D,D_i,u_l,u_g,A_l,A_g,delta,nx );

[ k_new ] = Conductividad_termica_new_variable(
Q_primaprima,k,nu,rho,c,dif_momentum2,Pr_turb,k_g,nu_g,rho_g,c_g,M,N,nx,L,
A_c,u,radial,m_dot,D,D_i,T_in,T_p,x_g );
k=k_new;

%Conductividad térmica de cada nodo
k_eff=zeros(N,nx);
k_effinter=zeros(nx,1);
for j=1:nx
    for i=1:N
        if i<=M
            k_eff(i,j)=k(j)+nu(j)*rho(j)*c(j)*dif_momentum2(i,j)/Pr_turb;
%conductividad térmica nodos líquidos
        else
            k_eff(i,j)=k_g(j)+nu_g(j)*rho_g(j)*c_g(j)*dif_momentum2(i,j)/Pr_turb;
%conductividad térmica nodos gaseosos
        end
    end
end

k_effinter(j)=k_g(j)+nu_g(j)*rho_g(j)*c_g(j)*dif_momentum2(M,j)/Pr_turb;
%conductividad térmica nodo interfase
end

%Cálculo Temperatura en cada nodo a lo largo del tubo
dxx=L/(nx-1); %distancia entre cada nodo en el eje x
T=zeros(N,nx);
deltax=(0:dxx:L); %posición de los nodos a lo largo del tubo
%Temperatura a la entrada del tubo
T(:,1)=T_in;
%Temperatura a lo largo del tubo
for x=2:nx %recorrido a lo largo del eje axial
    Au=zeros(N,N);
    Bu=zeros(N,1);
    for i=1:N
        if i==1
            VAR1=(deltax(x)-
deltax(x,1))/(A_c(1,x)*rho(x)*c(x)*u(1,x));
VAR2=(k_eff(1,x)+k_eff(2,x))*pi*(radial(1,x)+radial(2,x))/(2*(radial(1,x)-
radial(2,x)));
            VAR3=(k_eff(1,x)*pi*D)/(D/2-radial(1,x));
            Bu(1,1)=VAR1*VAR3*T_p+T(1,x-1);
            Au(1,1)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            Au(1,2)=-VAR1*VAR2;
        elseif i==N
            Bu(N,1)=T(i,x-1);
        end
    end
end

```



```

        Au(N,N)=( (deltax(x)-deltax(x-
1)) / (A_c(N,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(N,x)) ) * (k_eff(N,x)+k_eff(N-
1,x)) * pi * (radial(N,x)+radial(N-1,x)) / (2*radial(N-1,x)-radial(N,x))+1;
        Au(N,N-1)=- ( (deltax(x)-deltax(x-
1)) / (A_c(N,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(N,x)) ) * (k_eff(N,x)+k_eff(N-
1,x)) * pi * (radial(N,x)+radial(N-1,x)) / (2*radial(N-1,x)-radial(N,x));
        elseif i==M
            VAR1=( (deltax(x)-deltax(x-
1)) / (A_c(M,x)*rho(x)*c(x)*u(M,x)) ) * (1-m_dot*(1-
x_g) / (A_c(M,x)*rho(x)*u(M,x))) ^ (-1);
            VAR2=(k_eff(M-1,x)+k_eff(M,x)) * pi * (radial(M,x)+radial(M-
1,x)) / (2*(radial(M-1,x)-radial(M,x)));
            VAR3=k_effinter(x)*pi*D_i(x) / ((D_i(x)/2)-radial(M+1,x));
            VAR4=k_eff(1,x)*pi*D / ((D/2)-radial(1,x));
            VAR5=m_dot*x_g / (A_c(M+1,x)*rho_g(x)*u(M+1,x));
            VAR6=(k_eff(M+1,x)+k_eff(M+2,x)) * pi * (radial(M+1,x)+radial(M+2,x)) / (2*(radi
al(M+1,x)-radial(M+2,x)));
            VAR7=(k_eff(M+1,x)*pi*D_i(x)) / ((D_i(x)/2)-radial(M+1,x));
            Au(M,M)=1+(VAR1*VAR2)+(VAR1*VAR3)-(VAR1*VAR5*VAR7);
            Au(M,M-1)=-VAR1*VAR2;
            Au(M,1)=-VAR1*VAR4;
            Au(M,M+1)=-VAR1*VAR3+VAR1*VAR5*VAR6+VAR1*VAR5*VAR7;
            Au(M,M+2)=-VAR1*VAR5*VAR6;
            Bu(M,1)=T(i,x-1)-(VAR1*VAR4)*T_p;
        elseif i==M+1
            VAR2=(k_eff(M+1,x)+k_eff(M+2,x)) * pi * (radial(M+1,x)+radial(M+2,x)) / (2*(radi
al(M+1,x)-radial(M+2,x)));
            VAR3=k_eff(M+1,x)*pi*D_i(x) / (2*((D_i(x)/2)-
radial(M+1,x)));
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-
1)) / (A_c(M+1,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(M+1,x));
            Bu(i,1)=T(i,x-1);
            Au(M+1,M)=-VAR1*VAR3;
            Au(M+1,M+1)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            Au(M+1,M+2)=-VAR1*VAR2;
        elseif (i>=2) && (i<=M-1)
            for j=1:N
                VAR2=(k_eff(i,x)+k_eff(i+1,x)) * pi * (radial(i,x)+radial(i+1,x)) / (2*(radial(i
,x)-radial(i+1,x)));
                VAR3=(k_eff(i,x)+k_eff(i-
1,x)) * pi * (radial(i,x)+radial(i-1,x)) / (2*(radial(i-1,x)-radial(i,x)));
                VAR1=(deltax(x)-deltax(x-
1)) / (A_c(i,x)*rho(x)*c(x)*u(i,x));
                Bu(i,1)=T(i,x-1);
                if j==i-1
                    Au(i,j)=-VAR1*VAR3;
                elseif j==i
                    Au(i,j)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
                elseif j==i+1
                    Au(i,j)=-VAR1*VAR2;
                end
            end
        elseif (i>=M+2) && (i<=N-1)
            for j=1:N
                VAR2=(k_eff(i,x)+k_eff(i+1,x)) * pi * (radial(i,x)+radial(i+1,x)) / (2*(radial(i
,x)-radial(i+1,x)));
                VAR3=(k_eff(i,x)+k_eff(i-
1,x)) * pi * (radial(i,x)+radial(i-1,x)) / (2*(radial(i-1,x)-radial(i,x)));

```

```

        VAR1=(deltax(x)-deltax(x-
1)))/(A_c(i,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(i,x));
        Bu(i,1)=T(i,x-1);
        if j==i-1
            Au(i,j)=-VAR1*VAR3;
        elseif j==i
            Au(i,j)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
        elseif j==i+1
            Au(i,j)=-VAR1*VAR2;
        end
    end
end
x0=zeros(N,1);
x0(:,1)=T_in; %valor semilla

toll=0.0001; %tolerancia
[solucion] = G_S(Au,Bu,x0,toll); %método Gauss Seidel
T(:,x)=solucion;

end

T_m_l=zeros(nx,1);
T_m_g=zeros(nx,1);
%Temperatura media del líquido a lo largo del tubo
for j=1:nx
    sumaT_l=0;
    sumaTl_l=0;
    for i=1:M
        sumaT_l=sumaT_l+(u(i,j)*A_c(i,j)*T(i,j));
        sumaTl_l=sumaTl_l+(u(i,j)*A_c(i,j));
    end
    T_m_l(j)=sumaT_l/sumaTl_l;
end

%Temperatura media del gas
for j=1:nx
    sumaT_g=0;
    sumaTl_g=0;
    for i=M+1:N
        sumaT_g=sumaT_g+(u(i,j)*A_c(i,j)*T(i,j));
        sumaTl_g=sumaTl_g+(u(i,j)*A_c(i,j));
    end
    T_m_g(j)=sumaT_g/sumaTl_g;
end

end

q_primaprimas=zeros(nx,1);
q_primaprimas2=zeros(nx,1);
Nu_l=zeros(nx,1);
Nu_g=zeros(nx,1);

%Número de Nusselt a lo largo del tubo
for x=1:nx
    q_primaprimas(x)=k_eff(1,x)*((T_p-T(1,x))/(D/2-radial(1,x)));
    %Calor aportado por la pared
    q_primaprimas2(x)=k_eff(M+1,x)*(T(M,x)-T(M+1,x))/(D_i(x)/2-
radial(M+1,x)); %Calor aportado por la interfaz
    Nu_l(x)=q_primaprimas(x)*D/(k(x)*(0.001+T_p-T_m_l(x)));
    %Nusselt líquido
    Nu_g(x)=abs(q_primaprimas2(x)*D_i(x)/(k_g(x)*(0.001+T(M,x)-
T_m_g(x)))); %Nusselt gaseoso

```

```

end

%Coef transferencia de calor calculadas
htc_l_calc(ii)=Nu_l(nx)*k(nx)/D; %htc calculado del líquido
htc_g_calc=Nu_g(nx)*k_g(nx)/D_i(nx); %htc calculado del gas
htfc2f_calc(ii)=Q_primaprima/(0.001+T_p-T_m_l(nx)); %htc calculado de
las dos fases
Temp=zeros(N,1);
radiall=zeros(N,1);
uu=zeros(N,1);

for i=1:N
    Temp(i)=T(i,nx);
    radiall(i)=radial(i,nx);
    uu(i)=u(i,nx);
end

if ii==1
    xlswrite(filename2,x_g,2,'A2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'C2');
    xlswrite(filename2,radiall,2,'B2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'A2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'C2');
    xlswrite(filename2,radiall,3,'B2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'A2');
    xlswrite(filename2,Nu_l,4,'C2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'B2');
elseif ii==11
    xlswrite(filename2,x_g,2,'E2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'G2');
    xlswrite(filename2,radiall,2,'F2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'E2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'G2');
    xlswrite(filename2,radiall,3,'F2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'E2');
    xlswrite(filename2,Nu_l,4,'G2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'F2');
elseif ii==31
    xlswrite(filename2,x_g,2,'I2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'K2');
    xlswrite(filename2,radiall,2,'J2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'I2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'K2');
    xlswrite(filename2,radiall,3,'J2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'I2');
    xlswrite(filename2,Nu_l,4,'K2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'J2');
elseif ii==51
    xlswrite(filename2,x_g,2,'M2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'O2');
    xlswrite(filename2,radiall,2,'N2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'M2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'O2');
    xlswrite(filename2,radiall,3,'N2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'M2');
    xlswrite(filename2,Nu_l,4,'O2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'N2');
elseif ii==71
    xlswrite(filename2,x_g,2,'Q2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'S2');
    xlswrite(filename2,radiall,2,'R2');

```

```

        xlswrite(filename2,x_g,3,'Q2');
        xlswrite(filename2,uu,3,'S2');
        xlswrite(filename2,radial1,3,'R2');
        xlswrite(filename2,x_g,4,'Q2');
        xlswrite(filename2,Nu_1,4,'S2');
        xlswrite(filename2,Nu_g,4,'R2');
elseif ii==91
    xlswrite(filename2,x_g,2,'U2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'W2');
    xlswrite(filename2,radial1,2,'V2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'U2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'W2');
    xlswrite(filename2,radial1,3,'V2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'U2');
    xlswrite(filename2,Nu_1,4,'W2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'V2');
elseif ii==111
    xlswrite(filename2,x_g,2,'Y2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'AA2');
    xlswrite(filename2,radial1,2,'Z2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'Y2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'AA2');
    xlswrite(filename2,radial1,3,'Z2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'Y2');
    xlswrite(filename2,Nu_1,4,'AA2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'Z2');
elseif ii==131
    xlswrite(filename2,x_g,2,'AC2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'AE2');
    xlswrite(filename2,radial1,2,'AD2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'AC2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'AE2');
    xlswrite(filename2,radial1,3,'AD2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'AC2');
    xlswrite(filename2,Nu_1,4,'AE2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'AD2');
elseif ii==151
    xlswrite(filename2,x_g,2,'AG2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'AI2');
    xlswrite(filename2,radial1,2,'AH2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'AG2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'AI2');
    xlswrite(filename2,radial1,3,'AH2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'AG2');
    xlswrite(filename2,Nu_1,4,'AI2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'AH');
elseif ii==171
    xlswrite(filename2,x_g,2,'AK2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'AM2');
    xlswrite(filename2,radial1,2,'AL2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'AK2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'AM2');
    xlswrite(filename2,radial1,3,'AL2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'AK2');
    xlswrite(filename2,Nu_1,4,'AM2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'AL2');
elseif ii==191
    xlswrite(filename2,x_g,2,'AO2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'AQ2');
    xlswrite(filename2,radial1,2,'AP2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'AO2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'AQ2');
    xlswrite(filename2,radial1,3,'AP2');

```

```

        xlswrite(filename2,x_g,4,'AAO2');
        xlswrite(filename2,Nu_l,4,'AQ2');
        xlswrite(filename2,Nu_g,4,'AP2');
elseif ii==201
    xlswrite(filename2,x_g,2,'AS2');
    xlswrite(filename2,Temp,2,'AU2');
    xlswrite(filename2,radiall,2,'AT2');
    xlswrite(filename2,x_g,3,'AS2');
    xlswrite(filename2,uu,3,'AU2');
    xlswrite(filename2,radiall,3,'AT2');
    xlswrite(filename2,x_g,4,'AS2');
    xlswrite(filename2,Nu_l,4,'AU2');
    xlswrite(filename2,Nu_g,4,'AT2');
end

%Errores
if htc_l_calc(ii)>0
    p=p+1;
    htc_l_cal(p)=htc_l_calc(ii);
    htc_exp_cor(p)=htc_exp_corr(ii);
    error(p)=abs(htc_l_calc(ii)-htc_exp_corr(ii))*100/htc_exp_corr(ii);
    x_avg2(p)=x_avg(ii);
    Re_liquido(p)=rho(nx)*u_l(nx)*4*A_l(nx)/(pi*mu(nx)*(D+D_i(nx)));
    Re_vapor(p)=rho_g(nx)*u_g(nx)*D_i(nx)/mu_g(nx);
    Re_liquido2(p)=G*(1-x_g)*D/mu(nx);
    Re_vapor2(p)=G*x_g*D/mu_g(nx);
    Re_liquido3(p)=2*m_dot_l/(pi*(D/2)*mu(nx));
    Re_capa_limite(p)=Rug*(abs(tau_w(nx)/rho(nx)))^0.5/nu(nx);
    k_calc(p)=k(nx);

end
end
distancia=transpose(deltax);
xlswrite(filename2,distancia,4,'AW2');

xlswrite(filename2,x_avg2,1,'B3');
xlswrite(filename2,htc_l_cal,1,'C3');
xlswrite(filename2,htc_exp_cor,1,'D3');
xlswrite(filename2,error,1,'E3');
xlswrite(filename2,x_avg2,5,'B3');
xlswrite(filename2,k_calc,5,'C3');
xlswrite(filename2,Re_liquido,5,'D3');
xlswrite(filename2,Re_vapor,5,'E3');
xlswrite(filename2,Re_capa_limite,5,'F3');
xlswrite(filename2,Re_liquido2,5,'G3');
xlswrite(filename2,Re_vapor2,5,'H3');
xlswrite(filename2,Re_liquido3,5,'I3');
toc

```

### 5.3.2 Función fracción másica

```

function [ comp1,comp2,comp3,comp4 ] = Fraccion_masica( vol1, vol2, vol3,
vol4)
Molar_mass_metano=refpropm('M','T',200,'P',1000,'methane');
Molar_mass_etano=refpropm('M','T',200,'P',1000,'ethane');
Molar_mass_propano=refpropm('M','T',200,'P',1000,'propane');
Molar_mass_nitrogeno=refpropm('M','T',200,'P',1000,'nitrogen');
masa_total=vol1*Molar_mass_metano+vol2*Molar_mass_etano+vol3*Molar_mass_pr
opano+vol4*Molar_mass_nitrogeno;

```

```

comp1=(vol1*Molar_mass_metano)/masa_total;
comp2=(vol2*Molar_mass_etano)/masa_total;
comp3=(vol3*Molar_mass_propano)/masa_total;
comp4=(vol4*Molar_mass_nitrogeno)/masa_total;
end

```

### 5.3.3 Función valor semilla de temperatura

```

function [ T,T_m_g,T_m_l,k ] = Valor_semilla_temperatura(
x_g,T_in,T_p,D,L,G,g,M,N,nx,A,m_dot,comp1,comp2,comp3,comp4,Q_primaprima )

%Propiedades de entrada liquido y vapor
[ rho,k,c,sigma,nu,rho_g,k_g,c_g,nu_g ] = Propiedades_iniciales(
T_p,x_g,comp1,comp2,comp3,comp4);

%Fracción de vacío
[ alpha_minicanales ] = Fraccion_de_vacio( x_g,rho,rho_g,g,sigma,G );

%Características fases
%Áreas fases
A_l=(1-alpha_minicanales)*A; %área que ocupa el líquido
A_g=alpha_minicanales*A; %área que ocupa el gas
%Flujo másico fases
m_dot_l=(1-x_g)*m_dot; %flujo másico del líquido
m_dot_g=x_g*m_dot; %flujo másico del gas
%Velocidad fases
u_l=m_dot_l/(A_l*rho) %velocidad del líquido
u_g=m_dot_g/(A_g*rho_g) %velocidad del gas
%Características film liquido
D_i=(D^2-((A_l*4)/pi))^0.5; %diámetro interior del líquido
delta=(D-D_i)/2; %ancho del film de líquido

[ radial,dif_momentum2,A_c,u] = Esfuerzo_cortante_prop_cte(
rho,nu,rho_g,nu_g,D,D_i,u_l,u_g,A_l,A_g,delta );

Pr_turb=0.9; %Número de Prandtl turbulento

[ k_new ] = Conductividad_termica_new(
Q_primaprima,k,nu,rho,c,dif_momentum2,Pr_turb,k_g,nu_g,rho_g,c_g,M,N,nx,L,
A_c,u,radial,m_dot,D,D_i,T_in,T_p,x_g);

k=k_new;
k_eff=zeros(N,1);
%Conductividad térmica de cada nodo
for i=1:N
    if i<=M

        k_eff(i)=k+nu*rho*c*dif_momentum2(i)/Pr_turb; %conductividad
        térmica nodos líquidos

    else

        k_eff(i)=k_g+nu_g*rho_g*c_g*dif_momentum2(i)/Pr_turb;
        %conductividad térmica nodos gaseosos

    end
end
end

```

```

k_effinter=k_g+nu_g*rho_g*c_g*dif_momentum2(M)/Pr_turb; %condutividad
térmica nodo interfase

%Cálculo Temperatura en cada nodo a lo largo del tubo
dxx=L/(nx-1); %distancia entre cada nodo en el eje x
T=zeros(N,nx);
deltax=(0:dxx:L); %posicion de los nodos a lo largo del tubo
%Temperatura a la entrada del tubo
T(:,1)=T_in;
%Temperatura a lo largo del tubo
for x=2:nx %recorrido a lo largo del eje axial
    Au=zeros(N,N);
    Bu=zeros(N,1);
    for i=1:N
        if i==1
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(1)*rho*c*u(1));

VAR2=(k_eff(1)+k_eff(2))*pi*(radial(1)+radial(2))/(2*(radial(1)-
radial(2)));
            VAR3=(k_eff(1)*pi*D)/(D/2-radial(1));
            Bu(1,1)=VAR1*VAR3*T_p+T(1,x-1);
            Au(1,1)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            Au(1,2)=-VAR1*VAR2;
        elseif i==N
            Bu(N,1)=T(i,x-1);
            Au(N,N)=(deltax(x)-deltax(x-
1))/(A_c(N)*rho_g*c_g*u(N))* (k_eff(N)+k_eff(N-1))*pi*(radial(N)+radial(N-
1))/(2*radial(N-1)-radial(N))+1;
            Au(N,N-1)=-(deltax(x)-deltax(x-
1))/(A_c(N)*rho_g*c_g*u(N))* (k_eff(N)+k_eff(N-1))*pi*(radial(N)+radial(N-
1))/(2*radial(N-1)-radial(N));
        elseif i==M
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(M)*rho*c*u(M))* (1-
(m_dot*(1-x_g)/(A_c(M)*rho*u(M))))^(-1);
            VAR2=(k_eff(M-1)+k_eff(M))*pi*(radial(M)+radial(M-
1))/(2*(radial(M-1)-radial(M)));
            VAR3=k_effinter*pi*D_i/((D_i/2)-radial(M+1));
            VAR4=k_eff(1)*pi*D/((D/2)-radial(1));
            VAR5=m_dot*x_g/(A_c(M+1)*rho_g*u(M+1));

VAR6=(k_eff(M+1)+k_eff(M+2))*pi*(radial(M+1)+radial(M+2))/(2*(radial(M+1)-
radial(M+2)));
            VAR7=(k_eff(M+1)*pi*D_i/((D_i/2)-radial(M+1)));
            Au(M,M)=1+(VAR1*VAR2)+(VAR1*VAR3)-(VAR1*VAR5*VAR7);
            Au(M,M-1)=-VAR1*VAR2;
            Au(M,1)=-VAR1*VAR4;
            Au(M,M+1)=-VAR1*VAR3+VAR1*VAR5*VAR6+VAR1*VAR5*VAR7;
            Au(M,M+2)=-VAR1*VAR5*VAR6;
            Bu(M,1)=T(i,x-1)-(VAR1*VAR4)*T_p;
        elseif i==M+1
            VAR2=(k_eff(M+1)+k_eff(M+2))*pi*(radial(M+1)+radial(M+2))/(2*(radial(M+1)-
radial(M+2)));
            VAR3=k_eff(M+1)*pi*D_i/(2*((D_i/2)-radial(M+1)));
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(M+1)*rho_g*c_g*u(M+1));
            Bu(i,1)=T(i,x-1);
            Au(M+1,M)=-VAR1*VAR3;
            Au(M+1,M+1)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            Au(M+1,M+2)=-VAR1*VAR2;
        elseif (i>=2)&&(i<=M-1)
            for j=1:N

```

```

VAR2=(k_eff(i)+k_eff(i+1))*pi*(radial(i)+radial(i+1))/(2*(radial(i)-
radial(i+1)));
        VAR3=(k_eff(i)+k_eff(i-1))*pi*(radial(i)+radial(i-
1))/(2*(radial(i-1)-radial(i)));
        VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(i)*rho*c*u(i));
        Bu(i,1)=T(i,x-1);
        if j==i-1
            Au(i,j)=-VAR1*VAR3;
        elseif j==i
            Au(i,j)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
        elseif j==i+1
            Au(i,j)=-VAR1*VAR2;
        end
    end
elseif (i>=M+2)&&(i<=N-1)
    for j=1:N
        VAR2=(k_eff(i)+k_eff(i+1))*pi*(radial(i)+radial(i+1))/(2*(radial(i)-
radial(i+1)));
            VAR3=(k_eff(i)+k_eff(i-1))*pi*(radial(i)+radial(i-
1))/(2*(radial(i-1)-radial(i)));
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(i)*rho_g*c_g*u(i));
            Bu(i,1)=T(i,x-1);
            if j==i-1
                Au(i,j)=-VAR1*VAR3;
            elseif j==i
                Au(i,j)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            elseif j==i+1
                Au(i,j)=-VAR1*VAR2;
            end
        end
    end
end
x0=zeros(N,1);
x0(:,1)=T_in; %valor semilla

tol1=0.0001; %tolerancia
[solucion] = G_S(Au,Bu,x0,tol1); %metodo gauss seidel
T(:,x)=solucion;

end

T_m_l=zeros(nx,1);
T_m_g=zeros(nx,1);
%Temperatura media del líquido a lo largo del tubo
for j=1:nx
    sumaT_l=0;
    sumaTl_l=0;
    for i=1:M
        sumaT_l=sumaT_l+(u(i)*A_c(i)*T(i,j));
        sumaTl_l=sumaTl_l+(u(i)*A_c(i));
    end
    T_m_l(j)=sumaT_l/sumaTl_l;
end

%Temperatura media del gas
for j=1:nx
    sumaT_g=0;
    sumaTl_g=0;
    for i=M+1:N
        sumaT_g=sumaT_g+(u(i)*A_c(i)*T(i,j));
        sumaTl_g=sumaTl_g+(u(i)*A_c(i));
    end
end

```



```

        T_m_g(j)=sumaT_g/sumaT1_g;
    end
end

```

### 5.3.4 Función propiedades iniciales

```

function [ rho,k,c,sigma,nu,rho_g,k_g,c_g,nu_g ] = Propiedades_iniciales(
    T_p,x_g,comp1,comp2,comp3,comp4)

%Fraccion masica liquido y gas

[liq,gas]=refpropm('X','T',T_p,'Q',x_g,'methane','ethane','propane','nitro
gen',[comp1 comp2 comp3 comp4]);

%Propiedades liquido

rho=refpropm('D','T',T_p,'Q',0,'methane','ethane','propane','nitrogen',[liq(
1) liq(2) liq(3) liq(4)]); %densidad del líquido

mu=refpropm('V','T',T_p,'Q',0,'methane','ethane','propane','nitrogen',[liq(
1) liq(2) liq(3) liq(4)]); %viscosidad dinámica del líquido

k=refpropm('L','T',T_p,'Q',0,'methane','ethane','propane','nitrogen',[liq(
1) liq(2) liq(3) liq(4)]); %coef de tranferencia de calor conductivo
del líquido

c=refpropm('C','T',T_p,'Q',0,'methane','ethane','propane','nitrogen',[liq(
1) liq(2) liq(3) liq(4)]); %coef específico del líquido

sigma=refpropm('I','T',T_p,'Q',0,'methane','ethane','propane','nitrogen',[
liq(1) liq(2) liq(3) liq(4)])/1000; %tensión superficial
    nu=mu/rho;
%viscosidad cinemática del líquido

%Propiedades gas

rho_g=refpropm('D','T',T_p,'Q',1,'methane','ethane','propane','nitrogen',[
gas(1) gas(2) gas(3) gas(4)]); %densidad del gas

mu_g=refpropm('V','T',T_p,'Q',1,'methane','ethane','propane','nitrogen',[g
as(1) gas(2) gas(3) gas(4)]); %viscosidad dinámica del gas

k_g=refpropm('L','T',T_p,'Q',1,'methane','ethane','propane','nitrogen',[ga
s(1) gas(2) gas(3) gas(4)]); %coef de tranferencia de calor conductivo
del gas

c_g=refpropm('C','T',T_p,'Q',1,'methane','ethane','propane','nitrogen',[ga
s(1) gas(2) gas(3) gas(4)]); %coef específico del gas
    nu_g=mu_g/rho_g;
%viscosidad cinamática del gas

end

```

### 5.3.5 Función fracción vacío (propiedades constantes)

```

function [ alpha_minicanales ] = Fraccion_de_vacio(
    x_g,rho,rho_g,g,sigma,G)

```

```

alpha_rouhanni=(x_g/rho_g)*((1+0.12*(1-x_g))*((x_g/rho_g)+((1-x_g)/rho))+
(1.18*(1-x_g)*(g*sigma*(rho-rho_g))^0.25)/(G*rho^0.5))^(-1);
%fracción de vacío de dos fases
alpha_minicanales=alpha_rouhanni;

end

```

### 5.3.6 Función esfuerzo cortante propiedades constantes

```

function [ radial,dif_momentum2,A_c,u] = Esfuerzo_cortante_prop_cte(
rho,nu,rho_g,nu_g,D,D_i,u_l,u_g,A_l,A_g,delta )
clear cc aa bb dd ee ff
M=32;
N=64;
aa=1;
bb=500;
cc=(aa+bb)/2;
u_m_cl=100;
u_m_cg=100;
dd=0.001;
ee=100;
ff=(dd+ee)/2;
radial=zeros(N,1);
it=0;
% for kk=1:30
while abs(u_m_cl-u_l)>0.001 && abs(u_m_cg-u_g)>0.001 && it<40

    %Método de bisección Opción 1
    tau_w=bb;
    tau_wi=ee;
    %Parámetros de discretización
    u_star=(abs(tau_w/rho))^0.5; %velocidad de fricción en la pared
    u_star_g=(abs(tau_wi/rho_g))^0.5; %velocidad de fricción en la
interfaz
    L_car_vs=nu/u_star; %largo característico sub capa viscosa líquida
    L_car_vs_g=nu_g/u_star_g; %largo característico sub capa viscosa
gaseosa
    MF_l=((D-D_i)/(2*L_car_vs))^(1/(M-1)); %Factor multiplicativo del
líquido
    MF_g=(D_i/(2*L_car_vs_g))^(1/(N-M-1)); %Factor multiplicativo del gas
    y_plus=zeros(N,1);
    yi=zeros(N,1);
    for i=1:N
        if i<=M
            y_plus(i)=MF_l^(i-1); %posición interna de cada nodo en la
parte líquida
            yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs; %distancia desde la pared
        else
            y_plus(i)=MF_g^(i-(M+1)); %posición interna de cada nodo en la
parte gaseosa
            yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs_g+delta; %distancia desde la interfaz
        end
        radial(i)=(D/2)-yi(i); %distancia radial
    end

    [ u_plus,dif_momentum ] = Velocidad_Van_Driest( y_plus,N,M );
    u=zeros(N,1);
    dif_momentum2=zeros(N,1);

```

```

for i=1:N
    if i<=M
        u(i)=u_plus(i)*u_star;
        dif_momentum2(i)=dif_momentum(i);
    else
        u(i)=u_plus(i)*u_star_g+u(M);
        dif_momentum2(i)=dif_momentum(i)+dif_momentum(M);
    end
end
A_c=zeros(N,1);
%Área nodos
A_c(1)=pi*((D/2)^2-((radial(1)+radial(2))/2)^2); %Área de sección de
corte para el nodo 1
for i=2:(N-1)
    A_c(i)=pi*(((radial(i)+radial(i-1)))/2)^2-
    (((radial(i)+radial(i+1))/2)^2); %Área sección de corte para cada nodo
end
A_c(N)=pi*(((radial(N)+radial(N-1))/2)^2-(radial(N)/2)^2); %Área de
sección de corte para el último nodo N

%Flujo volumétrico
uA=zeros(N,1);
for i=1:N
    uA(i)=u(i)*A_c(i); %flujo volumétrico a través de cada nodo
end

%Velocidad media por fase
suma=0;
suma2=0;
for i=1:N
    if i<=M
        suma=suma+uA(i);
        u_m_cl_opcion1=suma/A_l; %velocidad media calculada del
líquido
    else
        suma2=suma2+uA(i);
        u_m_cg_opcion1=suma2/A_g; %velocidad media calculada del gas
    end
end

%Método de bisección Opción 2
tau_w=cc;
tau_wi=ff;
%Parámetros de discretización
u_star=(abs(tau_w/rho))^0.5; %velocidad de fricción en la pared
u_star_g=(abs(tau_wi/rho_g))^0.5; %velocidad de fricción en la
interfaz
L_car_vs=nu/u_star; %largo característico sub capa viscosa líquida
L_car_vs_g=nu_g/u_star_g; %largo característico sub capa viscosa
gaseosa
MF_l=((D-D_i)/(2*L_car_vs))^(1/(M-1)); %Factor multiplicativo del
líquido
MF_g=(D_i/(2*L_car_vs_g))^(1/(N-M-1)); %Factor multiplicativo del gas

for i=1:N
    if i<=M
        y_plus(i)=MF_l^(i-1); %posición interna de cada nodo en la
parte líquida
        yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs; %distancia desde la pared
    else
        y_plus(i)=MF_g^(i-(M+1)); %posición interna de cada nodo en la
parte gaseosa
        yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs_g+delta; %distancia desde la interfaz
    end
end

```

```

        radial(i)=(D/2)-yi(i); %distancia radial
    end

    [ u_plus,dif_momentum ] = Velocidad_Van_Driest( y_plus,N,M );

    for i=1:N
        if i<=M
            u(i)=u_plus(i)*u_star;
            dif_momentum2(i)=dif_momentum(i);
        else
            u(i)=u_plus(i)*u_star_g+u(M);
            dif_momentum2(i)=dif_momentum(i)+dif_momentum(M);
        end
    end

    %Área nodos
    A_c(1)=pi*((D/2)^2-((radial(1)+radial(2))/2)^2); %Área de sección de
    corte para el nodo 1
    for i=2:(N-1)
        A_c(i)=pi*(((radial(i)+radial(i-1)))/2)^2-
        ((radial(i)+radial(i+1))/2)^2); %Área sección de corte para cada nodo
    end
    A_c(N)=pi*(((radial(N)+radial(N-1))/2)^2-(radial(N)/2)^2); %Área de
    sección de corte para el último nodo N

    %Flujo volumétrico
    for i=1:N
        uA(i)=u(i)*A_c(i); %flujo volumétrico a través de cada nodo
    end

    %Velocidad media por fase
    suma=0;
    suma2=0;
    for i=1:N
        if i<=M
            suma=suma+uA(i);
            u_m_cl_opcion2=suma/A_l; %velocidad media calculada del
líquido
        else
            suma2=suma2+uA(i);
            u_m_cg_opcion2=suma2/A_g; %velocidad media calculada del gas
        end
    end

    if ((u_m_cl_opcion1-u_l)*(u_m_cl_opcion2-u_l))<=0
        aa=cc;
    elseif ((u_m_cl_opcion1-u_l)*(u_m_cl_opcion2-u_l))>0
        bb=cc;
    end
    if ((u_m_cg_opcion1-u_g)*(u_m_cg_opcion2-u_g))<=0
        dd=ff;
    elseif ((u_m_cg_opcion1-u_g)*(u_m_cg_opcion2-u_g))>0
        ee=ff;
    end

    u_m_cl=u_m_cl_opcion2;
    u_m_cg=u_m_cg_opcion2;
    cc=(aa+bb)/2;
    ff=(ee+dd)/2;
    it=it+1;
end

```

```

tau_w=cc;
tau_wi=ff;
%Parámetros de discretización
u_star=(abs(tau_w/rho))^0.5; %velocidad de fricción en la pared
u_star_g=(abs(tau_wi/rho_g))^0.5; %velocidad de fricción en la
interfaz
L_car_vs=nu/u_star; %largo característico sub capa viscosa líquida
L_car_vs_g=nu_g/u_star_g; %largo característico sub capa viscosa
gaseosa
MF_l=((D-D_i)/(2*L_car_vs))^(1/(M-1)); %Factor multiplicativo del
líquido
MF_g=(D_i/(2*L_car_vs_g))^(1/(N-M-1)); %Factor multiplicativo del gas
y_plus=zeros(N,1);
yi=zeros(N,1);
for i=1:N
    if i<=M
        y_plus(i)=MF_l^(i-1); %posición interna de cada nodo en la
parte líquida
        yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs; %distancia desde la pared
    else
        y_plus(i)=MF_g^(i-(M+1)); %posición interna de cada nodo en la
parte gaseosa
        yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs_g+delta; %distancia desde la interfaz
    end
    radial(i)=(D/2)-yi(i); %distancia radial
end

[ u_plus,dif_momentum ] = Velocidad_Van_Driest( y_plus,N,M );

for i=1:N
    if i<=M
        u(i)=u_plus(i)*u_star;
        dif_momentum2(i)=dif_momentum(i);
    else
        u(i)=u_plus(i)*u_star_g+u(M);
        dif_momentum2(i)=dif_momentum(i)+dif_momentum(M);
    end
end
A_c=zeros(N,1);
%Área nodos
A_c(1)=pi*((D/2)^2-((radial(1)+radial(2))/2)^2); %Área de sección de
corte para el nodo 1
for i=2:(N-1)
    A_c(i)=pi*(((radial(i)+radial(i-1)))/2)^2-
((radial(i)+radial(i+1))/2)^2); %Área sección de corte para cada nodo
end
A_c(N)=pi*(((radial(N)+radial(N-1))/2)^2-(radial(N)/2)^2); %Área de
sección de corte para el último nodo N

%Flujo volumétrico
uA=zeros(N,1);
for i=1:N
    uA(i)=u(i)*A_c(i); %flujo volumétrico a través de cada nodo
end

%Velocidad media por fase
suma=0;
suma2=0;
for i=1:N
    if i<=M
        suma=suma+uA(i);

```

```

        u_m_cl=suma/A_1; %velocidad media calculada del líquido
    else
        suma2=suma2+uA(i);
        u_m_cg=suma2/A_g; %velocidad media calculada del gas
    end
end
u_m_cl
u_m_cg
end

```

### 5.3.7 Función velocidad Van Driest

```

function [ u_plus,dif_momentum ] = Velocidad_Van_Driest( y_plus,N,M )
u_plus=zeros(N,1);
dif_momentum=zeros(N,1);
for i=1:M
    if i==1
        u_plus(i)=((2*(y_plus(i)-
0))/(1+sqrt(1+4*(0.41*((y_plus(i)+0)/2))^2*(1-exp(-
((y_plus(i)+0)/2)/26))^2)))+0;
        dif_momentum(i)=(0.41*((y_plus(i)+0)/2)*(1-exp(-
((y_plus(i)+0)/2)/24.7)))^2*(abs(2/(1+sqrt(1+4*(0.41*((y_plus(i)+0)/2))^2*
(1-exp(-(y_plus(i)+0)/2)/26))^2)))));
    else
        u_plus(i)=((2*(y_plus(i)-y_plus(i-
1)))/(1+sqrt(1+4*(0.41*((y_plus(i)+y_plus(i-1))/2))^2*(1-exp(-
((y_plus(i)+y_plus(i-1))/2)/26))^2)))+u_plus(i-1);
        dif_momentum(i)=(0.41*((y_plus(i)+y_plus(i-1))/2)*(1-exp(-
((y_plus(i)+y_plus(i-1))/2)/24.7)))^2*(abs(2/(1+sqrt(1+4*(0.41*((y_plus(i)+y_plus(i-
1))/2))^2*(1-exp(-(y_plus(i)+y_plus(i-1))/2)/26))^2)))));
    end
end

for i=M+1:N
    u_plus(i)=((2*(y_plus(i)-y_plus(i-
1)))/(1+sqrt(1+4*(0.41*((y_plus(i)+y_plus(i-1))/2))^2*(1-exp(-
((y_plus(i)+y_plus(i-1))/2)/26))^2)))+u_plus(i-1);
    dif_momentum(i)=(0.41*((y_plus(i)+y_plus(i-1))/2)*(1-exp(-
((y_plus(i)+y_plus(i-1))/2)/24.7)))^2*(abs(2/(1+sqrt(1+4*(0.41*((y_plus(i)+y_plus(i-
1))/2))^2*(1-exp(-(y_plus(i)+y_plus(i-1))/2)/26))^2)))));
end
end

```

### 5.3.8 Función conductividad térmica new (propiedades constantes)

```

function [ k_new ] = Conductividad_termica_new(
Q_primaprima,k,nu,rho,c,dif_momentum2,Pr_turb,k_g,nu_g,rho_g,c_g,M,N,nx,L,
A_c,u,radial,m_dot,D,D_i,T_in,T_p,x_g )

k_eff=zeros(N,1);
%Conductividad térmica de cada nodo
for i=1:N
    if i<=M

```

```

        k_eff(i)=k+nu*rho*c*dif_momentum2(i)/Pr_turb; %condutividad
térmica nodos líquidos
    else
        k_eff(i)=k_g+nu_g*rho_g*c_g*dif_momentum2(i)/Pr_turb;
%condutividad térmica nodos gaseosos
    end
end
k_effinter=k_g+nu_g*rho_g*c_g*dif_momentum2(M)/Pr_turb; %condutividad
térmica nodo interfase

%Cálculo Temperatura en cada nodo a lo largo del tubo
dxx=L/(nx-1); %distancia entre cada nodo en el eje x
T=zeros(N,nx);
deltax=(0:dxx:L); %posicion de los nodos a lo largo del tubo
%Temperatura a la entrada del tubo
T(:,1)=T_in;
%Temperatura a lo largo del tubo
for x=2:nx %recorrido a lo largo del eje axial
    Au=zeros(N,N);
    Bu=zeros(N,1);
    for i=1:N
        if i==1
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(1)*rho*c*u(1));
            VAR2=(k_eff(1)+k_eff(2))*pi*(radial(1)+radial(2))/(2*(radial(1)-
            radial(2)));
            VAR3=(k_eff(1)*pi*D)/(D/2-radial(1));
            Bu(1,1)=VAR1*VAR3*T_p+T(1,x-1);
            Au(1,1)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            Au(1,2)=-VAR1*VAR2;
        elseif i==N
            Bu(N,1)=T(i,x-1);
            Au(N,N)=(deltax(x)-deltax(x-
            1))/(A_c(N)*rho_g*c_g*u(N))* (k_eff(N)+k_eff(N-1))*pi*(radial(N)+radial(N-
            1))/(2*radial(N-1)-radial(N))+1;
            Au(N,N-1)=-(deltax(x)-deltax(x-
            1))/(A_c(N)*rho_g*c_g*u(N))* (k_eff(N)+k_eff(N-1))*pi*(radial(N)+radial(N-
            1))/(2*radial(N-1)-radial(N));
        elseif i==M
            VAR1=((deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(M)*rho*c*u(M)))*(1-
            (m_dot*(1-x_g)/(A_c(M)*rho*u(M)))^(-1);
            VAR2=(k_eff(M-1)+k_eff(M))*pi*(radial(M)+radial(M-
            1))/(2*(radial(M-1)-radial(M)));
            VAR3=k_effinter*pi*D_i/((D_i/2)-radial(M+1));
            VAR4=k_eff(1)*pi*D/((D/2)-radial(1));
            VAR5=m_dot*x_g/(A_c(M+1)*rho_g*u(M+1));
            VAR6=(k_eff(M+1)+k_eff(M+2))*pi*(radial(M+1)+radial(M+2))/(2*(radial(M+1)-
            radial(M+2)));
            VAR7=(k_eff(M+1)*pi*D_i/((D_i/2)-radial(M+1)));
            Au(M,M)=1+(VAR1*VAR2)+(VAR1*VAR3)-(VAR1*VAR5*VAR7);
            Au(M,M-1)=-VAR1*VAR2;
            Au(M,1)=-VAR1*VAR4;
            Au(M,M+1)=-VAR1*VAR3+VAR1*VAR5*VAR6+VAR1*VAR5*VAR7;
            Au(M,M+2)=-VAR1*VAR5*VAR6;
            Bu(M,1)=T(i,x-1)-(VAR1*VAR4)*T_p;
        elseif i==M+1
            VAR2=(k_eff(M+1)+k_eff(M+2))*pi*(radial(M+1)+radial(M+2))/(2*(radial(M+1)-
            radial(M+2)));
            VAR3=k_eff(M+1)*pi*D_i/(2*((D_i/2)-radial(M+1)));
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(M+1)*rho_g*c_g*u(M+1));
            Bu(i,1)=T(i,x-1);

```

```

        Au(M+1,M)=-VAR1*VAR3;
        Au(M+1,M+1)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
        Au(M+1,M+2)=-VAR1*VAR2;
    elseif (i>=2) && (i<=M-1)
        for j=1:N

VAR2=(k_eff(i)+k_eff(i+1))*pi*(radial(i)+radial(i+1))/(2*(radial(i)-
radial(i+1)));
            VAR3=(k_eff(i)+k_eff(i-1))*pi*(radial(i)+radial(i-
1))/(2*(radial(i-1)-radial(i)));
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(i)*rho*c*u(i));
            Bu(i,1)=T(i,x-1);
            if j==i-1
                Au(i,j)=-VAR1*VAR3;
            elseif j==i
                Au(i,j)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            elseif j==i+1
                Au(i,j)=-VAR1*VAR2;
            end
        end
    elseif (i>=M+2) && (i<=N-1)
        for j=1:N

VAR2=(k_eff(i)+k_eff(i+1))*pi*(radial(i)+radial(i+1))/(2*(radial(i)-
radial(i+1)));
            VAR3=(k_eff(i)+k_eff(i-1))*pi*(radial(i)+radial(i-
1))/(2*(radial(i-1)-radial(i)));
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(i)*rho_g*c_g*u(i));
            Bu(i,1)=T(i,x-1);
            if j==i-1
                Au(i,j)=-VAR1*VAR3;
            elseif j==i
                Au(i,j)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            elseif j==i+1
                Au(i,j)=-VAR1*VAR2;
            end
        end
    end
    x0=zeros(N,1);
    x0(:,1)=T_in; %valor semilla

    toll=0.0001; %tolerancia
    [solucion] = G_S(Au,Bu,x0,toll); %metodo gauss seidel
    T(:,x)=solucion;

end

T_m_l=zeros(nx,1);
T_m_g=zeros(nx,1);
%Temperatura media del líquido a lo largo del tubo
for j=1:nx
    sumaT_l=0;
    sumaTl_l=0;
    for i=1:M
        sumaT_l=sumaT_l+(u(i)*A_c(i)*T(i,j));
        sumaTl_l=sumaTl_l+(u(i)*A_c(i));
    end
    T_m_l(j)=sumaT_l/sumaTl_l;
end

%Temperatura media del gas
for j=1:nx
    sumaT_g=0;

```



```

sumaT1_g=0;
for i=M+1:N
    sumaT_g=sumaT_g+(u(i)*A_c(i)*T(i,j));
    sumaT1_g=sumaT1_g+(u(i)*A_c(i));
end
T_m_g(j)=sumaT_g/sumaT1_g;
end
%Recalculo de coef conductividad térmica
%k_new=Q_primaprima*((D/2)-radial(1))/(T_p-T(1,nx))-
nu_g*rho_g*c_g*dif_momentum2(M)/Pr_turb
k_new=Q_primaprima*((D/2)-radial(1))/(T_p-T(1,nx));
%k_turb=nu_g*rho_g*c_g*dif_momentum2(M)/Pr_turb
end

```

### 5.3.9 Función variación de propiedades

```

function [ rho,mu,c,sigma,nu,alpha,Pr,rho_g,mu_g,k_g,c_g,nu_g,alpha_g,Pr_g
] = Variacion_propiedades2(
T,x_g,M,nx,comp1,comp2,comp3,comp4,T_m_g,T_m_l,k)
rho=zeros(nx,1);
mu=zeros(nx,1);
c=zeros(nx,1);
sigma=zeros(nx,1);
nu=zeros(nx,1);
alpha=zeros(nx,1);
Pr=zeros(nx,1);
rho_g=zeros(nx,1);
mu_g=zeros(nx,1);
k_g=zeros(nx,1);
c_g=zeros(nx,1);
nu_g=zeros(nx,1);
alpha_g=zeros(nx,1);
Pr_g=zeros(nx,1);

%Fraccion masica liquido y gas
for i=1:nx

[liq,gas]=refpropm('X','T',T(M,i),'Q',x_g,'methane','ethane','propane','ni
trogen',[comp1 comp2 comp3 comp4]);

%Propiedades liquido

rho(i)=refpropm('D','T',T_m_l(i),'Q',0,'methane','ethane','propane','nitro
gen',[liq(1) liq(2) liq(3) liq(4)]); %densidad del líquido

mu(i)=refpropm('V','T',T_m_l(i),'Q',0,'methane','ethane','propane','nitrog
en',[liq(1) liq(2) liq(3) liq(4)]); %viscosidad dinámica del líquido

c(i)=refpropm('C','T',T_m_l(i),'Q',0,'methane','ethane','propane','nitroge
n',[liq(1) liq(2) liq(3) liq(4)]); %coef específico del líquido

sigma(i)=refpropm('I','T',T_m_l(i),'Q',0,'methane','ethane','propane','nit
rogen',[liq(1) liq(2) liq(3) liq(4)])/1000; %tensión superficial
    nu(i)=mu(i)/rho(i);
%viscosidad cinemática del líquido
    alpha(i)=k(i)/(rho(i)*c(i));
%difusividad térmica del líquido
    Pr(i)=nu(i)/alpha(i);

```

```

%Propiedades gas

rho_g(i)=refpropm('D','T',T_m_g(i),'Q',1,'methane','ethane','propane','nitrogen',[gas(1) gas(2) gas(3) gas(4)]); %densidad del gas

mu_g(i)=refpropm('V','T',T_m_g(i),'Q',1,'methane','ethane','propane','nitrogen',[gas(1) gas(2) gas(3) gas(4)]); %viscosidad dinámica del gas

k_g(i)=refpropm('L','T',T_m_g(i),'Q',1,'methane','ethane','propane','nitrogen',[gas(1) gas(2) gas(3) gas(4)]); %coef de transferencia de calor conductivo del gas

c_g(i)=refpropm('C','T',T_m_g(i),'Q',1,'methane','ethane','propane','nitrogen',[gas(1) gas(2) gas(3) gas(4)]); %coef específico del gas
nu_g(i)=mu_g(i)/rho_g(i);
%viscosidad cinamática del gas
alpha_g(i)=k_g(i)/(rho_g(i)*c_g(i));
%difusividad térmica del gas
Pr_g(i)=nu_g(i)/alpha_g(i);
%Número de Prandtl del gas
end
end

```

### 5.3.10 Función fracción de vacío variable

```

function [ alpha_minicanales ] = Fraccion_de_vacio_variable(
x_g,rho,rho_g,g,sigma,G,nx)
alpha_minicanales=zeros(nx,1);
for i=1:nx
    alpha_minicanales(i)=(x_g/rho_g(i))*((1+0.12*(1-
x_g))*((x_g/rho_g(i))+((1-x_g)/rho(i)))+(1.18*(1-x_g)*(g*sigma(i)*(rho(i)-
rho_g(i)))^0.25)/(G*rho(i)^0.5))^-1); %fracción de vacío de dos fases
end
end

```

### 5.3.11 Función esfuerzo cortante variable

```

function [ tau_wi,tau_w,radial,dif_momentum2,A_c,u,u_m_cl,u_m_cg] =
Esfuerzo_cortante_prop_variable(
rho,nu,rho_g,nu_g,D,D_i,u_l,u_g,A_l,A_g,delta,nx )
M=32;
N=64;
radial=zeros(N,nx);
u=zeros(N,nx);
dif_momentum2=zeros(N,nx);
A_c=zeros(N,nx);
uA=zeros(N,nx);
tau_w=zeros(nx,1);
tau_wi=zeros(nx,1);
for j=1:nx
    aa=1;
    bb=500;
    cc=(aa+bb)/2;
    u_m_cl_bi=100;
    u_m_cg_bi=100;
    dd=0.001;
    ee=100;
    ff=(dd+ee)/2;

```

```

it=0;
while abs(u_m_cl_bi-u_l(j))>0.001 && abs(u_m_cg_bi-u_g(j))>0.001 &&
it<40

    %Método de bisección Opción 1
    tau_w(j)=bb;
    tau_wi(j)=ee;
    %Parámetros de discretización
    u_star=(abs(tau_w(j)/rho(j)))^0.5; %velocidad de fricción en la
pared
    u_star_g=(abs(tau_wi(j)/rho_g(j)))^0.5; %velocidad de fricción en
la interfaz
    L_car_vs=nu(j)/u_star; %largo característico sub capa viscosa
líquida
    L_car_vs_g=nu_g(j)/u_star_g; %largo característico sub capa
viscosa gaseosa
    MF_l=((D-D_i(j))/(2*L_car_vs))^(1/(M-1)); %Factor multiplicativo
del líquido
    MF_g=(D_i(j)/(2*L_car_vs_g))^(1/(N-M-1)); %Factor multiplicativo
del gas
    y_plus=zeros(N,1);
    yi=zeros(N,1);
    for i=1:N
        if i<=M
            y_plus(i)=MF_l^(i-1); %posición interna de cada nodo en la
parte líquida
            yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs; %distancia desde la pared
        else
            y_plus(i)=MF_g^(i-(M+1)); %posición interna de cada nodo
en la parte gaseosa
            yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs_g+delta(j); %distancia desde la
interfaz
        end
        radial(i,j)=(D/2)-yi(i); %distancia radial
    end

    [ u_plus,dif_momentum ] = Velocidad_Van_Driest( y_plus,N,M );

    for i=1:N
        if i<=M
            u(i,j)=u_plus(i)*u_star;
            dif_momentum2(i,j)=dif_momentum(i);
        else
            u(i,j)=u_plus(i)*u_star_g+u(M);
            dif_momentum2(i,j)=dif_momentum(i)+dif_momentum(M);
        end
    end

    %Área nodos
    A_c(1,j)=pi*((D/2)^2-((radial(1,j)+radial(2,j))/2)^2); %Área de
sección de corte para el nodo 1
    for i=2:(N-1)
        A_c(i,j)=pi*(((radial(i,j)+radial(i-1,j)))/2)^2-
        ((radial(i,j)+radial(i+1,j))/2)^2); %Área sección de corte para cada nodo
    end
    A_c(N,j)=pi*(((radial(N,j)+radial(N-1,j))/2)^2-(radial(N,j)/2)^2);
    %Área de sección de corte para el último nodo N

    %Flujo volumétrico
    for i=1:N
        uA(i,j)=u(i,j)*A_c(i,j); %flujo volumétrico a través de cada
nodo

```

```

end

%Velocidad media por fase
suma=0;
suma2=0;
for i=1:N
    if i<=M
        suma=suma+uA(i,j);
        u_m_cl_opcion1=suma/A_1(j); %velocidad media calculada del
líquido
    else
        suma2=suma2+uA(i,j);
        u_m_cg_opcion1=suma2/A_g(j); %velocidad media calculada
del gas
    end
end

%Método de bisección Opción 2
tau_w(j)=cc;
tau_wi(j)=ff;
%Parámetros de discretización
u_star=(abs(tau_w(j)/rho(j)))^0.5; %velocidad de fricción en la
pared
u_star_g=(abs(tau_wi(j)/rho_g(j)))^0.5; %velocidad de fricción en
la interfaz
L_car_vs=nu(j)/u_star; %largo característico sub capa viscosa
líquida
L_car_vs_g=nu_g(j)/u_star_g; %largo característico sub capa
viscosa gaseosa
MF_l=((D-D_i(j))/(2*L_car_vs))^(1/(M-1)); %Factor multiplicativo
del líquido
MF_g=(D_i(j)/(2*L_car_vs_g))^(1/(N-M-1)); %Factor multiplicativo
del gas

for i=1:N
    if i<=M
        y_plus(i)=MF_l^(i-1); %posición interna de cada nodo en la
parte líquida
        yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs; %distancia desde la pared
    else
        y_plus(i)=MF_g^(i-(M+1)); %posición interna de cada nodo
en la parte gaseosa
        yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs_g+delta(j); %distancia desde la
interfaz
    end
    radial(i,j)=(D/2)-yi(i); %distancia radial
end

[ u_plus,dif_momentum ] = Velocidad_Van_Driest( y_plus,N,M );

for i=1:N
    if i<=M
        u(i,j)=u_plus(i)*u_star;
        dif_momentum2(i,j)=dif_momentum(i);
    else
        u(i,j)=u_plus(i)*u_star_g+u(M);
        dif_momentum2(i,j)=dif_momentum(i)+dif_momentum(M);
    end
end

%Área nodos

```

```

        A_c(1,j)=pi*((D/2)^2-((radial(1,j)+radial(2,j))/2)^2); %Área de
sección de corte para el nodo 1
        for i=2:(N-1)
            A_c(i,j)=pi*(((radial(i,j)+radial(i-1,j))/2)^2-
((radial(i,j)+radial(i+1,j))/2)^2); %Área sección de corte para cada nodo
        end
        A_c(N,j)=pi*(((radial(N,j)+radial(N-1,j))/2)^2-(radial(N,j)/2)^2);
%Área de sección de corte para el último nodo N

        %Flujo volumétrico
        for i=1:N
            uA(i,j)=u(i,j)*A_c(i,j); %flujo volumétrico a través de cada
nodo
        end

        %Velocidad media por fase
        suma=0;
        suma2=0;
        for i=1:N
            if i<=M
                suma=suma+uA(i,j);
                u_m_cl_opcion2=suma/A_1(j); %velocidad media calculada del
líquido
            else
                suma2=suma2+uA(i,j);
                u_m_cg_opcion2=suma2/A_g(j); %velocidad media calculada
del gas
            end
        end

        if ((u_m_cl_opcion1-u_1(j))*(u_m_cl_opcion2-u_1(j)))<=0
            aa=cc;
        elseif((u_m_cl_opcion1-u_1(j))*(u_m_cl_opcion2-u_1(j)))>0
            bb=cc;
        end
        if ((u_m_cg_opcion1-u_g(j))*(u_m_cg_opcion2-u_g(j)))<=0
            dd=ff;
        elseif((u_m_cg_opcion1-u_g(j))*(u_m_cg_opcion2-u_g(j)))>0
            ee=ff;
        end

        u_m_cl_bi=u_m_cl_opcion2;
        u_m_cg_bi=u_m_cg_opcion2;
        cc=(aa+bb)/2;
        ff=(ee+dd)/2;
        it=it+1;
    end

    tau_w(j)=cc;
    tau_wi(j)=ff;
    %Parámetros de discretización
    u_star=(abs(tau_w(j)/rho(j)))^0.5; %velocidad de fricción en la
pared
    u_star_g=(abs(tau_wi(j)/rho_g(j)))^0.5; %velocidad de fricción en
la interfaz
    L_car_vs=nu(j)/u_star; %largo característico sub capa viscosa
líquida
    L_car_vs_g=nu_g(j)/u_star_g; %largo característico sub capa
viscosa gaseosa
    MF_l=((D-D_i(j))/(2*L_car_vs))^(1/(M-1)); %Factor multiplicativo
del líquido

```

```

MF_g=(D_i(j)/(2*L_car_vs_g))^(1/(N-M-1)); %Factor multiplicativo
del gas
y_plus=zeros(N,1);
yi=zeros(N,1);
for i=1:N
    if i<=M
        y_plus(i)=MF_l^(i-1); %posición interna de cada nodo en la
parte líquida
        yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs; %distancia desde la pared
    else
        y_plus(i)=MF_g^(i-(M+1)); %posición interna de cada nodo
en la parte gaseosa
        yi(i)=y_plus(i)*L_car_vs_g+delta(j); %distancia desde la
interfaz
    end
    radial(i,j)=(D/2)-yi(i); %distancia radial
end

[ u_plus,dif_momentum ] = Velocidad_Van_Driest( y_plus,N,M );

for i=1:N
    if i<=M
        u(i,j)=u_plus(i)*u_star;
        dif_momentum2(i,j)=dif_momentum(i);
    else
        u(i,j)=u_plus(i)*u_star_g+u(M);
        dif_momentum2(i,j)=dif_momentum(i)+dif_momentum(M);
    end
end
%Área nodos
A_c(1,j)=pi*((D/2)^2-((radial(1,j)+radial(2,j))/2)^2); %Área de
sección de corte para el nodo 1
for i=2:(N-1)
    A_c(i,j)=pi*(((radial(i,j)+radial(i-1,j)))/2)^2-
((radial(i,j)+radial(i+1,j))/2)^2); %Área sección de corte para cada nodo
end
A_c(N,j)=pi*(((radial(N,j)+radial(N-1,j))/2)^2-(radial(N,j)/2)^2);
%Área de sección de corte para el último nodo N

%Flujo volumétrico
for i=1:N
    uA(i,j)=u(i,j)*A_c(i,j); %flujo volumétrico a través de cada
nodo
end

%Velocidad media por fase
suma=0;
suma2=0;
for i=1:N
    if i<=M
        suma=suma+uA(i,j);
        u_m_cl=suma/A_l(j); %velocidad media calculada del líquido
    else
        suma2=suma2+uA(i,j);
        u_m_cg=suma2/A_g(j); %velocidad media calculada del gas
    end
end
end
end

```

### 5.3.12 Función conductividad térmica new variable

```

function [ k_new ] = Conductividad_termica_new_variable(
Q_primaprima,k,nu,rho,c,dif_momentum2,Pr_turb,k_g,nu_g,rho_g,c_g,M,N,nx,L,
A_c,u,radial,m_dot,D,D_i,T_in,T_p,x_g )
k_eff=zeros(N,nx);
k_effinter=zeros(nx,1);
%Conductividad térmica de cada nodo
for j=1:nx
    for i=1:N
        if i<=M
            k_eff(i,j)=k(j)+nu(j)*rho(j)*c(j)*dif_momentum2(i,j)/Pr_turb;
%conductividad térmica nodos líquidos
        else
            k_eff(i,j)=k_g(j)+nu_g(j)*rho_g(j)*c_g(j)*dif_momentum2(i,j)/Pr_turb;
%conductividad térmica nodos gaseosos
        end
    end
end

k_effinter(j)=k_g(j)+nu_g(j)*rho_g(j)*c_g(j)*dif_momentum2(M,j)/Pr_turb;
%conductividad térmica nodo interfase
end

%Cálculo Temperatura en cada nodo a lo largo del tubo
dxx=L/(nx-1); %distancia entre cada nodo en el eje x
T=zeros(N,nx);
deltax=(0:dxx:L); %posicion de los nodos a lo largo del tubo
%Temperatura a la entrada del tubo
T(:,1)=T_in;
%Temperatura a lo largo del tubo
for x=2:nx %recorrido a lo largo del eje axial
    Au=zeros(N,N);
    Bu=zeros(N,1);
    for i=1:N
        if i==1
            VAR1=(deltax(x)-deltax(x-
1))/(A_c(1,x)*rho(x)*c(x)*u(1,x));
VAR2=(k_eff(1,x)+k_eff(2,x))*pi*(radial(1,x)+radial(2,x))/(2*(radial(1,x)-
radial(2,x)));
            VAR3=(k_eff(1,x)*pi*D)/(D/2-radial(1,x));
            Bu(1,1)=VAR1*VAR3*T_p+T(1,x-1);
            Au(1,1)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
            Au(1,2)=-VAR1*VAR2;
        elseif i==N
            Bu(N,1)=T(i,x-1);
            Au(N,N)=((deltax(x)-deltax(x-
1))/(A_c(N,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(N,x)))*(k_eff(N,x)+k_eff(N-
1,x))*pi*(radial(N,x)+radial(N-1,x))/(2*radial(N-1,x)-radial(N,x))+1;
            Au(N,N-1)=-((deltax(x)-deltax(x-
1))/(A_c(N,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(N,x)))*(k_eff(N,x)+k_eff(N-
1,x))*pi*(radial(N,x)+radial(N-1,x))/(2*radial(N-1,x)-radial(N,x));
        elseif i==M
            VAR1=((deltax(x)-deltax(x-
1))/(A_c(M,x)*rho(x)*c(x)*u(M,x)))*(1-(m_dot*(1-
x_g)/(A_c(M,x)*rho(x)*u(M,x))))^(-1);
            VAR2=(k_eff(M-1,x)+k_eff(M,x))*pi*(radial(M,x)+radial(M-
1,x))/(2*(radial(M-1,x)-radial(M,x)));
            VAR3=k_effinter(x)*pi*D_i(x)/((D_i(x)/2)-radial(M+1,x));
            VAR4=k_eff(1,x)*pi*D/((D/2)-radial(1,x));

```

```

VAR5=m_dot*x_g/(A_c(M+1,x)*rho_g(x)*u(M+1,x));

VAR6=(k_eff(M+1,x)+k_eff(M+2,x))*pi*(radial(M+1,x)+radial(M+2,x))/(2*(radial(M+1,x)-radial(M+2,x)));
VAR7=(k_eff(M+1,x)*pi*D_i(x))/((D_i(x)/2)-radial(M+1,x));
Au(M,M)=1+(VAR1*VAR2)+(VAR1*VAR3)-(VAR1*VAR5*VAR7);
Au(M,M-1)=-VAR1*VAR2;
Au(M,1)=-VAR1*VAR4;
Au(M,M+1)=-VAR1*VAR3+VAR1*VAR5*VAR6+VAR1*VAR5*VAR7;
Au(M,M+2)=-VAR1*VAR5*VAR6;
Bu(M,1)=T(i,x-1)-(VAR1*VAR4)*T_p;
elseif i==M+1

VAR2=(k_eff(M+1,x)+k_eff(M+2,x))*pi*(radial(M+1,x)+radial(M+2,x))/(2*(radial(M+1,x)-radial(M+2,x)));
VAR3=k_eff(M+1,x)*pi*D_i(x)/(2*((D_i(x)/2)-radial(M+1,x)));
VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(M+1,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(M+1,x));
Bu(i,1)=T(i,x-1);
Au(M+1,M)=-VAR1*VAR3;
Au(M+1,M+1)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
Au(M+1,M+2)=-VAR1*VAR2;
elseif (i>=2)&&(i<=M-1)
for j=1:N

VAR2=(k_eff(i,x)+k_eff(i+1,x))*pi*(radial(i,x)+radial(i+1,x))/(2*(radial(i,x)-radial(i+1,x)));
VAR3=(k_eff(i,x)+k_eff(i-1,x))*pi*(radial(i,x)+radial(i-1,x))/(2*(radial(i-1,x)-radial(i,x)));
VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(i,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(i,x));
Bu(i,1)=T(i,x-1);
if j==i-1
Au(i,j)=-VAR1*VAR3;
elseif j==i
Au(i,j)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
elseif j==i+1
Au(i,j)=-VAR1*VAR2;
end
end
elseif (i>=M+2)&&(i<=N-1)
for j=1:N

VAR2=(k_eff(i,x)+k_eff(i+1,x))*pi*(radial(i,x)+radial(i+1,x))/(2*(radial(i,x)-radial(i+1,x)));
VAR3=(k_eff(i,x)+k_eff(i-1,x))*pi*(radial(i,x)+radial(i-1,x))/(2*(radial(i-1,x)-radial(i,x)));
VAR1=(deltax(x)-deltax(x-1))/(A_c(i,x)*rho_g(x)*c_g(x)*u(i,x));
Bu(i,1)=T(i,x-1);
if j==i-1
Au(i,j)=-VAR1*VAR3;
elseif j==i
Au(i,j)=VAR1*VAR2+VAR1*VAR3+1;
elseif j==i+1
Au(i,j)=-VAR1*VAR2;
end
end
end
end
x0=zeros(N,1);
x0(:,1)=T_in; %valor semilla

```



```

        toll=0.0001; %tolerancia
        [solucion] = G_S(Au,Bu,x0,toll); %método gauss seidel
        T(:,x)=solucion;
end

T_m_l=zeros(nx,1);
T_m_g=zeros(nx,1);
%Temperatura media del líquido a lo largo del tubo
for j=1:nx
    sumaT_l=0;
    sumaTl_l=0;
    for i=1:M
        sumaT_l=sumaT_l+(u(i,j)*A_c(i,j)*T(i,j));
        sumaTl_l=sumaTl_l+(u(i,j)*A_c(i,j));
    end
    T_m_l(j)=sumaT_l/sumaTl_l;
end

%Temperatura media del gas
for j=1:nx
    sumaT_g=0;
    sumaTl_g=0;
    for i=M+1:N
        sumaT_g=sumaT_g+(u(i,j)*A_c(i,j)*T(i,j));
        sumaTl_g=sumaTl_g+(u(i,j)*A_c(i,j));
    end
    T_m_g(j)=sumaT_g/sumaTl_g;
end
%Recalculo de coef conductividad térmica
k_new=zeros(nx,1);
for j=1:nx
    k_new(j)=Q_primaprima*((D/2)-radial(1,j))/(T_p-T(1,j));
end
end

```

## 6 Bibliografía

- Ardhapurkar, P. M. (2014). Flow boiling heat transfer coefficients at cryogenic temperatures for multi-component refrigerant mixtures of nitrogen–hydrocarbons. *Cryogenics*, 59, 84-92.
- Awad, M. M., & Muzychka, Y. S. (2008). Effective property models for homogeneous two-phase flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 106-113.
- Bandel, J. &. (1974). Frictional pressure drop and convective heat transfer of gas–liquid flow in horizontal tubes. *In Heat transfer, 1974. Vol. 4.*
- Barraza, R. N. (2016). Measured and predicted frictional pressure drop for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 285-298.
- Barraza, R. N. (2016). Measured and predicted heat transfer coefficients for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 683-695.
- Bell, K. J., & Ghaly, M. A. (1973). An approximate generalized design method for multicomponent/partial condenser. *In AIChE Symp. Ser.*, (Vol. 69, No. 131, pp. 72-79).
- Chen, H. G. (2011). A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power. *Energy*, 36(1), 549-555.
- Chen, J. C. (1966). Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial & engineering chemistry process design and development*, 5(3), 322-329.
- Chen, S., Judge, J. F., Groll, E. A., & and Radermacher, R. (1994). Theoretical Analysis of Hydrocarbon Refrigerant Mixtures as a Replacement for HCFC -22 for Residential Uses. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 252.
- Chisholm, D. (1967). A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1767-1778.
- Chys, M. v. (2012). Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. *Energy*, 44(1), 623-632.
- Cicchitti, A. L. (1959). *wo-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements*. Milan: Centro Informazioni Studi Esperienze.
- Damle, R. M. (2015). Numerical analysis of the two-phase heat transfer in the heat exchanger of a mixed refrigerant Joule–Thomson cryocooler. . *Cryogenics*, 103-110.

- Devotta, S. W. (2001). Alternatives to HCFC-22 for air conditioners. *Applied Thermal Engineering*, 21(6), 703-715.
- Didi, M. O. (2002). Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. . *International Journal of refrigeration*, 25(7), 935-947.
- Dittus, F. W. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 12(1), 3-22.
- Fernandez-Seara, J. U. (2007). A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. . *Applied Thermal Engineering*, 27(17), 2745-2757.
- Forster, H. K. (1955). Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. *AIChE Journal*, 1(4), 531-535.
- Friedel, L. (1979). Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. *European two-phase flow group meeting, Paper E*, (Vol. 2, p. 1979).
- Gong, M. Q. (2004). Performances of the mixed-gases Joule–Thomson refrigeration cycles for cooling fixed-temperature heat loads. . *Cryogenics*, 44(12), 847-857.
- Granryd, E. (1991). Heat transfer in flow evaporation of non-azeotropic refrigerant mixtures—a theoretical approach. *Proc. 18th Int. Congress Refrig*, (págs. 1330-1334). Canada.
- Gungor, K. E., & Winterton, R. H. (1986). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 351-358.
- H. Ross, R. R. (1998). Horizontal flow boiling of pure and mixed refrigerants. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 30, 979–992.
- Heberle F, P. M. (2012). Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources. *Renewable Energy*, 364-70.
- K.N. Mumpower, M. S. ( 1994). Calorimeter experiments with SUVA AC9000, in: D.R. Tree, J.E. Braun (Eds.). *Proceedings of 1994 International Refrigeration Conference at Purdue*, (pág. 61±66). Purdue University, West Lafayette,.
- Kandlikar, S. G. (1990). A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *Journal of heat transfer*, 112(1), 219-228.

- Karagoz, S. Y. (2004). R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps. *Energy conversion and management*, 45(2), 181-196.
- Little, W. A. (2008). Heat transfer efficiency of Kleemenko cycle heat exchangers. In *ADVANCES IN CRYOGENIC ENGINEERING: Transactions of the Cryogenic Engineering Conference-CEC*, págs. Vol. 985, No. 1, pp. 606-613.
- Lockhart, R. W. (1949). Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. . *Chem. Eng. Prog*, 45(1), 39-48.
- Markan, A. A. (2014). Design of a cryopreservation chamber using mixed refrigerant Joule-Thomson cryocooler technology. In *25th National Symposium on Cryogenics (NSC-25) held at Hyderabad University, Hyderabad*, (pp. 8-10).
- Martinelli, R. T. (1948). Prediction of pressure drop during forced-circulation boiling of water. . *Trans. Asme*, 70(6), 695-702.
- Mishima, K., & Hibiki, T. (1996). Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes. *International journal of multiphase flow*, 703-712.
- Müller-Steinhagen, H., & Heck, K. (1986). A simple friction pressure drop correlation. *Chemical Engineering and Processing: Process*, 297–308.
- Nellis, G. H. (2005). Heat transfer coefficient measurements for mixed gas working fluids at cryogenic temperatures. *Cryogenics*, 45(8), 546-556.
- Qu, W., & Mudawar, I. (2002). Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(12), 2549-2565.
- Rouhani, S. Z., & Axelsson, E. (1970). Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 383-393.
- Shah, M. M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of heat and mass transfer*, 22(4), 547-556.
- Shedd, T. A. (2010). Void fraction and pressure drop measurements for refrigerant R410a flows in small diameter tubes. *Preliminary AHRTI Report*, 20110-01.
- Shin, J. Y. (1997). Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in a horizontal tube. . *International Journal of Refrigeration*, 20(4), 267-275.
- Silver, L. (1947). Gas cooling with aqueous condensation. *Trans. Inst. Chem. Eng*, 25(3).

- Sun, L., & Mishima, K. (2009). Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels. *International Journal of Multiphase Flow*, 47-54.
- Sung, H. J. (1995). Forced convection from an isolated heat source in a channel with porous medium. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 16(6), 527-535.
- Triplett, K. A.-K. (1999). Gas-liquid two-phase flow in microchannels: part II: void fraction and pressure drop. *International Journal of Multiphase Flow*, 395-410.
- Uchida, M. I. (1996). Experimental study on the heat transfer performance of a zeotropic refrigerant mixture in horizontal tubes.
- Wang, J. L. (2010). A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle. *Applied Energy*, 87(11), 3366-3373.
- Wilson, E. E. (1915). A basis for rational design of heat transfer apparatus. . *Trans. ASME*, 37(47), 47-82.
- Y. Ryuzaburo, D. N. (1997). Selections and applications of new refrigerants for airconditioners. *Proceedings of International Conference on Ozone Protection Technologies*, (págs. 82-85). Baltimore, MD, USA.
- Y.P. Chang, R. T. (1997). Condensing heat transfer characteristics of an aluminum flat tube. *Applied Thermal Engineering*, 1055-1065.
- Zhang, M. &. (2001). Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25(3), 131-139.
- Zhao, L. &. (2014). The influence of composition shift on organic Rankine cycle (ORC) with zeotropic mixtures. *Energy conversion and Management*, 83, 203-211.

