



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO

CAMPUS IRAPUATO - SALAMANCA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MEJORAS ENERGÉTICAS BASADAS EN UN MODELO DINÁMICO PARA UNA INSTALACIÓN DE COMPRESIÓN DE VAPOR TRANSCRÍTICA

TESIS
Que para obtener el grado de:
DOCTOR EN INGENIERÍA MECÁNICA

Presenta:
M. EN I. JEAN FULBERT ITUNA YUDONAGO

Directores:
DR. JUAN MANUEL BELMAN FLORES
DR. FRANCISCO ELIZALDE BLANCAS

Salamanca, Gto.

Abril 2017

Agradecimiento

A Dios, por permitirme sacar adelante este reto que representó para mí, la construcción de la instalación, y que con su inmenso apoyo, me ayudó a terminar este trabajo doctoral.

A mi querida esposa Rachel Ituna Yawa que siempre me ha apoyado y que ha estado a mi lado en todo momento, ¡¡Gracias por ser ese pilar que me ayuda cuando las cosas se ponen difíciles!!

A mis adorables hijos Ester Ituna, Ruth Ituna, Luc Stephan Ituna, Didi Ituna y Marco Ituna por apoyarme durante esta aventura. Mi esfuerzo y dedicación es por Ustedes.

A mi difunto papá Salomón Ituna Gazagbaka, a mi mamá Esther Saki Kendunga por haberme dado una educación de calidad la cual me está ayudando hoy día a desarrollar mi capacidad. En especial a mi papá que esperaba beneficiarse de los frutos de mis estudios, pero por desgracia, Dios ha decidido lo contrario. Que su alma descanse en paz.

A mis hermanos Stephan Ituna, Alain Ituna, Peseke Ituna, Galediamo Ituna y hermanas Venissienne Ituna, Parisienne Ituna y Victorine Ituna por formar parte de un logro en mi vida profesional.

A mi suegra y mis cuñados, por el apoyo moral y material que me han dado durante mis estudios de doctorado.

A mis Directores de tesis, Dr. Juan Manuel Belman Flores y Dr. Francisco Elizalde Blancas por haberme brindado la confianza de desarrollar este trabajo de Tesis. Su dedicación, aportación, entusiasmo y consejos han logrado llevar a término dicho trabajo. Les agradezco profundamente su apoyo en este proceso.

A Dr. Ismail B. Celik, quien me dio la oportunidad de realizar la estancia en la Universidad West Virginia - USA durante mis estudios de doctorado. Gracias Dr., porque el conocimiento adquirido durante este estancia ha contribuido mucho en este trabajo.

Un agradecimiento muy especial al CONACYT, DAIP, Rector de campus Irapuato-Salamanca y Director de la DICIS por sus grandes apoyos económicos en la concesión de diferentes becas durante mis estudios. Muchas gracias a todos.

A todos mis compañeros de estudio quienes me apoyaron y estuvieron ahí cuando les pedí un favor, gracias por contribuir a esta causa que hoy se llama, tesis doctoral.

Mi sincero agradecimiento al comité de gestión de ISTA-KINSHASA por su apoyo económico durante la realización de mis estudios de posgrado.

A mi colega de servicio y amigo Dr. Bernad Ndaye por la oportunidad que me ofreció al tramitar mi viaje aquí a México para hacer mis estudios de posgrado. Recibe un profundo reconocimiento.

A mis queridos paisanos M.I Augustin Bitangilayi, M.I Elisée Ilunga, Ir. Narcisse Meni, Christian Kazadi y Tat'y Velu por sus consejos y apoyos los cuales me ayudaron a llevar a cabo este trabajo.

A mis hermanos y hermanas en Cristo de la iglesia Pacto de amor en México y CEUM en la República Democrática del Congo por sus consejos y apoyos espirituales. Que Dios les bendiga.

Aquellos familiares que me apoyaron de una u otra manera a lo largo de mis estudios y a todas aquellas personas, amigos, compañeros que estuvieron implicadas en el entorno de este trabajo de tesis y que con su apoyo, consejos y amistad, empujaron a un servidor en lograr el objetivo. Reciben un profundo reconocimiento.

Resumen

En los últimos años, el modelado y simulación numérica en estudios de estado transitorio se ha convertido en una técnica muy útil para la búsqueda de mejoras energéticas en los sistemas termo-energéticos. El uso de esta técnica en los sistemas convencionales de compresión de vapor, ha permitido entender con mayor detalle el comportamiento de los mismos durante la operación del sistema y así, diseñar mecanismos de control y mejoras que puedan afectar al desempeño energético de estos sistemas, inclusive, la búsqueda de incrementos significativos cuando éstos trabajan en modo refrigeración. Hoy en día, frente al problema de rendimiento que adolecen los sistemas transcríticos en modo refrigeración, el uso de la técnica de modelado dinámico en la búsqueda de mejoras energéticas en los mismos puede ser una opción prometedora, ya que su uso en los sistemas convencionales ha sido satisfactorio. Este trabajo doctoral es enfocado al modelado y simulación numérica de los principales componentes de la instalación de compresión de vapor transcrítica que incluyen enfriador de gas, intercambiador de calor intermedio y evaporador, con el propósito de que cada modelo sea capaz de predecir el comportamiento transitorio del componente relevante durante el arranque de la instalación transcrítica experimental bajo estudio, esto con el fin de proponer mejoras energéticas en la misma.

Los modelos fueron desarrollados matemáticamente y geoméricamente, y procesados en el software ANSYS Fluent 14.0. Las simulaciones de los modelos del enfriador de gas y del intercambiador de calor intermedio fueron realizadas bajo condiciones de frontera constantes y variables; mientras que para el evaporador, solo las condiciones de frontera constantes fueron consideradas. El análisis fue basado en el comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas así como los parámetros de transferencia de calor. La tasa de transferencia de calor y la efectividad térmica de cada intercambiador de calor fueron analizadas. La independencia de los resultados frente a los cambios en el tamaño de la mallas así como en el tamaño de paso de tiempo fue comprobada por medio de análisis de sensibilidad. Se sumó al análisis de sensibilidad una validación mediante correlaciones empíricas de los resultados numéricos de cada modelo. El uso de correlaciones empíricas se justifica por el hecho de que la instalación bajo estudio se encuentra todavía en construcción. Los resultados numéricos y los evaluados en base a las correlaciones empíricas han sido muy similares.

Los resultados fueron presentados gráficamente en espacio y en tiempo. De manera general, se ha observado que la variación en las propiedades termofísicas de CO₂ en cada componente tiene un impacto importante en el comportamiento de la tasa de transferencia de calor, la cual influye en gran medida sobre la efectividad térmica de cada equipo así como en el COP durante el arranque de la instalación transcrítica.

Por ejemplo, bajo condiciones de frontera constantes se observaron que los cambios en las propiedades termofísicas del CO₂ en el enfriador de gas causan una disminución en el COP

alrededor de 20% de su magnitud en estado estable. Por otro lado, la inestabilidad en el intercambiador de calor intermedio ocasiona una disminución en el COP alrededor de 12 % durante el arranque de la instalación. En cuanto al evaporador, el cambio en la fracción de volumen afecta en gran medida las propiedades termofísicas de la mezcla de CO₂ y por lo tanto conduce a una disminución en el COP. Pero, cuando las condiciones de frontera son variables, el periodo transitorio se alarga y la efectividad térmica se reduce causando un menor desempeño en el ciclo global de la instalación.

Abstract

In recent years, modeling and numerical simulation studies of transient state has become a useful tool for finding energy improvements in thermal energy systems. The use of this technique in conventional vapor compression systems has allowed to understand in more detail its behavior during operation and thus, design control mechanisms and improvements that may affect the energy performance of these systems, including, finding significant increases when they work in cooling mode. Today, faced with the problem of performance that vitiates transcritical systems in cooling mode, using the technique of dynamic modeling in the search for energy improvements therein may be a promising option, as its use in conventional systems has It has been satisfactory. This doctoral work is focused on modeling and numerical simulation of the main components of the installation compression transcritical vapor they include gas cooler, intermediate heat exchanger and evaporator, in order that each model is able to predict the transient behavior of relevant component during the start of the experimental transcritical installation under study, this in order to propose energy improvements in it.

The models were developed mathematically and geometrically, and processed in the ANSYS FLUENT 14.0 software. The model simulations of the gas cooler and the intermediate heat exchanger were conducted under conditions of constant border and variables; while for the evaporator, only constant boundary conditions were considered. The analysis was based on the transient behavior of thermophysical properties and parameters of heat transfer. The rate of heat transfer and the thermal effectiveness of each heat exchanger were analyzed. The independence of the results against changes in the size of the mesh as well as the time step size was tested by means of sensitivity analyzes. It joined the sensitivity analysis by empirical correlations validation of the numerical results of each model. Using empirical correlations it is justified by the fact that the installation under study is still under construction. The numerical results and the evaluated based on empirical correlations have been very similar.

The results were presented graphically in space and time. Generally, it has been observed that the variation in the thermophysical properties of CO₂ in each component has a significant impact on the behavior of the rate of heat transfer, which greatly influences on the thermal effectiveness of each team as well as the COP during startup of the transcritical installation.

For example, under conditions of constant border they were observed changes in the thermophysical properties of CO₂ in the gas cooler cause a decrease in the COP around 20% of its steady state magnitude. In addition, instability in the intermediate heat exchanger causes a decrease in the COP about 12% during starting of the installation. As for the evaporator, the change in volume fraction greatly affects the thermophysical properties of the mixture of CO₂ and thus leads to a decrease in the COP. But when the boundary conditions are variable, the transitional period is extended and the thermal effectiveness is reduced causing a lower performance in the global cycle of the installation.

Contenido

Agradecimiento	i
Resumen.....	iii
Contenido.....	vi
Lista de figuras	x
Lista de tablas.....	xiv
Nomenclatura.....	xv
Capítulo 1 Introducción	1
1.1 Justificación	1
1.2 Objetivo y alcances de la tesis	2
1.3 Hipótesis de la tesis.....	2
1.4 Organización del documento	3
Capítulo 2 Antecedentes.....	5
2.1 Conceptos generales de modelado y simulación numérica.....	5
2.1.1 Métodos numéricos.....	6
2.1.2 Simulación numérica	9
2.2 Modelado numérico en sistemas de compresión de vapor.....	10
2.2.1 Modelado numérico en estado estacionario.....	10
2.2.2 Modelado numérico en estado transitorio.....	11
2.3 Modelado numérico de sistemas transcíticos	14
2.3.1 Modelado numérico en estado estacionario.....	14
2.3.2 Modelado numérico en estado transitorio.....	20
2.4 Aportación del trabajo doctoral	23
2.5 Conclusiones parciales.....	24
Capítulo 3 Modelado de la instalación de compresión de vapor transcítica	43
3.1 Descripción de la instalación de compresión de vapor transcítica	43

3.1.1	Descripción general	43
3.1.2	Enfriador de gas	47
3.1.3	Intercambiador de calor intermedio	48
3.1.4	Evaporador.....	49
3.2	Modelado de los principales equipos	50
3.2.1	Modelado del enfriador de gas.....	50
3.2.2	Modelado del intercambiador de calor intermedio	61
3.2.3	Modelado del evaporador	65
3.3	Conclusiones parciales.....	73
Capítulo 4	Simulaciones numéricas y validación.....	77
4.1	Enfriador de gas	77
4.1.1	Procedimientos de simulación numérica.	77
4.1.2	Validación de los resultados numéricos.....	79
4.2	Intercambiador de calor intermedio	83
4.2.1	Procedimientos de simulación numérica.	83
4.2.2	Validación de los resultados numéricos.....	84
4.3	Evaporador.....	87
4.3.1	Procedimientos de simulación numérica	87
4.3.2	Validación de los resultados numéricos.....	88
4.4	Conclusiones parciales.....	89
Capítulo 5	Resultados.....	92
5.1	Enfriador de gas	92
5.1.1	Distribución de temperaturas a lo largo del enfriador de gas	93
5.1.2	Distribución de presión y velocidad a lo largo del enfriador de gas.....	94
5.1.3	Comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO ₂ y del agua	96
5.1.4	Comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia en el enfriador de gas	101
5.1.5	Comportamiento transitorio del flujo de calor y del coeficiente convectivo de transferencia de calor.	102
5.1.6	Comportamiento transitorio de los parámetros adimensionales de transferencia de calor	105

5.1.7	Análisis comparativo entre el modelo recto y modelo en U del enfriador de gas.....	107
5.1.8	Análisis del modelo en U del enfriador de gas bajo diferentes condiciones de frontera.	113
5.2	Intercambiador de calor intermedio	116
5.2.1	Distribución de presión y velocidad del CO ₂ a lo largo del intercambiador de calor intermedio	116
5.2.2	Distribución de la temperatura del CO ₂ y de pared a lo largo del intercambiador de calor intermedio	117
5.2.3	Comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.....	118
5.2.4	Comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia en el intercambiador de calor intermedio	122
5.2.5	Comportamiento transitorio del flujo de calor y coeficiente convectivo de transferencia de calor.....	123
5.2.6	Comportamiento transitorio de los parámetros adimensionales de transferencia de calor en el intercambiador de calor intermedio	125
5.2.7	Comportamiento transitorio de la tasa de transferencia de calor y la efectividad térmica del intercambiador de calor intermedio.....	127
5.2.8	Análisis del modelo de IHX bajo diferentes condiciones de frontera. .	129
5.3	Evaporador	131
5.3.1	Distribución de temperatura a lo largo del evaporador.....	132
5.3.2	Comportamiento transitorio de la fracción de volumen del vapor del CO ₂	133
5.3.3	Distribución de presión y velocidad a lo largo del evaporador	135
5.3.4	Comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO ₂ .	135
5.3.5	Comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia en el evaporador.....	136
5.3.6	Comportamiento transitorio del coeficiente convectivo de transferencia de calor	137
5.3.7	Comportamiento transitorio de la potencia del compresor y del COP .	138
Capítulo 6	Conclusiones generales y perspectivas	142
6.1	Conclusiones	142
6.2	Perspectivas.....	143

Anexos	145
7.1 Anexo A: Artículos científicos derivados de esta tesis.....	145
7.2 Anexo B: Fundamento matemático del método de volúmenes finitos	146
7.3 Anexo C: Correlaciones empíricas del número de Nusselt	151
7.4 Anexo D: Correlaciones empíricas de fracción de huecos	153

Lista de figuras

Figura 2.1 Esquema de un ciclo de compresión de vapor simple.....	10
Figura 2.2 Esquema de un ciclo transcrito con intercambiador de calor intermedio.	14
Figura 3.1 Vista general de la instalación transcrito.....	44
Figura 3.2 Circuito de compresión de vapor.	44
Figura 3.3 Circuito de disipación de calor.....	45
Figura 3.4 Circuito de simulación de carga térmica.	46
Figura 3.5 Sistema básico de adquisición de datos.	46
Figura 3.6 Enfriador de gas.	47
Figura 3.7 Intercambiador de calor intermedio.	48
Figura 3.8 Evaporador helicoidal.	49
Figura 3.9 Geometrías analizadas del enfriador de gas.	57
Figura 3.10 Mallado propuesto para el enfriador de gas.	58
Figura 3.11 Sensibilidad de mallas de los modelos geométricos del enfriador de gas.....	59
Figura 3.12 Perfiles de la temperatura y del flujo másico del CO ₂ a la entrada del enfriador de gas.	60
Figura 3.13 Geometría del intercambiador de calor intermedio.....	62
Figura 3.14 Mallado del intercambiador de calor intermedio.	62
Figura 3.15 Sensibilidad de mallas del modelo geométrico del intercambiador de calor intermedio.....	63
Figura 3.16 Perfiles de la temperatura y del flujo másico del CO ₂ a la entrada de las corrientes caliente y fría del intercambiador de calor intermedio.	64
Figura 3.17 Geometrías del evaporador.	69
Figura 3.18 Mallado del evaporador.	70
Figura 3.19 Localización de secciones transversales.	70
Figura 3.20 Sensibilidad de mallas para el modelo geométrico del evaporador.	71
Figura 4.1 Efecto del tamaño de paso de tiempo sobre la temperatura del CO ₂ en el enfriador de gas.	79
Figura 4.2 Validación del número de Nusselt promedio del CO ₂ en el enfriador de gas recto.	80
Figura 4.3 Validación del número de Nusselt promedio del CO ₂ en el enfriador de gas en U.	81
Figura 4.4 Efecto del paso de tiempo de la simulación sobre la temperatura del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	84
Figura 4.5 Validación de número de Nusselt promedio del CO ₂ caliente a partir de diversas correlaciones.....	85
Figura 4.6 Validación del número de Nusselt promedio del CO ₂ frío a partir de diversas correlaciones empíricas.	86

Figura 4.7 Efecto del paso de tiempo de la simulación sobre la velocidad del CO ₂ en el evaporador.	88
Figura 4.8 Validación del modelo mediante correlaciones empíricas para la fracción de volumen de vapor.	89
Figura 5.1 Representación rectilínea de la configuración en U.....	92
Figura 5.2 Distribución de temperatura en el enfriador de gas.	94
Figura 5.3 Distribución de la presión y velocidad en el enfriador de gas.	95
Figura 5.4 Comportamiento transitorio del calor específico de los fluidos en el enfriador de gas.	96
Figura 5.5 Comportamiento transitorio de la conductividad térmica de los fluidos en el enfriador de gas.	98
Figura 5.6 Comportamiento transitorio de la viscosidad dinámica de los fluidos en el enfriador de gas.	99
Figura 5.7 Comportamiento transitorio de la densidad de los fluidos en el enfriador de gas.	100
Figura 5.8 Comportamiento transitorio de la energía cinética turbulenta y de la tasa de disipación turbulenta de los fluidos en el enfriador de gas.	102
Figura 5.9 Comportamiento transitorio del flujo de calor en el enfriador de gas.....	103
Figura 5.10 Comportamiento transitorio del coeficiente convectivo de los fluidos en el enfriador de gas.	104
Figura 5.11 Comportamiento transitorio del número de Reynolds y de Prandtl local de ambos fluidos.	106
Figura 5.12 Comportamiento transitorio del número de Nusselt de los fluidos en el enfriador de gas.	107
Figura 5.13 Comparativa de la temperatura de los fluidos y de las paredes para ambos modelos del enfriador de gas.....	108
Figura 5.14 Comparativa de propiedades termofísicas para ambos modelos del enfriador de gas.	109
Figura 5.15 Comparativa de los parámetros de turbulencia para ambos modelos del enfriador de gas.	110
Figura 5.16 Comparativa del número de Reynolds y de Prandtl en ambos modelos del enfriador de gas.	110
Figura 5.17 Comparativa del flujo de calor en ambos modelos.....	111
Figura 5.18 Comparativa del coeficiente convectivo y del número de Nusselt en ambos modelos.....	111
Figura 5.19 Comparativa de las tasas de transferencia de calor en ambos modelos.	112
Figura 5.20 Comparativa de la efectividad térmica y del COP en ambos modelos.	112
Figura 5.21 Comparativa de la temperatura de los fluidos y de las paredes entre ambos casos de condiciones de frontera del modelo en U.	113
Figura 5.22 Comparativa del calor específico y de la capacidad térmica mínima entre ambos casos de condiciones de frontera del modelo en U.....	114

Figura 5.23 Comparativa de las tasas de transferencia de calor entre ambos casos de condiciones de frontera del modelo en U.	115
Figura 5.24 Comparativa de la efectividad térmica y del COP entre ambos casos de condiciones de frontera del modelo en U.	115
Figura 5.25 Distribución de la presión y de la velocidad del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	116
Figura 5.26 Distribución de temperatura del CO ₂ y de pared a lo largo del intercambiador de calor intermedio.	117
Figura 5.27 Comportamiento transitorio del calor específico del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	119
Figura 5.28 Comportamiento transitorio de la conductividad térmica del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	120
Figura 5.29 Comportamiento transitorio de la viscosidad dinámica del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	121
Figura 5.30 Comportamiento transitorio de la densidad del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	122
Figura 5.31 Comportamiento transitorio de la energía cinética turbulenta y de la tasa de disipación turbulenta del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	123
Figura 5.32 Distribución de flujo de calor a lo largo del intercambiador intermedio.	124
Figura 5.33 Comportamiento transitorio del coeficiente convectivo del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	125
Figura 5.34 Comportamiento transitorio del número de Reynolds y de Prandtl del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	126
Figura 5.35 Comportamiento transitorio del número de Nusselt del CO ₂ en el intercambiador de calor intermedio.	127
Figura 5.36 Comportamiento transitorio de la tasa de transferencia de calor y de la efectividad térmica del intercambiador de calor intermedio.	128
Figura 5.37 Relación entre la tasa transferencia de calor y la efectividad térmica y su influencia sobre el COP.	128
Figura 5.38 Comparativa de la temperatura de los fluidos y de las paredes bajo diferentes CF del IHX.	129
Figura 5.39 Comparativa de las tasas de transferencia de calor bajo diferentes CF del IHX.	130
Figura 5.40 Comparativa de la efectividad térmica y del COP bajo diferentes condiciones de frontera del IHX.	131
Figura 5.41 Representación rectilínea de la parte helicoidal del evaporador.	132
Figura 5.42 Distribución de temperatura a lo largo del evaporador.	132
Figura 5.43 Comportamiento transitorio de la fracción de volumen de vapor del CO ₂	133
Figura 5.44 Contorno de la fracción de volumen del vapor del CO ₂	134
Figura 5.45 Contorno de la fracción de volumen del vapor del CO ₂	134
Figura 5.46 Distribución de la presión y velocidad del CO ₂ en el evaporador.	135
Figura 5.47 Comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO ₂	136

Figura 5.48 Comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia en el evaporador.	137
Figura 5.49 Comportamiento transitorio del coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador.	137
Figura 5.50 Comportamiento transitorio de la potencia del compresor y del COP	138

Lista de tablas

Tabla 2.1 Investigaciones en estado transitorio.....	12
Tabla 2.2 Resumen de trabajos relacionados al modelado numérico en estado transitorio.	23
Tabla 3.1 Características geométricas del enfriador de gas.....	47
Tabla 3.2 Características geométricas del intercambiador de calor intermedio	48
Tabla 3.3 Características geométricas del evaporador.	49
Tabla 3.4 Características del modelo geométrico del enfriador de gas.	57
Tabla 3.5 Características de mallas para modelos del enfriador de gas.	59
Tabla 3.6 Principales condiciones de frontera para modelos del enfriador de gas.....	60
Tabla 3.7 Características de modelo geométrico del intercambiador de calor intermedio.....	61
Tabla 3.8 Características de mallas para el modelo del IHX.....	63
Tabla 3.9 Principales condiciones de frontera para modelos del intercambiador de calor intermedio.	64
Tabla 3.10 Características del modelo geométrico del evaporador.....	69
Tabla 3.11 Características de tamaño óptimo de malla para modelo del evaporador.	72
Tabla 3.12 Condiciones de frontera para el modelo del evaporador.	72
Tabla 4.1 Diferencias relativas entre el número de Nusselt promedio del CO ₂ estimado y los calculados mediante correlaciones experimentales para el modelo del enfriador de gas recto (expresada en %).	80
Tabla 4.2 Diferencias relativas promedio entre el número de Nusselt promedio del CO ₂ estimado y los calculados mediante correlaciones experimentales para el modelo del enfriador de gas en U (expresada en %).	82
Tabla 4.3 Diferencia relativa promedio obtenida por Eldik y en el actual estudio	82
Tabla 4.4 Diferencia relativa entre el número de Nusselt promedio del CO ₂ caliente estimado y calculado con correlaciones empíricas (expresada en %).	85
Tabla 4.5 Diferencia relativa entre el número de Nusselt promedio del CO ₂ frío estimado y calculado con correlaciones empíricas (expresada en %).	86
Tabla 4.6 Propiedades de saturación del CO ₂ a 263.15 K.....	87
Tabla 5.1 Comportamiento del calor específico en la región pseudo-crítica.	97

Nomenclatura

C_p	Calor específico	[J/kg K]
d	Diámetro de tubo interno	[m]
D	Diámetro de tubo anular	[m]
H	Altura	[m]
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor	[W/m ² K]
k	Conductividad térmica	[W/m K]
N_{tb}	Número de tubo	
Nu	Número de Nusselt	
P	Presión	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	
q''	Flujo de calor	[W/m ²]
r	Radio interno	[m]
R	Radio de la curvatura	[m]
Re	Numero de Reynolds	
T	Temperatura	[K]
v	velocidad	[m/s]
x	Calidad	
X	Parámetro de Martinelli	
z	Posición axial	[m]

Subíndices

an	Anular
e	Externo
eg	Enfriador de gas
eq	Equivalente
g	Gas
h	Hidráulico
i	Interno
l	Líquido
m	Mezcla (líquido-vapor).
r	Refrigerante
w	Pared

Símbolo griego

α	Fracción de volumen	
μ	Viscosidad dinámica	[Pa s]
ρ	Densidad	[kg/m ³]
θ	Angulo	[rad]
σ	Tensión superficial	[N/m]

Capítulo 1

Introducción

1.1 Justificación

El sistema de compresión de vapor es la tecnología más ampliamente usada para la refrigeración y aire acondicionado. Su popularidad se debe a su alto coeficiente de desempeño (COP), compacidad, y a menores costos de operación. Por otra parte, los sistemas de compresión de vapor representan un alto consumo de energía. Según la estimación, más de una tercera parte de la energía generada en el mundo es usada para alimentar los sistemas de refrigeración y aire acondicionado basados en compresión de vapor ([Padalkar et al., 2010](#)). Estos sistemas no sólo tienen un efecto indirecto de calentamiento global (GWP) debido a la emisión de gases de efecto invernadero (GEI) provenientes del uso de la energía de entrada, sino que también tienen un efecto directo asociado a las fugas de refrigerantes que para la mayoría actualmente pertenecen a la familia de los hidroclorofluorocarbonos (HCFC) y los hidrofluorocarbonos (HFC), los cuales tienen un alto potencial de calentamiento global, además, los HCFC tienen un mayor potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP) debido a la presencia de cloro en su composición química.

Ante la necesidad de cuidar al medio ambiente, en el protocolo de Kioto ([Babiker et al., 1999](#)) y Montreal ([PNUMA, 2006](#)), los científicos comenzaron a buscar nuevas alternativas. Sin embargo, varios estudios se han centrado en el uso de refrigerantes que pertenecen a la familia de los hidrocarburos (HC), las hidrofluoroolefinas (HFO), las mezclas y los refrigerantes naturales como: dióxido de carbono (R744), amoníaco (R717) y agua (R718). A diferencia de todas estas nuevas alternativas, el dióxido de carbono tiene una notable ventaja, ya que no es tóxico, ni inflamable y tampoco tiene consecuencias medioambientales perjudiciales. Su principal desventaja es la baja temperatura crítica (304.21 K) la cual obliga al ciclo a tener una mayor capacidad volumétrica, y en consecuencia un bajo COP ([Sarkar y Agrawal, 2010](#)). Además, el CO₂ tiene una alta presión crítica la cual causa varios efectos que influyen en el diseño de los componentes, en particular el diseño de compresores e intercambiadores de calor. Estas variaciones son mayores cuando el CO₂ opera en un ciclo transcrito ([Cecchinato et al., 2010](#); [Sánchez et al., 2012](#)).

El dilema que caracteriza al dióxido de carbono como refrigerante es que reduce el efecto directo de calentamiento global en el sistema de compresión de vapor transcrito y al mismo tiempo favorece el incremento del efecto indirecto del mismo debido al alto consumo de energía en el

compresor provocando un bajo COP. Frente al problema de bajo COP del ciclo transcrito, una importante cantidad de estudios teóricos y experimentales se han basado en mejoras energéticas. Dos áreas de investigación han sido más marcadas: la búsqueda de mejoras en el COP a través de modificaciones en el ciclo termodinámico básico y la búsqueda de mejoras en el COP mediante la optimización de los parámetros energéticos y / o el diseño de los principales componentes del ciclo, tales como compresores, intercambiadores de calor y dispositivo de expansión. La mayoría de estos estudios se han basado en los tradicionales métodos termodinámicos incluyendo el método de análisis térmico ε -NTU.

Aunque el modelado dinámico se ha convertido en los últimos años en una técnica muy útil para la búsqueda de mejoras energéticas en los sistemas termo-energéticos, su uso en los sistemas transcritos sigue estando en desarrollo. Muy pocos investigadores se han interesado en esta técnica la cual puede permitir entender con mayor detalle el comportamiento de los componentes del sistema transcrito durante la operación del sistema y así, diseñar mecanismos de control y mejoras que puedan afectar al desempeño energético de estos sistemas. Hoy en día, frente al problema de rendimiento que adolecen los sistemas transcritos en modo refrigeración, el uso de la técnica de modelado dinámico en la búsqueda de mejoras energéticas en los mismos puede ser una opción prometedora.

1.2 Objetivo y alcances de la tesis

Desarrollar un modelo dinámico de cada componente principal de la instalación de compresión de vapor operando con el dióxido de carbono (CO_2 o R744) como refrigerante en condiciones transcritas para una temperatura media de aplicación. Cada modelo debe ser capaz de predecir el comportamiento transitorio del componente relevante durante el arranque de la instalación transcrita bajo estudio. Entre los objetivos específicos se pueden citar los siguientes:

- Diagnóstico de la instalación experimental, lo que puede conducir al conocimiento de las condiciones de operación bajo distintas configuraciones y el procesamiento posterior de los datos.
- Desarrollo de un modelo dinámico para los principales componentes de la instalación de compresión de vapor transcrita.
- Simulación numérica de cada modelo.
- Validación experimental o mediante correlaciones empíricas existentes en la literatura para cada modelo.

1.3 Hipótesis de la tesis

Es conocido que los sistemas de compresión de vapor basados en condiciones transcritas y trabajando en modo refrigeración, adolecen de un buen desempeño energético. Así mediante el análisis numérico de cada componente de la instalación se pretende obtener una mayor información sobre el comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO_2 así

como los parámetros energéticos. Lo anterior con el fin de buscar una mejora en el COP mediante la propuesta de nuevos rangos de condiciones de operación de la instalación experimental bajo estudio.

1.4 Organización del documento

Capítulo 1: En el presente capítulo se ha introducido la justificación, los principales objetivos de la tesis doctoral y la hipótesis.

Capítulo 2: En este capítulo se proporciona información relevante sobre los conocimientos básicos del modelado y simulación numérica, además, se hace una revisión del estado del arte del modelado aplicado a los sistemas de compresión de vapor, haciendo énfasis en los sistemas transcíticos.

Capítulo 3: Aquí se desarrollan los modelos dinámicos de los principales componentes de la instalación de compresión de vapor. Se describe de manera general la instalación transcítica bajo estudio con el fin de entender el funcionamiento de la misma.

Capítulo 4: Se describe el proceso de simulación numérica de cada modelo desarrollado en el capítulo anterior. Así mismo, se lleva a cabo la validación de los resultados numéricos por medio de correlaciones empíricas reportadas en la literatura.

Capítulo 5: Se presenta los principales resultados de las simulaciones numéricas de los modelos desarrollados. Los resultados son basados en el comportamiento de las propiedades termofísicas, parámetros de turbulencia, parámetros adimensionales y del coeficiente convectivo de transferencia de calor. Así mismo, se analiza el efecto de la efectividad térmica de cada componente sobre el COP del sistema transcítico bajo estudio.

Capítulo 6: Se resumen las principales conclusiones de la tesis doctoral y los trabajos futuros que se plantean a partir de la misma.

Referencias

Babiker, M., Reilly, J.M. and Jacoby, H.D. The Kyoto Protocol and Developing Countries' Report No. 56 October 1999.

Cecchinato, L., Corradi, M. and Minetto, S. A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems. Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1812-1823.

Padalkar, A.S., Kadam, A.D. Carbon Dioxide as Natural Refrigerant. International Journal of Applied Engineering Research 1:2 (2010) 261-272.

PNUMA. Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono. Séptima edición, 2006.

Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R. and Torrella, E. Development and validation of a finite element model for water – CO₂ coaxial gas-coolers. Applied Energy 93 (2012) 637-647.

Sarkar, J. and Agrawal, N. Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization, International Journal of Thermal Sciences 49 (2010) 838 - 843.

Capítulo 2

Antecedentes

Este capítulo tiene como objetivo proporcionar información relevante sobre los conocimientos básicos del modelado y simulación numérica aplicada a los sistemas de compresión de vapor, haciendo énfasis en los sistemas transcíticos, en los cuales el fluido de trabajo es el CO₂. El capítulo se divide en cuatro secciones:

- *Conceptos generales de modelado y simulación numérica.*
- *Modelado numérico de sistemas de compresión de vapor.*
- *Modelado numérico de sistemas transcíticos.*
- *Aportación del trabajo doctoral.*

2.1 Conceptos generales de modelado y simulación numérica

El modelado es una representación abstracta, conceptual, gráfica (o visual), física o matemática, llamada “*modelo*”, de fenómenos, sistemas o procesos a fin de analizarlos, describirlos, explicarlos, simularlos o predecirlos (Jaluria, 2007).

La definición de modelado puede variar dependiendo de la aplicación, pero el concepto básico sigue siendo el mismo: el proceso de resolución de problemas físicos por simplificación adecuada de la realidad. En ingeniería, modelado se divide en dos partes principales: el modelado físico/empírico y el modelado teórico/analítico o numérico. Laboratorio y modelos de ensayos in situ son ejemplos de modelado físico, de los cuales los ingenieros y científicos obtienen información útil para desarrollar algoritmos empíricos o semi-empíricos para su aplicación concreta. Los modelos teóricos generalmente constan de cuatro pasos. El primer paso es la construcción de un modelo matemático para los problemas físicos que corresponde con los supuestos adecuados. Este modelo puede tomar la forma de ecuaciones diferenciales o algebraicas. En la mayoría de los casos de ingeniería, estos modelos matemáticos no se pueden resolver analíticamente, lo que requiere una solución numérica. El segundo paso es el desarrollo de un modelo numérico apropiado o aproximado al modelo matemático. El modelo numérico tiene que ser cuidadosamente calibrado y validado con datos existentes y con resultados analíticos. El tercer paso del modelado teórico es la aplicación real del modelo numérico para obtener soluciones. El cuarto paso es la interpretación de los resultados numéricos en gráficos, tablas, u otras formas convenientes.

El desarrollo de un modelo numérico implica el uso de un método apropiado para el tipo de problema a resolver. En consecuencia, es muy importante entender los diferentes tipos de métodos numéricos.

2.1.1 Métodos numéricos

Los métodos numéricos son técnicas utilizadas para solucionar de forma aproximada ecuaciones o sistemas de ecuaciones gobernantes de un sistema. Existen varios métodos numéricos agrupados en dos principales familias incluyendo métodos numéricos estocásticos (o probabilísticos) y métodos numéricos deterministas.

2.1.1.1 Métodos numéricos estocásticos

El modelado numérico mediante métodos estocásticos se centra en el estudio y modelado de sistemas que evolucionan a lo largo del tiempo, o del espacio, de acuerdo a unas leyes no determinísticas, esto es, de carácter aleatorio (Eckhardt, 1987). Los métodos numéricos estocásticos más usados en el modelado de sistemas térmicos incluyen los algoritmos genéticos (Stojanovic et al., 2013; Sanaye y Asgari, 2013; Keyvanloo y Sedighi, 2012; Ghazi et al., 2012) y las redes neuronales (Belman-Flores y Ledesma, 2015; Ledesma y Belman-Flores, 2014; Reddy et al., 2014; Sanaye y Asgari, 2013; Belman-Flores et al., 2013).

2.1.1.2 Métodos numéricos deterministas

Los métodos numéricos deterministas son técnicas usadas para la aproximación de solución de los problemas continuos de tal forma que el continuo, se divide en un número finito de partes llamadas “*mallas*”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros llamados “*celdas*”, asociados a ciertos puntos denominados “*nodos*”. La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. Estos métodos son clasificados dependiendo de los tipos de modelos matemáticos a solucionar. Entre los más usados en los sistemas térmicos se encuentran métodos aproximados para los modelos de parámetros distribuidos y métodos aproximados para los modelos de parámetros concentrados (o agrupados).

a. Métodos de parámetros distribuidos

Los métodos de parámetros distribuidos son todas las técnicas numéricas para la aproximación de solución de ecuaciones diferenciales parciales (EDP). El enfoque más general consiste en la discretización de EDP en el espacio y el tiempo (Bilbao y Smith, 2014; Pesado et al., 2013). Entre los métodos de parámetros distribuidos los más comunes son: el método de diferencias finitas, método de elementos finitos, método de volúmenes finitos, método de elementos de contorno. A continuación se comenta de manera general cada uno de ellos.

i. Método de diferencias finitas

El método de diferencias finitas (MDF) es una aproximación de las derivadas parciales por expresiones algebraicas con los valores de la variable dependiente en un limitado número de puntos seleccionados (Thomé, 2001). Comprende una serie de técnicas discretas donde el dominio de interés es representado por el conjunto de puntos o nodos y la información entre estos puntos generalmente es obtenida utilizando expansiones de la serie de Taylor, de manera que las derivadas espaciales y temporales de la variable dependiente en el nodo son expresadas en términos de los valores de esta variable en los nodos adyacentes del dominio (Lapidus y Pinder, 1999).

La estabilidad y la precisión que tienen los esquemas de diferencias finitas hacen que el método tenga un campo de aplicación más amplio (Fadugba, et al., 2012; Blazek, 2005). Hoy en día, este método es aplicado en diversas etapas de desarrollo de algunos códigos comerciales de la dinámica de fluido computacional (CFD), tal como e-Thermal (Anand, 2004), Modelica (Tummescheit y Eborn, 1998), EASY5 (Hu et al., 2011), SINDA/Fluent (Cullimore y Hendricks, 2004). Sus principales desventajas consisten en el hecho de que no es adecuado para mallas estructuradas (Blazek, 2005; Yip, 2005).

ii. Método de elementos finitos

El método de elementos finitos (MEF) es una técnica numérica para encontrar solución aproximada de ecuaciones diferenciales para los valores de frontera (Thomé, 2001). El procedimiento básicamente envuelve la división del dominio en muchos elementos, convenientemente distribuidos, los cuales pueden ser de forma triangular, cuadrilátera, etc., y usando una interpolación para describir el comportamiento de estos subdominios. Usando el método de aproximados de solución, las ecuaciones diferenciales que gobiernan el dominio se transforman en ecuaciones algebraicas (Thomé, 2001).

A diferencia del MDF, el MEF es adecuado para mallas estructuradas y para la solución de sistemas con geometrías muy complejas (Cardona y Fachinotti, 2014). Este método ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas de mecánica de fluidos, especialmente en los problemas de flujo turbulento (Covello et al., 2014; Bassi et al., 2014; Wang et al., 2014). Se encuentran en el mercado varios paquetes de CFD cuyos códigos fueron desarrollados en base al MEF. Entre los más comunes incluyen: ADINA, ALGOR, COMSOL, FEFLOW, FEMLAB, LS-DYNA (Global Stress Engineers, 2015; CFD-online, 2015). La principal desventaja del MEF es el alto costo computacional para el análisis de problemas transitorios (Feistauer, 2007).

iii. Método de volúmenes finitos

El método de volúmenes finitos (MVF) es un método alternativo para la resolución numérica de problemas en la mecánica de fluidos (Kolditz, 2002). Este método consiste en dividir el dominio en varios volúmenes de control que no se traslapan. El sistema de EDP gobernante del

dominio se integra sobre cada volumen de control. La integración se lleva a cabo especificando los perfiles de variación de la variable dependiente entre los nodos de la malla, de modo de evaluar las integrales resultantes, las cuales entregan como resultados una ecuación algebraica (Niño, 2002). Su formulación matemática se basa en el método de los residuos pesados (ver anexo B).

El MVF tiene muchas ventajas en comparación con los dos anteriores métodos. La solución obtenida asegura implícitamente que magnitudes como la masa, la cantidad de movimiento y la energía se conservan para cualquier grupo de volúmenes de control, y por supuesto, para todo el dominio del problema. Alrededor de 80% de los códigos CFD comerciales son desarrollados en base al MVF (Petrova, 2012). Entre ellos, los más usados son: Ansys Fluent, CFX, Clawpack, Fluent for CATIA V5, star-CD, NSC2KE, OpenFVM, POLYFLOW, (CFD-online, 2015; CESC-ZJU- Hydromechanics, 2003). La principal desventaja del MVF es el tiempo de ejecución del programa, que es mucho más prolongado que los MDF y MEF (Qiao et al., 2014).

iv. Método de elementos de contorno

El método de elementos de contorno (MEC), también conocido como método de elementos de frontera o método de elementos de borde, es una técnica numérica que consiste en resolver EDP en forma de integral sobre la frontera. El método usa las condiciones de frontera dadas para resolver la ecuación integral en la frontera en lugar de tomarse valores en todo el espacio definido por la EDP. Una vez hecho esto, la ecuación integral puede ser utilizada nuevamente para calcular numéricamente la solución en cualquier punto deseado en el interior del dominio (Mushtaq et al., 2009; Bosch-Moreno, 2006).

Este método ha hecho progresos maravillosos para las soluciones de los problemas físicos en diversas áreas de la ciencia y la ingeniería, incluyendo mecánica de fluidos, acústica, electromagnetismo y mecánica de la fractura (Katsikadelis, 2002; Mushtaq et al., 2009). Su principal desventaja es que no se aplica con éxito a los problemas de flujo de fluidos no lineales (Mushtaq et al., 2009).

b. Métodos de parámetros concentrados

Métodos de parámetros concentrados (MPC) son todas las técnicas utilizadas para buscar aproximaciones numéricas a las soluciones de ecuaciones diferenciales ordinarias. Métodos de Euler, de Runge-Kutta, de Newton-Raphson, métodos de múltiples pasos etc., forman la gran familia de los MPC (Asai y Kloeden, 2016; Kalogiratou et al., 2014; Bayen y Siau, 2014; Xu y Prozzi, 2014). Además de ellos, existen métodos como de Líneas y de Fronteras Móviles cuyas aproximaciones de solución se llevan a cabo mediante la transformación del sistema de EDP gobernantes a sistema de EDO (Bilbao y Smith, 2014).

i. Método de líneas

El método de líneas (ML) es una técnica numérica para la aproximación de solución de las EDP en que sólo se discretizan las variables espaciales dejando los términos temporales en forma continua. El ML es un planteamiento híbrido de las diferencias finitas (Caballero-Domínguez, 2006), y es un método adecuado para la solución de problemas de transferencia de calor (Hirota y Ozawa 2006; Selçuk y Ayranc, 2003).

ii. Método de fronteras móviles

El método de fronteras móviles (MFM) consiste en dividir el dominio en volúmenes de control variables de manera que las EDP gobernantes sean integradas sobre las fronteras móviles de cada volumen de control usando de la regla de Leibnitz (Milián-Sánchez, 2011; Bendapudi et al., 2004). El MFM es un método apropiado para la resolución de los modelos dinámicos de sistemas térmicos, tal como los intercambiadores de calor, particularmente en los evaporadores y condensadores en los cuales los límites de fase se mueven con el tiempo (Rasmussen, 2012; Tulapurkar y Khandelwal, 2010). Su principal desventaja es que no puede predecir con certeza el comportamiento durante el arranque y la parada de un sistema (Bendapudi et al., 2002a).

2.1.2 Simulación numérica

La simulación numérica es una herramienta eficaz en las ciencias aplicadas para la determinación de soluciones y la predicción del comportamiento de las mismas, esto sin recurrir a la experimentación. Una simulación numérica difiere de un modelado matemático en que constituye una representación en cada instante del proceso a simular. La simulación numérica suele seguir la siguiente secuencia:

- a. Definir simplificaciones e hipótesis.
- b. Formular el modelo geométrico-matemático mediante un conjunto de ecuaciones que represente al modelo conceptual.
- c. Encontrar un método de resolución numérica de dichas ecuaciones.
- d. Establecer las condiciones en las cuales la resolución del modelo matemático es capaz de explicar las observaciones.
- e. Implementar el modelo en la computadora, es decir, un lenguaje de programación.
- f. Interpretar y validar los resultados.

Entre los requisitos para satisfacer una simulación numérica se puede citar: la estabilidad, la rapidez y la precisión (Ding, 2007). Existen principalmente dos tipos de simulación numérica: *simulación en estado estacionario* y *simulación en estado transitorio o dinámico* (Qiao et al., 2010).

2.2 Modelado numérico en sistemas de compresión de vapor

Los sistemas de compresión de vapor (SCV) representan unos de los sistemas térmicos más complejos para modelar, ya que se componen principalmente de cuatro equipos: evaporador, condensador, compresor y dispositivo de expansión (Figura 2.1) cuyos comportamientos termo-hidrodinámicos son muy distintos (Qiao et al., 2010).

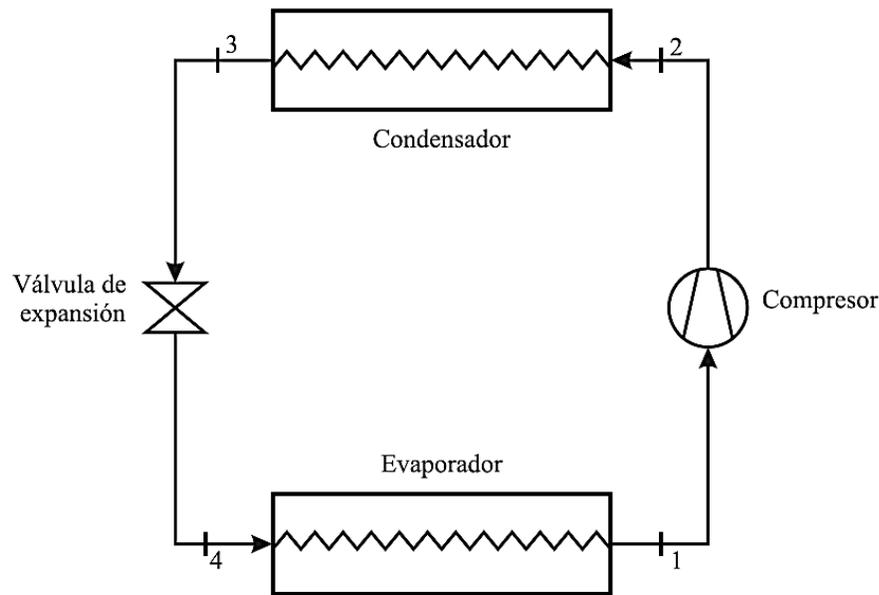


Figura 2.1 Esquema de un ciclo de compresión de vapor simple.

El modelado numérico de SCV persigue dos objetivos principales:

- Predecir el rendimiento del sistema o equipo el cual conduce a un mejor diseño del mismo. Este objetivo se logra mediante la *simulación numérica en estado estacionario* del sistema (Ding, 2007; Winkler, 2009).
- Predecir el comportamiento transitorio del sistema o equipo especialmente durante el arranque y parada, y también cuando el equipo está sometido a un cambio abrupto en las condiciones de operación, esto con el fin de diseñar estrategias de control para la fiabilidad. Esta meta se cumple por medio de la *simulación numérica en estado transitorio* del sistema (Rasmussen, 2012; Tulapurkar y Khandelwal, 2010).

2.2.1 Modelado numérico en estado estacionario

Durante muchos años, los procedimientos de diseño y optimización del coeficiente de desempeño (COP) se ha basado en el análisis en estado estacionario de su funcionamiento (Qiao et al., 2010; Richardson et al., 2002). Los sistemas de refrigeración, bombas de calor y aire acondicionado basados en la compresión mecánica de vapor, han experimentado avances significativos gracias a las aportaciones de esta técnica. En la literatura se encuentran diversos estudios basados en el modelado y simulación numérica en condiciones estacionarias del ciclo

global de refrigeración (Zhou et al., 2010; Navarro-Esbrí et al., 2010), modelado de sistemas de aire acondicionado (Islam et al., 2015; Ding et al., 2013; Sanaye y Malekmohammadi, 2004), y de la bomba de calor (Sheng et al., 2015; Heo et al., 2013; Blanco et al., 2012; Scarpa et al., 2012; Choi et al., 2011; Zhao et al., 2003). Por otro lado, se encuentran trabajos enfocados especialmente a cada componente de ciclo, tal es el caso del condensador (Colorado et al., 2011), de dispositivos de expansión (Ablanque et al., 2015; Tian, et al., 2015; Valdés et al., 2014; Li, 2013; Zhou et al., 2010), del evaporador (Brix et al., 2009; Colorado-Garrido et al., 2007 y 2009), y del compresor (Dutra y Deschamps, 2014; Sanvezzo y Deschamps, 2012; Mathison et al., 2012; Wang et al., 2008; Ribas, 2007). Existen también estudios basados en los intercambiadores de calor de manera global (Lee y Lam, 2014; Waltrich et al., 2010; Jiang et al., 2006).

A pesar de resultados satisfactorios obtenidos en los estudios anteriores, los modelos desarrollados no pueden asegurar una predicción exacta bajo condiciones transitorias, ya que dependen solamente de variables independientes espaciales (Browne y Bansal, 2001). Sin embargo, los modelos dinámicos o transitorios son los más adecuados para la predicción de comportamiento transitorio de sistemas.

2.2.2 Modelado numérico en estado transitorio

En los últimos años, el modelado numérico en estado transitorio de SCV se ha convertido en una técnica muy útil de búsqueda de mejoras energéticas en todas las ramas de la tecnología de compresión de vapor. La Tabla 2.1 lista las principales investigaciones llevadas a cabo en esta área.

Tabla 2.1 Investigaciones en estado transitorio.

Sistema global / componente individual	Autores	Método	Software usado
Refrigeración	Reddy et al., (2014)	RNA	MATLAB
	Schalbart y Haberschill, (2013)	MVF	MATLAB
	Yao et al., (2013)	MPC	-
	Catano et al., (2013)	MPC	-
	Tagliafico, et al., (2012)	MPC	-
	Liang et al., (2010)	MFM	-
	Tulapurkar y Khandelwal, (2010)	MPC	EXCEL/VB
	Hassan et al., (2009)	MFM	MATLAB
	Zhang et al., (2009)	MFM	DYMOLA
	Sørensen y Stoustrup, (2008)	MFM/ MPC	MATLAB
	Bendapudi et al., (2002b)	MVF	C++
	Browne y Bansal, (2002)	MPC	-
Grace y Tassou, (2000)	MVF/ MPC	-	
Aire acondicionado	Li y Sun, (2013)	Método híbrido	FORTTRAN
	Wemhoff y Frank, (2010)	MPC	SINDA/FLUINT
	Brent, (2000)	MDF	SINDA/FLUINT
Bomba de calor	Chamoun et al., (2014)	MFM / MVF	MODÉLICA
	Qiao et al., (2014)	MFM	-
	Chamoun et al., (2012)	MFM / MVF	MODÉLICA
	Cho et al., (2011)	MPC/MVF	-
Evaporador/ Condensador	Pangborn et al., (2015)	MFM / MVF	MATLAB
	Li y Alleyne (2010)	MFM	MATLAB
	Li y Alleyne, (2009)	MFM	MATLAB
	Bendapudi et al., (2008)	MFM / MVF	MATLAB
	Eldredge et al., (2008)	MFM	MATLAB
Evaporador/ Válvula de expansión	Pollock et al., (2014)	MPC	-
	Beghi y Cecchinato (2009)	ML/MVF	-
	Zhang y Zhang, (2006)	MFM	DYMOLA
Evaporador	Zhang y Canova, (2015)	MPC	-
	Kumar et al., (2013)	FSOLVE y ODE45	MATLAB
	Cecchinato et al., (2012)	MFM	MATLAB
	Xue et al., (2012a)	MFM	-
	Yang et al., (2008)	MVF	Fluent
Condensador	Owoeye y Schubring, (2015)	MVF	OpenFOAM
	Xue et al., (2012b)	MFM	-
	Llopis et al., (2008)	MPC	FORTTRAN
Eyector	Clou et al., (2010)	MVF	Fluent
	Guo y Shen, (2009)	MPC	-
Compresor	Negrao et al., (2010)	Semi-empírico	-

De la revisión se deducen las siguientes conclusiones:

- Los intercambiadores de calor son los componentes más afectados por fenómenos transitorios.
- Los modelos transitorios de intercambiadores de calor son generalmente discretizados mediante los métodos de parámetros concentrados y los métodos deterministas. Entre ellos, el MFM y MVF son los más usados.
- El MVF resulta ser el método más robusto para la solución de problemas transitorios, sólo que se ejecuta más lento que el MFM.
- El MFM puede también solucionar los problemas transitorios, pero es muy sensible para los problemas de inestabilidad durante el arranque de un sistema.
- La mayoría de los modelos son desarrollados en una dimensión.
- El software MATLAB es el más usado para la programación de los códigos de los modelos desarrollados.
- Los modelos de dispositivos de expansión y de compresores son basados en correlaciones empíricas.
- No se encuentran muchos trabajos relacionados al modelado dinámico de las válvulas de expansión electrónica y de los compresores alternativos semi-herméticos.

2.3 Modelado numérico de sistemas transcíticos

En esta sección se lleva a cabo una revisión bibliográfica sobre los estudios enfocados en el modelado numérico en estado estacionario y transitorio de los sistemas transcíticos de compresión de vapor. Esta revisión bibliográfica se centra en las investigaciones realizadas en los últimos años.

2.3.1 Modelado numérico en estado estacionario

En este apartado se hace un resumen de las investigaciones realizadas específicamente sobre el modelado numérico en estado estacionario en sistemas transcíticos. Los estudios se agrupan de acuerdo con los componentes del ciclo como se describe en la Figura 2.2.

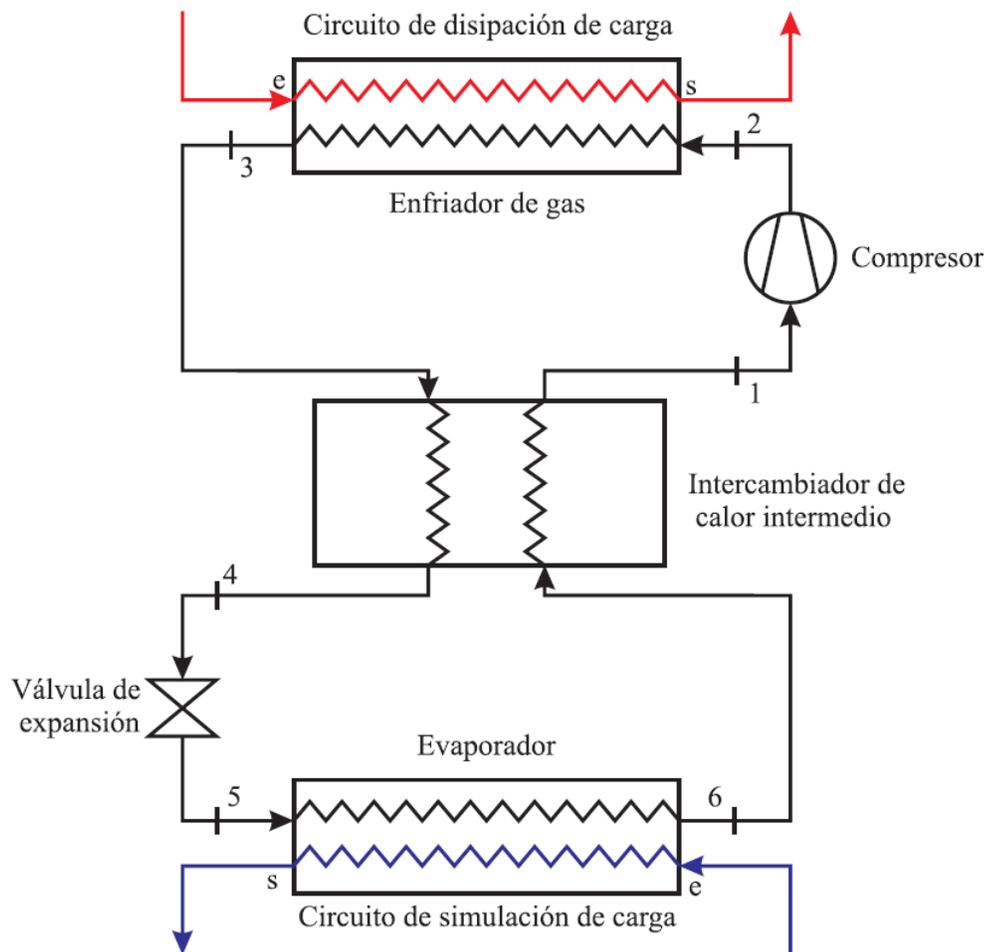


Figura 2.2 Esquema de un ciclo transcítico con intercambiador de calor intermedio.

2.3.1.1 Sistema global

Los estudios basados en el sistema global de compresión de vapor son los más desarrollados en la literatura, ya que proporcionan información general sobre el COP del sistema sin dar mayor detalle sobre el comportamiento de cada componente. Este es el caso de varios estudios realizados sobre los sistemas transcíticos. [Rigola et al., \(2005\)](#) realizaron numéricamente y experimentalmente un estudio comparativo entre un ciclo transcítico y un ciclo convencional. Los resultados tanto numéricos como experimentales mostraron que el ciclo transcítico tiene un COP alrededor de 10% menor que el ciclo convencional. Un estudio similar fue llevado a cabo por [Cho et al., \(2009\)](#) para predecir el COP de ciclos transcíticos simples y complejos. Por otra parte, [Mehta y Eisenhower \(2007\)](#) investigaron mediante un modelo de parámetros concentrados el desempeño de cada componente de un sistema transcítico. [Aidoun y Ouzzane, \(2009\)](#) utilizaron un modelo numérico para simular un sistema de refrigeración transcítico. [Cecchinato et al., \(2010\)](#) desarrollaron un modelo basado en MVF para un sistema de refrigeración transcítico. En el estudio se demostró que la presión del CO₂ a la salida del enfriador de gas no es una variable independiente, pero se expresa como una función de la temperatura del refrigerante. [Mastrullo et al., \(2015\)](#) investigaron mediante un modelo semi-empírico los efectos de las velocidades del compresor y de los ventiladores de los intercambiadores de calor sobre el COP fueron analizados.

[Byon y Domanski, \(2000\)](#) desarrollaron un modelo robusto para analizar evaporadores y enfriadores de gas en corrientes paralelas, contracorrientes y de flujo cruzado de instalaciones de aire acondicionado automotriz. [Kaneko et al., \(2011\)](#) analizaron mediante un modelo numérica la transferencia de calor local en un sistema transcítico para aire acondicionado.

En cuanto a bombas de calor, [White et al., \(2002\)](#) investigaron por medio de un modelo numérico el coeficiente de desempeño del ciclo. [Cecchinato et al., \(2005\)](#) llevaron a cabo un estudio comparativo entre un sistema transcítico y un sistema convencional usando R134a. Por otra parte, [Kim et al., \(2006\)](#) realizaron estudios de prueba y simulación del rendimiento de la bomba de calor transcítica con intercambiador de calor intermedio para el calentamiento de agua. [Agrawal y Bhattacharyya \(2008\)](#) hicieron un estudio similar utilizando un tubo capilar como dispositivo de expansión. [Wang et al., \(2009\)](#) analizaron mediante un modelo estacionario el rendimiento de una bomba de calor transcítica. Los resultados mostraron que las propiedades de transferencia de calor del CO₂ tanto para la región supercrítica como bifásica contribuyen en el incremento del COP del sistema. [Yang et al., \(2010\)](#) desarrollaron un modelo numérico para la bomba de calor incluyendo una válvula de expansión tipo mariposa. El COP del sistema fue simulado para diferentes parámetros de funcionamiento. [Yamaguchi et al., \(2011\)](#) analizaron los efectos de variación en la temperatura de entrada del agua de enfriamiento y la temperatura del aire exterior sobre el COP del sistema de bomba de calor. [Lin et al., \(2013\)](#) propusieron un modelo global para simular una bomba de calor. A diferencia de otros modelos existentes, el modelo propuesto no impone restricciones excesivas tales como la presión de descarga y la presión de succión.

2.3.1.2 Enfriador de gas (gas cooler)

El rápido cambio de las propiedades termofísicas del CO₂ en función de la temperatura durante un proceso isobárico en la región supercrítica, ha limitado el uso de los métodos ϵ -NTU y LMTD para el análisis de enfriadores de gas. Esto ha permitido el desarrollo de métodos numéricos en estado estacionario para los enfriadores de gas con el propósito de predecir el comportamiento local de las propiedades, así como el coeficiente de transferencia de calor (Yang et al., 2010). Liao y Zhao, (2002) estudiaron la transferencia de calor del CO₂ supercrítico en mini/micro-tubos, con especial énfasis en profundizar en el conocimiento del comportamiento de flujo y transferencia de calor del CO₂. El MVF fue utilizado para la discretización y el algoritmo SIMPLER fue usado para la simulación. Se obtuvieron perfiles de velocidad, de temperatura, coeficientes de transferencia de calor y otras propiedades. Chang y Kim, (2006) desarrollaron un modelo numérico en estado estacionario para el enfriador de gas tipo tubo con aletas. Los efectos de los parámetros geométricos sobre la transferencia de calor fueron investigados. Los resultados mostraron que la disminución del área frontal provoca un aumento en la diferencia de temperatura mínima y la disminución de la tasa de transferencia de calor. Ge y Cropper, (2009) propusieron un modelo numérico basado en el método de parámetros distribuidos para predecir el comportamiento de propiedades termofísicas y coeficientes de transferencia de calor local en enfriadores de gas con tubos y aletas. Jiang et al., (2009) investigaron el comportamiento estacionario de coeficientes locales de transferencia de calor del CO₂ en un enfriador de gas vertical. Los resultados mostraron que las variables en las propiedades termofísicas del CO₂ tienen un efecto significativo sobre el coeficiente, de transferencia de calor local, sobre todo cuando la temperatura de CO₂ se acerca a la región crítica (alrededor de 313.15 K). Dang y Hihara, (2010) llevaron a cabo cálculos numéricos para el CO₂ supercrítico que fluye en los tubos en miniatura. Las ecuaciones de gobierno fueron discretizadas mediante el MDF y el procedimiento de iteración se llevó a cabo utilizando el algoritmo SIMPLER. El coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción se estudiaron numéricamente para diferentes valores del diámetro del tubo, la presión, flujo másico y el flujo de calor. Li et al., (2011) realizaron investigaciones experimentales y numéricas sobre la transferencia de calor por convección forzada de CO₂ a presiones supercríticas en el enfriador de gas. El modelo fue basado en el MVF y la simulación en estado estacionario fue realizada mediante CFD-Fluent. Zhang et al., (2011) investigaron la transferencia de calor del CO₂ en un enfriador de gas. El modelo fue basado en el MVF y la simulación fue ejecutada en CFD-Fluent. Sánchez et al., (2012) desarrollaron un modelo numérico en estado estacionario para un enfriador de gas coaxial agua - CO₂. El modelo fue basado en el MVF y los autores analizaron la influencia de diferentes parámetros sobre la efectividad térmica del enfriador de gas. Jadhav et al., (2012) llevaron a cabo una simulación numérica de un enfriador de gas para analizar la transferencia de calor y la caída de presión. Dang et al., (2012) realizaron un análisis numérico del patrón de flujo de mezcla CO₂-aceite para analizar el coeficiente de transferencia de calor. Un modelo de volumen de fluido (VOF) fue desarrollado para el análisis del cambio de fase. Se encontró que la compatibilidad de lubricantes tiene una influencia considerable en la

transferencia de calor en el enfriador de gas. [Yu et al., \(2012\)](#) propusieron un modelo numérico para analizar un intercambiador de tipo tubo en tubo. El modelo fue validado con algunas mediciones existentes en la literatura. [Yu et al., \(2014\)](#) investigaron sobre el rendimiento del enfriador de gas tubo en tubo en contracorriente. Los resultados mostraron que la variación de la temperatura del CO₂ tiende a mostrar una disminución lenta cerca de la región pseudo-crítica cuando se compara con la región de entrada. Este fenómeno se hace más pronunciada a medida que la presión de operación se acerca de su valor crítico. [Gupta y Dasgupta, \(2014\)](#) desarrollaron y validaron un modelo numérico para un enfriador de gas de tubo y aletas. Las ecuaciones de conservación fueron discretizadas por el esquema de diferencias finitas. El COP del sistema se mejora del 5% al 10% manteniendo la velocidad del aire dentro de un rango óptimo. [Ge et al., \(2015\)](#) investigaron mediante modelos de parámetros distribuidos y concentrados los perfiles de temperatura del fluido de trabajo y las tasas de transferencia de calor local en un enfriador de gas. Los resultados mostraron que $\pm 90\%$ de la caída total de temperatura del CO₂ se produce en el 17% de la longitud total del enfriador de gas, esto a partir de la entrada. [Chen et al., \(2015\)](#) realizaron un análisis numérico de la transferencia de calor del CO₂ en un intercambiador compuesto de mini-canales. Los resultados mostraron que el coeficiente de transferencia de calor y el número de Reynolds del CO₂ son mayores en la región pseudo-crítica.

2.3.1.3 Intercambiador de calor intermedio

El intercambiador de calor intermedio (IHX) es uno de los componentes de sistema transcrito en que varias investigaciones se han enfocado en los aspectos termodinámicos. Los pocos estudios que llevaron a cabo en el modelado numérico se han centrado en los modelos estacionarios. Tal es el caso de la investigación llevada a cabo por [Kim et al., \(2005\)](#) en un ciclo transcrito con intercambiador de calor intermedio para la calefacción de agua. En este estudio, el MVF fue usado en el desarrollo del modelo. Se analizaron los efectos de la variación en la longitud del intercambiador de calor sobre el flujo másico de refrigerante, la potencia del compresor, la capacidad de calefacción y el COP, bajo diversas condiciones de operación. Los resultados mostraron que el COP se mejora con el incremento de la longitud del IHX. Posteriormente, [Kim et al., \(2009\)](#) llevaron a cabo un estudio experimental y numérico sobre la transferencia de calor y la caída de presión. El modelo numérico fue basado en el método de Hardy-Cross. Los resultados mostraron que la capacidad frigorífica y la caída de presión incrementan con la longitud del IHX y la temperatura del CO₂ a la salida del enfriador de gas. [Elbel y Hrnjak, \(2004\)](#) investigaron el efecto del IHX sobre el coeficiente de desempeño de un ciclo de refrigeración transcrito con eyector. Los resultados mostraron una sensibilidad en el COP con respecto a los cambios en los parámetros del IHX.

2.3.1.4 Dispositivo de expansión

El dispositivo de expansión es uno de los componentes clave en los sistemas transcritos. Se utiliza no sólo para reducir la presión del refrigerante, sino también para regular la tasa de flujo

másico (Liu et al., 2007). Se encuentran diversas investigaciones enfocadas a las válvulas de expansión, eyectores, tubos capilares y turbinas.

Respecto a las válvulas de expansión, la mayoría de los estudios teóricos son basados en el uso de correlaciones empíricas (Zhang et al., 2006; Park et al., 2007; De Ye et al., 2007; Xue et al., 2008; Chen et al., 2009; Li, 2013; Hou et al., 2014).

En cuanto a los eyectores, Angielczyk et al., (2010) utilizaron un modelo unidimensional para estudiar los fenómenos que ocurren en el flujo bifásico supersónico a través del eyector. Banasiak y Hafner (2011) desarrollaron un modelo matemático unidimensional de un eyector para estudiar la posibilidad de la recuperación de trabajo de expansión. Smolka et al., (2013) presentaron un modelo matemático para simular el flujo compresible transcrito de un fluido real, el cual ocurre dentro de un eyector. Banasiak et al., (2014) utilizaron las herramientas CFD para analizar la irreversibilidad de flujo del eyector. En general se ha demostrado en varias investigaciones que el uso del eyector puede mejorar el COP de los sistemas de refrigeración transcritos o bombas de calor transcricas (Rusly et al., 2005; Bartosiewicz et al., 2005; Bouhanguel et al., 2009; Elbel et al., 2012; Liu et al., 2012a, b; Lucas et al., 2013; Yazdani et al., 2012, 2014).

Respecto a los tubos capilares, Madsen et al., (2005) establecieron un modelo homogéneo para un tubo capilar, la expansión se asumió como isoentálpica. Chen y Gu (2005) desarrollaron un modelo homogéneo no adiabático, donde el refrigerante se somete a un cambio de fase. El modelo fue basado en las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía las cuales fueron discretizadas y programadas en MATLAB. Agrawal y Bhattacharyya (2007, 2008) propusieron un modelo numérico para evaluar el rendimiento de una bomba de calor transcrito simulando varios diseños del tubo capilar. Hermes et al., (2009) investigaron mediante un modelo numérico los fenómenos de expansión isoentálpica en el sistema transcrito. Da Silva et al., (2009, 2011) llevaron a cabo un estudio experimental y teórico de la corriente adiabática del dióxido de carbono a través de tubos capilares. El modelo matemático de Hermes et al., (2008) fue adaptado para el dióxido de carbono como fluido de trabajo. Se evaluó la influencia de las condiciones de operación y geometría del tubo sobre los flujos de calor y de masa. El modelo fue validado con datos experimentales. Wang et al., (2012) llevaron a cabo una simulación numérica de tubos capilares adiabáticos en espiral con el modelo de flujo separado. Tres correlaciones de factores de fricción diferentes se analizaron para el tubo capilar en espiral.

Otro de los componentes que en los últimos años se ha investigado ampliamente son las turbinas como dispositivos de expansión en los sistemas transcritos. Estas permiten recuperar la energía generada por el proceso de expansión (Gonzalves y Parise, 2008; Nagata et al., 2010; Subiantoro y Ooi, 2012). El proceso de expansión es complicado y no puede ser modelado con métodos analíticos simples. Sin embargo, los métodos de simulación numérica son los más adecuados para analizar y diseñar este tipo de dispositivo de expansión (Fukuta et al., 2008). En la literatura se encuentran estudios del comportamiento estacionario de diferentes tecnologías de turbinas.

Fukuta et al., (2009) y Yang et al., (2009) estudiaron turbinas de tipo paleta. Stosic et al., (2002) y Kovacevic et al., (2006) analizaron turbinas tipo tornillo. Huff et al., (2002) desarrollaron un algoritmo que proporciona una estimación del rendimiento de los procesos de compresión y de expansión de desplazamiento positivo. La simulación incluyó los efectos de las fugas internas, transferencia de calor y las pérdidas de la válvula durante el proceso. Nickl et al., (2005) y Baek et al., (2005) investigaron sobre la integración de una turbina de tres etapas en un sistema de refrigeración transcrito.

2.3.1.5 Evaporador

Uno de los puntos de interés en el modelado de los intercambiadores de calor es la predicción de los coeficientes de transferencia de calor. Esos valores dependen de las propiedades termofísicas, los caudales y las dimensiones geométricas de los intercambiadores de calor. En la literatura, el método más extendido para evaluar los coeficientes de transferencia de calor del CO₂ durante la evaporación es mediante el uso de correlaciones empíricas (Yoon et al., 2004; Oh et al., 2008; Park y Hrnjak, 2007). Sin embargo, durante las últimas décadas un nuevo enfoque basado en el modelado numérico atrae más atención en los investigadores. Kim y Bullard (2001) desarrollaron un modelo para evaluar el rendimiento térmico de un evaporador de un sistema de aire acondicionado automotriz. El modelo fue desarrollado sobre la base del MVF. Yun et al., (2007) analizaron numéricamente un evaporador compuesto de micro-canales usando el MVF. Los coeficientes de transferencia de calor del aire y del refrigerante, así como las caídas de presión, se calcularon utilizando las correlaciones existentes que fueron desarrollados para intercambiadores de calor de micro-canales. Los resultados mostraron que el rendimiento del evaporador de micro-canales se puede mejorar mediante la variación de la tasa de flujo del refrigerante y el espesamiento con aletas. Nikitin et al., (2008) desarrollaron un modelo numérico de transferencia de calor a partir de dos modelos para la condensación de vapor del agua y de ebullición del CO₂ líquido. Cheng y Thome, (2009) realizaron simulaciones numéricas de un evaporador de micro-canales de un sistema de refrigeración transcrito. Entre sus resultados, el CO₂ presenta más altos coeficientes de transferencia de calor y las caídas de presión son inferiores en comparación con el evaporador que opera con el refrigerante R236fa. Larbi-Bendaoud et al., (2010) plantearon un algoritmo para el diseño de los equipos de intercambio de calor y la predicción del rendimiento de un evaporador de tipo serpentín de un sistema transcrito. El modelo fue desarrollado en el software FORTRAN. Jin et al., (2011) desarrollaron y validaron un modelo basado en MVF para un prototipo de un evaporador. Los autores examinaron los efectos de seleccionar los diferentes modelos de transferencia de calor del lado de refrigerante y de caída de presión sobre el desempeño de evaporador. Ayad et al., (2012) estudiaron la vaporización del CO₂ en un sistema de aire acondicionado automotriz. Los resultados fueron validados con datos experimentales. Shen et al., (2014) realizaron un estudio experimental y numérico de un evaporador de carcasa y tubos de una bomba de calor transcrito. El modelo numérico fue desarrollado en MATLAB, y la simulación fue llevada a cabo para predecir el desempeño del sistema. Patiño et al., (2014) analizaron por medio de un

modelo numérico la transferencia de calor en un evaporador. Los resultados de análisis de fueron comparados con correlaciones empíricas.

2.3.1.6 Compresor

La necesidad de compresores capaces de funcionar a niveles de alta presión y en condiciones transcricas ha obligado a los principales fabricantes ([Danfoss, 2006](#); [Dorin, 2006](#); [Kaiser, 2006](#); [Bitzer, 2008](#)) a desarrollar nuevos y específicos compresores. Algunos autores han trabajado en el diseño de compresores ([Pei-Yu et al., 2005](#); [Jover et al., 2006](#); [Sato et al., 2011](#)), mientras que otros están orientados en los trabajos experimentales ([Hubacher, 2002](#); [Celik, 2004](#)), así como simulaciones numéricas con el fin de mejorar el funcionamiento de estos.

En relación con el modelado numérico de compresores de sistemas transcricos, [Nieter, \(2006\)](#) analizó numéricamente el desempeño de un compresor de una bomba de calor transcrica para aplicaciones de agua caliente. El modelo fue desarrollado mediante el paquete FEA (Finite Element Analysis). [Kim et al., \(2008\)](#) llevaron a cabo una simulación numérica de una unidad turbina-compresor. Los resultados mostraron que el COP aumenta con la reducción de la temperatura de entrada de la turbina, pero disminuye con el aumento de la presión en la aspiración. [Dugast y Bonnefoi, \(2008\)](#) propusieron un modelo unidimensional para optimizar la eficiencia de un compresor semi-hermético. En este sentido, [Bonnefoi et al., \(2008\)](#) realizaron un trabajo similar mediante un modelo sólido del compresor tridimensional. [Yang et al., \(2013\)](#) desarrollaron un modelo de un compresor alternativo semi-hermético. El modelo fue desarrollado en base al método de Runge-Kutta de cuarto orden. El flujo másico y la potencia del compresor fueron estudiados.

2.3.2 Modelado numérico en estado transitorio

A continuación se presentan una revisión de los trabajos realizados en el área de la refrigeración, climatización o calefacción, donde los modelos dinámicos han sido usados para analizar el comportamiento transitorio ya sea del sistema global o de los componentes principales del sistema.

2.3.2.1 Sistema global

Algunos investigadores han desarrollado modelos dinámicos que permiten predecir el comportamiento transitorio del conjunto de componentes del sistema transcrico. [Pfafferott y Schmitz \(2000\)](#) analizaron mediante un modelo dinámico el desempeño de un sistema transcrico. [Browne y Bansal, \(2002\)](#) desarrollaron un modelo dinámico para predecir el comportamiento transitorio del sistema. [Sienel y Finckh \(2007\)](#) propusieron un modelo dinámico basado el software Dymola para el diseño óptimo y control de sistemas de refrigeración de media y baja temperatura (usados en supermercados). [Salazar-Pereyral y Méndez-Lavielle, \(2011\)](#) plantearon un modelo dinámico para realizar el control térmico de un

sistema transcrito. [Salazar y Méndez, \(2014\)](#) realizaron un análisis de control de circuito cerrado para un sistema transcrito. El modelo fue desarrollado usando el MPC.

[Rasmussen et al., \(2002\)](#) analizaron mediante un modelo dinámico el desempeño del ciclo de un sistema transcrito de aire acondicionado. La simulación numérica se llevó a cabo por medio de MATLAB usando la librería *Thermosys Toolbox*. [Rasmussen y Alleyne, \(2004\)](#) presentaron una metodología para el desarrollo de un modelo dinámico unidimensional de un sistema de aire acondicionado. Cada componente del sistema fue modelado por separado, pero todos los modelos fueron acoplados. El compresor y la válvula de expansión fueron analizados mediante correlaciones empíricas, mientras el enfriador de gas y el evaporador fueron modelados en base al MFM. [Rasmussen et al., \(2005\)](#) desarrollaron un modelo dinámico para el control de un sistema transcrito de aire acondicionado. El modelado fue llevado a cabo de forma iterativa usando técnicas de identificación del sistema.

[Houbak-Jensen et al., \(2013\)](#) plantearon un modelo dinámico de una bomba de calor transcrito. El modelado fue basado en el ML incluyendo el enfriador de gas, evaporador y los almacenamientos térmicos, mientras que el compresor y la válvula de expansión fueron considerados como cuasi-estáticos. [Eslami-Nejad et al., \(2015\)](#) desarrollaron un modelo cuasi-transitorio para una bomba de calor geotérmica. Los autores estudiaron el desempeño del sistema de calefacción y el efecto del tamaño del intercambiador de calor. El modelo fue desarrollado por medio de MVF y simulado en FORTRAN. [Ohkura et al., \(2015\)](#) investigaron mediante simulación numérica la mejora del rendimiento de una bomba de calor transcrito. El modelado fue basado en los métodos de Runge-Kutta y Newton-Raphson. [Hu et al., \(2015\)](#) llevaron a cabo una simulación dinámica de una bomba de calor mediante el software Modélica para fundamentar un control óptimo del COP.

2.3.2.2 Enfriador de gas (gas cooler)

En cuanto al enfriador de gas, en la literatura se encuentra el estudio realizado por [Shi et al., \(2010\)](#) sobre el desarrollo de algoritmos de control y verificación de desempeño de un enfriador de gas. La simulación se llevó a cabo en el software Dymola, donde los resultados mostraron que el modelo de bidimensional predice con mayor precisión el desempeño del enfriador en comparación con el modelo unidimensional. Algunos estudios realizados sobre el enfriador de gas fueron extendidos a otros componentes del ciclo transcrito ([Eslami-Nejad et al., 2015](#); [Salazar y Méndez, 2014](#); [Houbak-Jensen et al., 2013](#); [Salazar-Pereyral y Méndez-Lavielle, 2011](#); [Sienel y Finckh, 2007](#)).

A pesar de las investigaciones muy interesantes llevadas a cabo en el enfriador de gas, no se han encontrado investigaciones en la que el comportamiento dinámico del enfriador de gas ha sido ampliamente analizado.

2.3.2.3 Intercambiador de calor intermedio

Algunos investigadores (Rigola et al. 2010; Rasmussen y Alleyne, 2004; Rasmussen et al., 2002) han comentado sobre el comportamiento dinámico del IHX en los sistemas transcíticos sin mayor detalle. Ninguno de los estudios anteriores ha dado información detallada sobre el comportamiento dinámico del IHX.

2.3.2.4 Dispositivo de expansión

En la literatura no se han encontrado estudios en el que los dispositivos de expansión sean analizados con mayor detalle. La mayoría de los estudios son basados en las correlaciones empíricas (Salazar y Méndez, 2014). Entre las pocas investigaciones relacionadas al modelado dinámico se encuentra el estudio llevado a cabo por Zheng et al., (2015) sobre el desarrollo de un modelo dinámico unidimensional de un eyector de ciclo de refrigeración transcítico. Los resultados mostraron que el aumento de la relación de áreas (transversales) del eyector, incrementa la presión en el enfriador de gas.

2.3.2.5 Evaporador

La mayoría de los modelos dinámicos desarrollados para los evaporadores fueron extendidos a otros componentes del sistema. Esto es el caso de los modelos desarrollados para el conjunto evaporador y enfriador de gas (Salazar y Méndez, 2014; Houbak-Jensen et al., 2013; Salazar-Pereyral y Méndez-Lavielle, 2011; Siemel y Finckh, 2007; Rasmussen et al., 2005; Rasmussen y Alleyne, 2004; Browne y Bansal, 2002; Rasmussen et al. 2002; Pfafferott y Schmitz, 2000) y para el conjunto evaporador y eyector (Zheng et al., 2015). Desafortunadamente, en ninguno de los estudios anteriores se ha dado información detallada sobre los fenómenos dinámicos de cambio de fase que ocurren en los evaporadores de sistemas transcíticos.

2.3.2.6 Compresor

En muchas investigaciones realizadas de los sistemas transcíticos, los efectos dinámicos en los compresores han sido analizados basado en las correlaciones empíricas (Salazar y Méndez, 2014; Browne y Bansal, 2002). El único trabajo desarrollado mediante un método número ha sido el de Rigola et al., (2006a y 2006b).

2.3.2.7 Resumen de los trabajos discutidos

A continuación en la Tabla 2.2 se muestra un resumen de los trabajos discutidos anteriormente. A través de esta información se observa claramente que, los intercambiadores de calor (enfriador de gas y evaporador) han sido los componentes más analizados. Esto debido a que ellos son los componentes más afectados por los cambios dinámicos en las condiciones de operación de sistema transcítico. Por otra parte, el modelado de estos ha sido generalmente basado en los métodos de parámetros concentrados, lo que no ha permitido tener mayor información sobre el

comportamiento local y transitorio del CO₂ así como de los fluidos secundarios. Además, la mayoría de estos métodos son desarrollados en una dimensión, lo que puede resultar en una menor precisión en los resultados, sobre todo en el caso de los intercambiadores caracterizados por una geometría compleja.

En cuanto al modelado dinámico de los dispositivos de expansión (tipo electrónico) y de los compresores (semi-herméticos), la mayoría de los estudios se han basado en las correlaciones empíricas. Esto debido a la complejidad en los mecanismos de estos componentes así como la diversidad de los fenómenos que caracterizan el CO₂ en los mismos.

Tabla 2.2 Resumen de trabajos relacionados al modelado numérico en estado transitorio.

Componente	Autores	Método	Software
Enfriador de gas y Evaporador	Salazar y Méndez, (2014)	MPC	MATLAB
	Houbak-Jensen et al., (2013)	ML	MATLAB
	Salazar-Pereyral y Méndez-Lavielle, (2011)	MPC	MATLAB
	Sienel y Finckh, (2007)	MPC	MODELICA
	Vasel y Schmitz, (2006)	MPC	MODELICA
	Rasmussen y Alleyne, (2004)	MFM	THERMOSYS
	Browne y Bansal, (2002)	MPC	MATLAB
	Rasmussen et al., (2002)	MFM	THERMOSYS
	Pfafferott y Schmitz, (2000)	MPC	MODELICA
Enfriador de gas	Eslami-Nejad et al., (2015)	MVF	FORTRAN
	Shi et al., (2010)	MPC	MODELICA
Intercambiador de calor intermedio	Rasmussen y Alleyne, (2004)	MFM	THERMOSYS
	Rasmussen et al., (2002)	MFM	THERMOSYS
Válvula de expansión	Salazar y Méndez, (2014)	Empírico	MATLAB
Eyector	Zheng et al., (2015)	MFM	THERMOSYS
Evaporador	Zheng et al., (2015)	MFM	THERMOSYS
	Vasel y Schmitz, (2006)	MPC	MODELICA
	Rasmussen et al., (2005)	MFM	THERMOSYS
Compresor	Salazar y Méndez, (2014)	Empírico	MATLAB
	Browne y Bansal, (2002)	Empírico	MATLAB
	Rigola et al., (2006a, b)	MVF	-

2.4 Aportación del trabajo doctoral

En los últimos años, el modelado y simulación numérica en estado transitorio se ha convertido en una técnica muy útil para la búsqueda de mejoras energéticas en los sistemas termoenergéticos. Por ejemplo, el uso de esta técnica en los sistemas convencionales de compresión de vapor, ha permitido entender con mayor detalle el comportamiento de los mismos durante la operación del sistema y así, diseñar mecanismos de control y mejoras que puedan afectar al desempeño energético de estos sistemas, inclusive, la búsqueda de incrementos significativos cuando éstos trabajan en modo refrigeración.

Hoy en día, frente al problema de rendimiento que adolecen los sistemas transcíticos en modo refrigeración, el uso de la técnica de modelado dinámico en la búsqueda de mejoras energéticas en los mismos puede ser una opción prometedora.

Entre los resultados al desarrollar este trabajo doctoral, se espera contribuir en la obtención de una mayor información sobre el comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO₂ así como de los parámetros energéticos de transferencia de calor en todos los intercambiadores calor de la instalación experimental bajo estudio. Dicha información conducirá a evaluar la efectividad térmica de cada equipo de intercambio de calor con el fin de estimar las pérdidas que podría tener el COP debido a las inestabilidades en las propiedades del refrigerante durante cambios en las condiciones de operación de la instalación. En base a estos resultados, se hará una propuesta de nuevos rangos de condiciones de operación de la instalación experimental que pueden conducir a un posterior diseño de los dispositivos de control o diseño óptimo de los componentes más afectados. Todo esto con la finalidad de mejorar el coeficiente de desempeño del sistema bajo estudio.

2.5 Conclusiones parciales

En este capítulo se ha proporcionado información relevante sobre los conocimientos básicos del modelado y simulación numérica aplicada a los sistemas de compresión de vapor, haciendo énfasis en los sistemas transcíticos.

Se han identificado los componentes más afectados por los cambios dinámicos de las condiciones de operación los cuales pueden ser analizados por medio de simulación numérica. En base a la revisión bibliográfica, los intercambiadores de calor (enfriador de gas, intercambiador de calor intermedio y evaporador) fueron seleccionados como los componentes más afectados por la inestabilidad durante el arranque o cambios en las condiciones de operación de sistema transcítico.

Los métodos de solución más apropiados para la discretización de las ecuaciones gobernantes de cada modelo también fueron reportados. Sin embargo, el método de volúmenes finitos fue elegido como la técnica numérica de discretización más adecuada para el modelado y simulación numérica en estado estacionario y transitorio de los equipos de intercambio de calor seleccionados. El código comercial ANSYS Fluent se ha visto como una buena herramienta computacional para este análisis, ya que basado en el método de volúmenes de finitos contiene esquemas numéricos muy adecuados para modelar flujos, turbulencias, transferencias de calor, fenómenos de cambio de fase, etc. Además, el software ANSYS Fluent es muy potente para simular modelos geométricos caracterizados por mallas no estructuradas, flexibles o deformables.

Referencias

- Milián-Sánchez, V. Desarrollo de un modelo dinámico reducido de un sistema de refrigeración industrial basado en el ciclo de compresión de vapor. Tesis doctoral, Valencia, Diciembre de 2011.
- Ablanque, N., Oliet, C., Rigola, J., Oliva, A. Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes. Special emphasis on the near-saturation zone. *International Journal of Refrigeration* 55 (2015) 153-167.
- Agrawal, N., Bhattacharyya, S. Adiabatic capillary tube flow of carbon dioxide in a transcritical heat pump cycle. *Int. J. Energy Res.* 31(2007) 1016-1030.
- Agrawal, N., Bhattacharyya, S., 2008. Homogeneous versus separated two phase flow models: adiabatic capillary tube flow in a transcritical CO₂ heat pump. *Int. J. Thermal Sci.* 47, 1555-1562.
- Aidoun, Z., Ouzzane, M. A model application to study circuiting and operation in CO₂ refrigeration coils, *Appl. Therm. Eng.* 29 (11-12) (2009) 2544-2553.
- Angielczyk, W., Bartosiewicz, Y., Butrymowicz, D., Seynhaeve, J.M. 1-D modeling of supersonic carbon dioxide two-phase flow through ejector motive nozzle, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 12-15, 2010.
- Asai, Y., Kloeden, P.E. Multi-step methods for random ODEs driven by Itô diffusions. *Journal of Computational and Applied Mathematics* 294 (2016) 210-224.
- Ayad, F., Benelmir, R., Souayed, A. CO₂ evaporators design for vehicle HVAC operation. *Applied Thermal Engineering* 36 (2012) 330-344.
- Banasiak, H, Hafner, A. 1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery. *International Journal of Thermal Sciences* 50 (2011) 2235-2247.
- Banasiak, K., Hafner, A., Andresen, T. Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump. *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 1617-1625.
- Banasiak, K., Palacz, M., Hafner, A., Bulinski, Z., Smółka, J., Nowak, A.J., Fic, A. A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis. *International Journal of Refrigeration* 40 (2014) 328-337.
- Bansal, P.K., Wang, G. Numerical analysis of choked refrigerant flow in adiabatic capillary tubes. *Appl. Therm. Eng.* 24 (2004) 851-863.
- Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., Desevaux, P., Mercadier, Y. Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors. *Int. J. Heat. Fluid Flow* 26 (2005) 56-70. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.07.003>.

- Bassi, F., Ghidoni, A., Perbellini, A., Rebay, S., Crivellini, A., Franchina, N., Savini, M. A high-order Discontinuous Galerkin solver for the incompressible RANS and $k-\omega$ turbulence model equations, *Computers & Fluids*, Volume 98, 2 July 2014, Pages 54-68
- Bayen, A.M., Siauw, T. Chapter 19 – Ordinary Differential Equations (ODEs). *An Introduction to MATLAB® Programming and Numerical Methods for Engineers 2015*, Pages 277-299.
- Belman-Flores, J.M., Ledesma, S.E. Garcia, M.G., Ruiz, J., Rodríguez-Muñoz, J.L. Analysis of a variable speed vapor compression system using artificial neural networks. *Expert Systems with Applications* 40 (2013) 4362-4369.
- Bendapudi, S., Braun, J. E., and Groll, E. A. A Dynamic Model of A Vapor Compression Liquid Chiller. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2002, Paper 568. Available from: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/568>
- Bendapudi, S., Braun, J. E., Groll, E. A. "A Dynamic Model of A Vapor Compression Liquid Chiller" (2002b). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 568. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/568>
- Bendapudi, S., Braun, J.B., Groll, E.A. A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers. *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 1437–1452.
- Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A., "Dynamic Modeling of Shell-and-Tube Heat-Exchangers: Moving Boundary vs. Finite Volume" (2004). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 649. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/649>
- Bilbao, S., and Smith, J.O. *Discrete-Time Lumped Models*. Center for Computer Research in Music and Acoustics. Stanford, California 94305, 2014. Available from: <https://ccrma.stanford.edu/~jos/NumericalInt/NumericalInt.pdf>
- Bitzer, Transcritical compressors, Commercial catalogue, 2008. <<http://www.r744.com/component/files/pdf/kp-130-3.pdf>>.
- Blanco, D.L., Nagano, K., Morimoto M. Steady state vapor compression refrigeration cycle simulation for a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses. *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 1833-1847.
- Blazek, J. (2005). *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Second Edition. CFD Consulting and Analysis, St Augustin, Germany.
- Bonnefoi, P., Dugast, P., Bernardi, J. High Efficient CO₂ transcritical Reciprocating Compressor. Part II: Valve plate and cylinder head 3D thermal & flow optimization. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, July 14-17, 2008.
- Bosch-Moreno, J.F. *Métodos finitos. Trabajo de grado para optar al título de: Especialista en Modelación, Simulación, y Optimización de Sistemas*, Universidad Pontificia Bolivariana Instituto De Energía Y Termodinámica Medellín, 2006.

- Bouhanguel, A., Desevaux, P., Gavignet, E. Flow visualization in supersonic ejectors using laser tomography techniques. In: International seminar on ejector/jet-pump technology and applications, Louvain-la Neuve, Belgium, 2009.
- Brent A.C. Vapor Compression Cycle Air Conditioning: Design and Transient Simulation. C&R White Paper, Revision 0, May 13, 2000.
- Brix, W., Kærn, M.R., Elmegaard, B. Modelling refrigerant distribution in microchannel evaporators. *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1736-1743.
- Browne M.W., Bansal P.K. An elemental NTU- ϵ model for vapour-compression liquid chillers. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 612-627.
- Browne, M.W., Bansal, P.K. Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers, *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 597-610.
- Butcher, J.C. *The Numerical Analysis of Ordinary Differential Equations Runge–Kutta and General Linear Methods*, A. Wiley-Interscience Publication. John Wiley & Sons, Ltd., Chichester, 1987.
- Byon, J. S., and Domanski, P. A. “Semi-theoretical simulation model for transcritical carbon dioxide mobile A/C system,” *ASHRAE Transactions* (2000) 1576-1586.
- Caballero, F., Vicente, L. Coupled difusión on the NO + H₂ reaction on Pt (100): chemical wave pattern formation by defects. *Chemical Engineering Journal* 106 (2005) 229-240.
- Caballero-Domínguez, F.D. El método de las líneas y su aplicación en problemas de ingeniería de alimentos: secado en lechos fluidizados. *Investigación Universitaria Multidisciplinaria - Año 5, N°5, Universidad Simón Bolívar, diciembre 2006.*
- Cardona, A., Fachinotti, V. (2014). *Introducción al Método de los Elementos Finitos*, Curso de MEF. Cimec (UNL/Conicet), Santa Fe, Argentina. Available from: http://www.cimec.org.ar/twiki/pub/Cimec/CursoFEM/cursofem_0.pdf
- Catano, J., Zhang, T., Wen, J.T., Jensen, M.K., Peles, Y. Vapor compression refrigeration cycle for electronics cooling – Part I: Dynamic modeling and experimental validation, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 66 (2013) 911-921.
- Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M. Design and experimental analysis of a carbon dioxide transcritical chiller for commercial refrigeration, *Applied Energy* 87 (2010) 2095-2101
- Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zamboni, L. “Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution,” *Int. Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1250- 1258.
- Cecchinato, L., Mancini, F. An intrinsically mass conservative switched evaporator model adopting the moving-boundary method. *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 349-364.

- Celik, A., Performance of two-Stage CO₂ refrigeration cycles. PhD Thesis. Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, College Park, 2004.
- CESC-ZJU- Hydromechanics, Computational Fluid Dynamics, Center for Engineering and Scientific Computation, Zhejiang University 2003. Available from: http://www.cesc.zju.edu.cn/learningcenter/fluidlist_e.htm
- CFD-online, GNU Free Documentation License 1.2., 10 August 2015. Available form: http://www.cfd-online.com/Wiki/Codes#Commercial_codes
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Peureux, J.L. Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 44 (2014) 177-188.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F. Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 1080-1091.
- Chang, Y., Kim, M. "Modeling and Performance Simulation of Gas Cooler for CO₂ Heat Pump System" (2006). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 764. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/764>
- Chen, L., Chen, Y.M., Sun, M.H., Zhang X.R. Investigation of trans-critical CO₂ horizontal mini-channel flow with multi-peak heat transfer behaviors. *Annals of Nuclear Energy* 75 (2015) 559-569.
- Cheng, L., Ribatski, G., Thome, J.R., 2008. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: part II e an updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 51, 125-135.
- Cho, H. Lee, M.Y. Kim, Y. "Numerical evaluation on the performance of advanced CO₂ cycles in the cooling mode operation," *Applied Thermal Engineering*, Vol.29, pp.1485-1492, August 2009.
- Cho, J. W., Lee, G., Kim, M.S. Numerical study on the steady state and transient performance of a multi-type heat pump system. *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 429-443.
- Clou, S., Brooks, M.J., Bogi, B., Lear, W.E. Sherif, S.A., Khalil, E.E. Modeling of transient ejector performance with application to a pulse refrigeration system. 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit 25 - 28 July 2010, Nashville, TN.
- Colorado, D., Hernández, J.A., García-Valladares, O., Huicochea, A., Siqueiros, J. Numerical simulation and experimental validation of a helical double-pipe vertical condenser. *Applied Energy* 88 (2011) 2136-2145.
- Colorado-Garrido, D., Santoyo-Castelazo, E., Hernandez, J. A., García-Valladares, O., Juarez-Romero, D., Siqueiros, J. Numerical simulation for the heat transfer of a helical double-pipe vertical evaporator. *Proceedings of European Congress of Chemical Engineering (ECCE-6) Copenhagen, 16-20 September 2007.*

- Colorado-Garrido, D., Santoyo-Castelazo, E., Hernández, J.A., García-Valladares, O., Siqueiros, J., Juárez-Romero, D. Heat transfer of a helical double-pipe vertical evaporator: Theoretical analysis and experimental validation. *Applied Energy* 86 (2009) 1144-1153.
- Covello, V., Nigro, A., De Bartolo, C., Florio, G. High-order Discontinuous Galerkin Solutions of Internal Low-mach Number Turbulent Flows, *Energy Procedia*, Volume 45, 2014, Pages 528-537
- Da Silva, D.L., Hermes, C.J.L., Melo, C., Gonçalves, J.M., Weber, G. C., 2009. A study of carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes. *Int. J. Refrigeration* 32, 978-987.
- Da Silva, D.L., Ronzoni, A.F., Melo, C., Hermes, C.J.L. A study of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes. *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 834-843.
- Danfoss, Agreencompressor–cleanthinking, Commercial catalogue, 2006 <<http://compressors.danfoss.com/products/quickreference/comp-co2r744.htm>>.
- Dang, C., and Hihara, E. Numerical study on in-tube laminar heat transfer of supercritical fluids. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1567-1573.
- Dang, C., Arai, S., Hihara, E. "Numerical Simulation of Two-Phase Flow Pattern of Supercritical Carbon Dioxide with PAG-Type Lubricating Oil in Gas Cooler" (2012). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 1339. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1339>
- Ding, G. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *Int. J. Refrigeration* 30 (2007) 1119-1133.
- Ding, G.L., Wang, T.T., Gao, J.D., Zheng, Y.X., Gao, J.Y., Song, F. Developing simulation tools for design of low charge vapour compression refrigeration systems, 8th International Conference on Compressors and their Systems, ISBN: 978-1-78242-169-6, 697-706, City University London, 2013.
- Dorin, M. Transcritical and subcritical compressors, Commercial catalogue, 2006. <http://www.dorin.com/documents/Download/19/CO2_ctg_0804A.pdf>.
- Dugast, P., and Bonnefoi, P. "High Efficient CO2 Trans-Critical Reciprocating Compressor Part I: Valve Plate and Cylinder Head 1 D Flow Optimization" (2008). *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1833. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1833>
- Dutra .T., Deschamps, C.J. Development of a Lumped-Parameter Model for Hermetic Reciprocating Compressor with Thermal-Electrical Coupling. 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 14-17, 2014
- Eckhardt, R. Stan Ulam, John von Neumann, and the Monte Carlo method, *Los Alamos Science*, Special Issue 15 (1987) 131-137.

- Elbel, S. W. and Hrnjak, P.S., "Effect of Internal Heat Exchanger on Performance of Transcritical CO₂ Systems with Ejector" (2004). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 708. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/708>.
- Elbel, S., Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. *Int. J. Refrigeration* 34 (2011) 1545-1561.
- Elbel, S., Reichle, M., Bowers, C., Hrnjak, P., Integration of a two-phase ejector into a compact, lightweight unitary-type air-conditioner using R744 for energy efficient operation in hot climates. In: Proc. of 10th IIR Gustav-Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. Delft, the Netherlands. (2012)
- Eldredge, B.D., Rasmussen, B.P., Alleyne, A.G. Moving-Boundary Heat Exchanger Models with Variable Outlet Phase. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. November 2008, Vol. 130 / 061003-1.
- Eslami-Nejad P., Ouzzane, M., Aidoun, Z. A quasi-transient model of a transcritical carbon dioxide directexpansion ground source heat pump for space and water heating, *Applied Thermal Engineering* 91 (2015) 259-269.
- Fadugba, S., Nwozo, C., Babalola, T. The Comparative Study of Finite Difference Method and Monte Carlo Method for Pricing European Option. *Mathematical Theory and Modeling*. Vol.2, No.4 (2012) 60-67.
- Feistauer, M. Finite Volume and Finite Element Methods in CFD (Numerical Simulation of Compressible Flow). Faculty of Mathematics and Physics, Charles University, Prague 2007. Available from: http://www.mat.univie.ac.at/~wk/feist_wien_text.pdf
- Fukuta, M., Higasiyama, M., Yanagisawa, T., Ogi, Y. Observation of CO₂ Trans-Critical Expansion Process. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 14-17, 2008.
- Fukuta, M., Yanagisawa, T., Higashiyama, M., Ogi, Y., Performance of vane-type CO₂ expander and characteristics of transcritical expansion process. *HVAC R. Res.* 15 (2009) 711-727.
- García-Valladares, O., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A. Numerical simulation of capillary tube expansion devices behavior with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part I: mathematical formulation and numerical model. *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 173-182.
- Ghazi, M. Ahmadi, P., Sotoodeh, A.F., Taherkhani, A. Modeling and thermo-economic optimization of heat recovery heat exchangers using a multimodal genetic algorithm. *Energy Conversion and Management* 58 (2012) 149-156.
- Gigerenzer, G., Digital Computer: Impact on the Social Sciences. *International Encyclopedia of the Social and Behavioral Sciences*. 2001, Pages 3684-3688.

- Global Stress Engineers, List of finite element software packages, April 2015, available from: <http://www.globalstressengineers.info/2013/02/list-of-finite-element-software-packages/>
- Gonzalves, V. A. and Parise, J.A. R., "A Study on the Reduction of Throttling Losses in Automotive Air Conditioning Systems Through Expansion Work Recovery" (2008). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 882. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/882>
- Grace, I. N., Tassou, S.A. "Dynamic Simulation of Liquid Chillers" (2000). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 512. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/512>
- Gupta, D.K., Dasgupta, M.S. Simulation and performance optimization of finned tube gas cooler for trans-critical CO₂ refrigeration system in Indian context. International Journal of Refrigeration 38 (2014) 153-167.
- Hassan, J.M., Tarrad, A.H., Abdullah, M.N. A Dynamic Modeling Capability for Subcritical Vapor Compression Refrigeration System, Eng. & Tech. Journal ,Vol.27, No.13,2009.
- Heo, J., Yun, R., Kim, Y. Simulations on the performance of a vapor-injection heat pump for different cylinder volume ratios of a twin rotary compressor. (2013)
- Hermes, C.J.L., Da Silva, D.L., Melo, C., Gonçalves, J.M., Weber, G. C., 2009. Algebraic solution of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes. Int. J. Refrigeration 32, 973-977.
- Hermes, C.J.L., Melo, C., Gonçalves, J.M., Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: a simplified approach and comprehensive experimental validation. Int. J. Refrigeration 31 (2008) 1358-1367.
- Hirota, C., Ozawa K. The method of lines solution of the discrete ordinates method for radioactive heat transfer in enclosures containing scattering media. Numerical Heat Transfer Part B: Fundamentals, 43 (2003) 179-201.
- Hou, Y., Liu, C., Ma, J., Cao, J., Chen, S. Mass flowrate characteristics of supercritical CO₂ flowing through an electronic expansion valve. International Journal of Refrigeration 47 (2014) 134-140.
- Houbak-Jensen, L., Holten, A. Boje Blarke, M. Dynamic analysis of a dual-mode CO₂ heat pump with both hot and cold thermal storage. Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. IMECE2013. November 15-21, 2013, San Diego, California, USA
- Hubacher, B., Groll, E.A. Measurement of performance of carbon dioxide compressors. Air-conditioning and refrigeration technology institute, ARTI 21-CR/611-10070-01, 2002.
- Islam, M.R., Jahangeer, K.A., Chua, K.J. Experimental and numerical study of an evaporatively-cooled condenser of air-conditioning systems. Energy 87 (2015) 390-399.

- Jadhav, N.P., Deshmukh, S., Lele, M.M. Numerical Simulation of Fin and Tube Gas Cooler for Transcritical CO₂ Air Conditioning System. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)* Vol. 1 Issue 10, December- 2012.
- Jiang, H., Aute, V., Radermacher, R. CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 601-610.
- Jiang, P., Zhao, C., Deng, J. and Zhang, W. "Experimental Investigation of Local Heat Transfer of Carbon Dioxide at Super-Critical Pressures in a Vertical Tube and Multi-Port Mini-Channels Under Cooling Conditions" (2008). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 892. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/892>
- Jiang, P., Zhao, C., Shi, R., Chen, Y., Ambrosini, W. Experimental and numerical study of convection heat transfer of CO₂ at super-critical pressures during cooling in small vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 4748-4756.
- Jover, J., Jornet, M., Pons, J., Serra, J.M. Feasibility of a R744 compressor for light commercial appliances, In: *International Compressor Engineering Conference*, Purdue, Indiana USA, 2006.
- Kaiser H. (Bock Kältemaschinen GmbH). New compressor solutions for the refrigerant CO₂, in: *DKV Conference (Ed.)*, Dresden, Germany, 2006. <http://www.r744.com/component/files/pdf/Bock_Compressors_CO2.pdf>.
- Kaneko, A., Katsuta, M., Oshiro, T., Bae, S., Komatsu, S., Ohno, Y. The Development of Performance Prediction Methods for an Automotive CO₂ A/C Cycle. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, JUNE 2011, Vol. 3 / 021004-1.
- Katsikadelis, J.T. "Boundary Elements Theory and Applications", First edition, Elsevier, Oxford, 2002.
- Keyvanloo, K., Sedighi, M., Towfighi, J. Genetic algorithm model development for prediction of main products in thermal cracking of naphtha: Comparison with kinetic modeling. *Chemical Engineering Journal* 209 (2012) 255–262
- Kim, D.H., Lee, J.H., Cho, J.Y., Kwon, Y.C. Study on heat transfer and pressure drop characteristics of internal heat exchangers in CO₂ system under cooling condition, *Heat Mass Transfer*, DOI 10.1007/s00231-009-0556-z. (2009).
- Kim, H.J., Ahn, J.M., Cho, S.O., Cho, K.R. Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO₂ trans-critical cycles. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1654-1661.
- Kim, M.H., Bullard, C.W. Development of a micro-channel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system. *Energy* 26 (2001) 931-948.
- Kim, S. G., Kim, Y. J., Lee, G., Kim, M. S. "The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot waterheating," *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 28 (2005) 1064-1072.

- Kim, S.G., Kim, M.S. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant, *Int. J. Refrigeration* 25 (8) (2002) 1093-1101.
- Kim, S.G., Kim, Y.J., Lee, G., Kim, M.S. The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating. *Int. J. Refrigeration* 28 (2005) 1064-1072.
- Kolditz O. *Computational Methods in Environmental Fluid Mechanics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002, Pages 373. ISBN: 978-3-642-07683-1 (Print) 978-3-662-04761-3 (Online)
- Kovacevic, A., Stosic, N., Smith, I.K. Numerical simulation of combined screw compressor-expander machines for use in high pressure refrigeration systems. *Simulation Modelling Practice and Theory* 14 (2006) 1143–1154.
- Kumar, D., Kumar, V., Singh, V.P. Modeling and dynamic simulation of mixed feed multi-effect evaporators in paper industry. *Applied Mathematical Modelling* Volume 37, Issues 1–2, January 2013, Pages 384-397.
- Larbi-Bendaoud, A., Ouzzane, M., Aidoun, Z., Galanis, N. A new modeling procedure for circuit design and performance prediction of evaporator coils using CO₂ as refrigerant. *Applied Energy* 87 (2010) 2974-2983.
- Ledesma, S., Belman-Flores, J.M. Application of artificial neural networks for generation of energetic maps of a variable speed compression system working with R1234yf. *Applied Thermal Engineering* 69 (2014) 105-112.
- Ledesma, S., Belman-Flores, J.M. Statistical analysis of the energy performance of a refrigeration system working with R1234yf using artificial neural networks. *Applied Thermal Engineering* 82 (2015) 8-17.
- Lee, C.K., Lam, H.N. Simplified explicit calculation algorithms for determining the performance of refrigerant coils in vapour-compression systems. *Int. J. Refrigeration* 38 (2014) 178-188.
- Li, B., Alleyne, A.G. A Full Dynamic Model of a HVAC Vapor Compression Cycle Interacting with a Dynamic Environment. American Control Conference Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA, June 10-12, 2009.
- Li, B., Alleyne, A.G. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations, *International Journal of Refrigeration* 33 (2010) 538 -552.
- Liang, N., Shao, S., Tian, C., Yan, Y. Dynamic simulation of variable capacity refrigeration systems under abnormal conditions. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1205-1214.
- Liao, S. M. and Zhao, T. S. A numerical investigation of laminar convection of supercritical carbon dioxide in vertical mini/micro tubes. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, Volume 2, Nos. 2/3/4, 2002.
- Lin, K.H., Kuo C.S., Hsieh, W.D., Wang, C.C. Modeling and simulation of the transcritical CO₂ heat pump system. *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 2048-2064.

- Lions, J.L. and Magenes, E. *Problèmes aux Limites non Homogènes et Applications*, vol. 1, Dunod, Paris, 1968.
- Liu J., Chen, J., Ye Q., Chen, Z. A new model for depicting mass flow rate characteristic of electronic expansion valves. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2007) 214-219.
- Liu, F., Groll, E., Li, D., Investigation on performance of variable geometry ejectors for CO₂ refrigeration cycles. *Energy* 45 (1) (2012a) 829-839. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.07.008>.
- Liu, F., Groll, E., Li, D., Modeling study of an ejector expansion residential CO₂ air conditioning system. *Energy Build.* (2012b) 127-136. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.07.008>.
- Llopis, R., Cabello, R. and Torrella, E. A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant', *International Journal of Thermal Sciences* 47 (2008) 926-934.
- Llopis, R., Cabello, R., Torrella, E. A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant. *International Journal of Thermal Sciences* 47 (2008) 926-934.
- Lucas, C., Koehler, J., Schroeder, A., Tischendorf, C. Experimentally validated CO₂ ejector operation characteristic used in a numerical investigation of ejector cycle. *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 881-891.
- Lucas, C., Koehler, J., Schroeder, A., Tischendorf, C., Experimentally validated CO₂ ejector operation characteristic used in a numerical investigation of ejector cycle. *Int. J. Refrigeration* 36 (3) (2013) 881-891. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.035>.
- Madsen, K.B., Poulsen, C.S., Wiesenfarth, M. Study of capillary tubes in a transcritical CO₂ refrigeration system. *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 1212-1218.
- Mastrullo, R., Mauro, A.W., Perrone, A. A model and simulations to investigate the effects of compressor and fans speeds on the performance of CO₂ light commercial refrigerators. *Applied Thermal Engineering* 84 (2015) 158-169.
- Mathison, M.M., Braun, J.E., Groll, E.A. Modeling of a Novel Spool Compressor with Multiple Injection Ports. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2243. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2243>
- Mehta P.G., Eisenhower, B.A., Computational Modeling and Analysis of Multiple Steady States in Vapor Compression Systems. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* vol. 2 (2007) 132-140
- Metropolis, N. The beginning of the Monte Carlo method, *Los Alamos Science*, Special Issue 15 (1987) 125-130.
- Nagata, H., Kakuda, M., Sekiya, S., Shimoji, M., and Koda, T. "Development of a Scroll Expander for the CO₂ Refrigeration Cycle" (2010). *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1952. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1952>

- Navarro-Esbrí, J., Ginestar, D., Belman, J.M., Milián, V., Verdú, G., Application of a lumped model for predicting energy performance of a variable-speed vapour compression model. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 286-294.
- Negrao, C.O. R., Erthal, R. H., Andrade, D.E.V., and Silva, L.W. "An Algebraic Model for Transient Simulation of Reciprocating Compressors" (2010). International Compressor Engineering Conference. Paper 2032. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2032>
- Nickl, J., Will, G., Quack, H., Kraus, W.E. Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1219–1224.
- Nieter, J.J., "Experiences with Application of a CO₂ Reciprocating Piston Compressor for a Heat Pump Water Heater" (2006). International Compressor Engineering Conference. Paper 1722. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1722>
- Niño Y. Método de los Volúmenes Finitos: Modelación Numérica en Ingeniería Hidráulica y Ambiental, Departamento de Ingeniería Civil, Universidad de Chile, Sem. Primavera, 2002
- Oh, H.K., Ku, H.G., Roh, G.S., Son, C.H., Park, S.J. Flow boiling heat transfer characteristics of carbon dioxide in a horizontal tube, *Appl. Therm. Eng.* 28 (2008) 1022-1030.
- Owoeye, E.J., Schubring, D.J. Numerical simulation of vapor bubble condensation in turbulent sub-cooled flow boiling. *Nuclear Engineering and Design* 289 (2015) 126–143.
- Pangborn, H., Alleyne, A.G., Wu, N. A comparison between finite volume and switched moving boundary approaches for dynamic vapor compression system modeling. *International Journal of Refrigeration* 53 (2015) 101-114.
- Park, C.Y., Hrnjak, P.S. CO₂ and R410A flow boiling heat transfer, pressure drop, and flow pattern at low temperatures in a horizontal smooth tube, *Int. J. Refrig.* 30 (2007) 166-178.
- Pei-Yu, Y., Tse-Liang, H., Yu-Choung, C., Ching-Huan, T., Hsiu-Hui, W. Dimensional analysis and design of scroll wrap of CO₂ scroll compressor, in: International Institute of Refrigeration (Ed.), *Commercial Refrigeration/Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*, Vicenza, Italy, 2005.
- Pesado, P., Thomas, P., Bertone, R., Ramón, H., Pasini, A., Ibañez, E., Estrebou, Marrero, C.L., Delia, L., Galdámez, N., Ripodas, A., Aguirre, V. *Métodos y Procesos para Sistemas Distribuidos. Experiencias. XV Workshop de Investigadores en ciencias de la computación. 2013-Parana-Entre Ríos.*
- Petrova R. *Finite Volume Method – Powerful Means of Engineering Design.* Publishing Process Manager Romana Vukelic, Technical Editor Teodora Smiljanic, Cover Designer InTech Design Team, March, 2012, Croatia.
- Pfafferott T, Schmitz G. Numeric simulation of an integrated CO₂ cooling system. In: *Proceedings of the 1st Modelica Workshop 2000, Lund, Sweden, Modelica Association, 23-24 October 2000.*

- Pollock, D.T., Yang, Z., Wena, J.T., Peles, Y., Jensen, M.K. Model-based control of vapor compression cycles for transient heat-flux removal. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 77 (2014) 662-683.
- Qi, P.C., He, Y.L., Wang, X.L., Meng, X.Z., Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical CO₂ heat pump water heater. *Appl. Therm. Eng.* 56 (2013) 120-125.
- Qiao, H., Aute, V., Radermacher, R., Reinhard, "An Improved Moving Boundary Heat Exchanger Model with Pressure Drop" (2014). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 1414. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1414>
- Qiao, H., Radermacher, R., and Aute, V. A Review for Numerical Simulation of Vapor Compression Systems. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2010. Paper 1090.
- Qiu L., Deng W., Hesthaven J.S. Nodal discontinuous Galerkin methods for fractional diffusion equations on 2D domain with triangular meshes, *Journal of Computational Physics*, Volume 298, 1 October 2015, Pages 678-694.
- Rasmussen B.P. Dynamic modeling for vapor compression systems-Part I: Literature review, *HVAC&R Research*, 18:5 (2012) 934-955.
- Rasmussen B.P. y Alleyne A.G. Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression Systems, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, *Transactions of the ASME*, Vol. 126, 2004.
- Rasmussen B.P., Alleyne A.G., Musser, A. Model-driven system identification of transcritical vapor compression systems. *IEEE Transactions on control systems technology* 13 (2015) 444 - 451 · may 2005.
- Rasmussen, B., Alleyne, A., Bullard, C., Hrnjak, P., Miller, N. Control-Oriented Modeling and Analysis of Automotive Transcritical AC System Dynamics, *SAE Paper No: 2002-01-0227*.
- Reddy, D.V. R., Bhramara, P., Govindarajulu, K. Application of Soft Computing Techniques for Analysis of Vapour Compression Refrigeration System. *International Journal of Current Engineering and Technology*, Special Issue-2 (Feb 2014).
- Ribas Jr., F. A. Thermal Analysis of Reciprocating Compressors, *Int. Conf. On Compressors and Their Systems*, London (2007) 277-287.
- Richardson, D. H., Jiang, H., Lindsay, D., and Radermacher, R., "Optimization of Vapor Compression Systems via Simulation" (2002). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 529. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/529>
- Rigola, J., Ablanque, N., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A. Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance. *International Journal of Refrigeration* 33 (2010) 664-674.

- Rigola, J., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A. Modeling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behavior of hermetic reciprocating compressors. Part 2: Experimental investigation. *International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research* 9 (2003) 237- 249.
- Rigola, J., Raush, G., Pérez-Segarra, C.D., Ablanque, N., Oliva, A. Numerical analysis and experimental validation of trans-critical carbon dioxide cycles for small cooling capacities hermetic and semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor comparison. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, May 28-31, 2006b.
- Rigola, J., Raush, G., Perez-Segarra, C.D., Oliva, A. Numerical Study and Experimental Comparison of CO₂ Reciprocating Compressors for Small Cooling and/or Freezing Capacity Applications. *International Compressor Engineering Conference*. (2006a) Paper 1729. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1729>.
- Rigola, J., Raush, G., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A. Numerical simulation and experimental validation of vapour compression refrigeration systems. Special emphasis on CO₂ trans-critical cycles. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), 1225-1237.
- Romero, J.A., Navarro-Esbríb, J., Belman-Flores, J.M. A simplified black-box model oriented to chilled water temperature control in a variable speed vapour compression system. *Applied Thermal Engineering*, Volume 31, Issues 2-3, February 2011, Pages 329-335.
- Rusly, E., Aye, Lu, Charters, W.W.S., Ooi, A. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. *Int. J. Refrigeration* 28, 1092-1101. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.02.005>.
- Salazar M., Méndez F. PID control for a single-stage transcritical CO₂ refrigeration cycle, *Applied Thermal Engineering* 67 (2014) 429-438
- Salazar-Pereyra1, M., Méndez-Lavielle, F. Modelo dinámico del sistema de refrigeración por compresión con CO₂ en régimen supercrítico. CIBIM 10, Oporto, Portugal, 2011 | CIBEM 10, Porto, Portugal, 2011
- Sanaye S, Malekmohammadi H.R. Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapour compression refrigeration system, *Journal of Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 1807-1825. <http://top25.sciencedirect.com/subject/energy/11/journal/applied-thermal-engineering/13594311/archive/1>
- Sanaye, S., Asgari, H. Thermal modeling of gas engine driven air to water heat pump systems in heating mode using genetic algorithm and Artificial Neural Network methods. *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 2262-2277.
- Sánchez, D., Torrella, E., Cabello, R., Llopis, R. Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant. *Appl. Therm. Eng.* 30 (2010) 302-309.
- Sanvezzo Jr., J., Deschamps, C. J., A Heat Transfer Model Combining Differential and Integral Formulations for Thermal Analysis of Reciprocating Compressors, *Proc. Int. Compressor Engng. Conf. at Purdue paper 1343*, 2012.

- Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Ramgopal, M. "Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications," Int. Journal of Refrigeration 29 (2006) 735-743.
- Sato, H., Kimata, Y., Mizuno, Kobayashi, H. Development of R744 two stage compressor for commercial heat pump water heater. 7th International Conference on Compressors and their Systems (2011) 119-126.
- Scarpa M., Emmi, G., De Carli, M. Validation of a numerical model aimed at the estimation of performance of vapor compression based heat pumps. Energy and Buildings 47 (2012) 411-420.
- Schalbart, P., Haberschill, P. Simulation of the behavior of a centrifugal chiller during quick start-up. International Journal of Refrigeration 36 (2013) 222-236.
- Selçuk, N. and Ayranci, I. The Method of Lines Solution of the Discrete Ordinates Method for Radiative Heat Transfer in Enclosures Containing Scattering Media. Numerical Heat Transfer Part B-Fundamentals, 43 (2003) 179-201.
- Shao, L.L., Yang, L., Zhang, C.L., Bo Gu, B. Numerical modeling of serpentine microchannel condensers, International Journal of Refrigeration 32 (2009) 1162-1172.
- Shen, C., Yang, L., Wang, X., Jiang, Y., Yao, Y. An experimental and numerical study of a de-fouling evaporator used in a wastewater source heat pump. Applied Thermal Engineering 70 (2014) 501-509.
- Sheng, Y., Zhang, Y., Zhang, G. Simulation and energy saving analysis of high temperature heat pump coupling to desiccant wheel air conditioning system. Energy 83 (2015) 583-596.
- Shi, R., Fu, D., Feng, Y., Fan, J., Mijanovic, S., and Radcliff, T. "Dynamic Modeling of CO₂ Supermarket Refrigeration System" (2010). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1127.
- Sienel, T., Finckh, O. CO₂-DX Systems for Medium- and Low-Temperature Refrigeration in Supermarket Applications, Proc. 22nd Int. Con. Refrig. IIR: B2-358, 2007.
- Smolka, J., Bulinski, Z., Fic, A., Nowak, A.J., Banasiak, K. A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach Armin Hafner. Applied Mathematical Modelling 37 (2013) 1208-1224.
- Sørensen, K.K., Stoustrup, J. Modular Modelling and Simulation Approach - Applied to Refrigeration Systems. 17th IEEE International Conference on Control Applications Part of 2008 IEEE Multi-conference on Systems and Control San Antonio, Texas, USA, September 3-5, 2008
- Stojanovic, B., Milivojevic, M., Ivanovic, M., Milivojevic, N., Divac, D. Adaptive system for dam behavior modeling based on linear regression and genetic algorithms. Advances in Engineering Software 65 (2013) 182-190.

- Stosic N., Smith I.K., Kovacevic A. A twin screw combined compressor and expander for CO₂ refrigeration systems, Proc. of 16th Int. compressor eng. Conf. at Purdue: C21-2, 2002.
- Tagliafico, L.A., Scarpa, F., Tagliafico, G. A compact dynamic model for household vapor compression refrigerated systems. Applied Thermal Engineering 35 (2012) 1-8.
- Thomé V. From finite differences to finite elements a short history of numerical analysis of partial differential equations, Journal of Computational and Applied Mathematics 128 (2001) 1-54.
- Tian, Z., Gu, B., Qian, C., Yang, L., Liu, F. Electronic expansion valve mass flow rate prediction based on dimensionless correlation and ANN model. Internal Journal of Refrigeration 57 (2015) 1-10.
- Tulapurkar, C., Khandelwal, R. Transient Lumped Parameter Modeling For Vapour Compression Cycle Based Refrigerator. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1129, 2010.
- Tulapurkar, C., Khandelwal, R. Transient Lumped Parameter Modeling For Vapour Compression Cycle Based Refrigerator. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1129, 2010. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1129>
- Turner, M. J., Clough, R. W., Martin, H. C., and Topp, L. C. Stiffness and deflection analysis of complex structures, J. Aeronaut. Sci. 23 (1956), 805-823, 854.
- Turner, M. J., Clough, R. W., Martin, H. C., and Topp, L. C.: Stiffness and deflection analysis
- Valdés, J.R., Rodríguez, J.M., Monge, R., Peña, J.C., Pütz, T. Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve. Energy Conversion and Management 78 (2014) 776-786.
- Vasel, J., Schmitz, G. Transient simulation of a direct evaporating CO₂ cooling system for an aircraft 25th International Congress Sc of the Aeronautical sciences, 2006.
- Waltrich, M., Hermes, C.J.L., Goncalves, J.M., Melo, C. A first-principles simulation model for the thermo-hydraulic performance of fan supplied tube-fin heat exchangers, Appl. Therm. Eng. 30 (14-15) (2010) 2011-2018.
- Wang, B., Shi, W., Li, X., Yan, Q. Numerical research on the scroll compressor with refrigeration injection, Appl. Therm. Eng., vol. 28, no. 5-6 (2008) 440-449.
- Wang, F., Fan, X., Zhang, X, Lian, Z Modeling and Simulation of a Transcritical R744 Heat Pump System, ICIEA, 978-1-4244-2800-7/09/\$25.00 ©2009 IEEE.
- Wang, J., Feng Cao, F., Wang, Z., Zhao, Y., Li, L. Numerical simulation of coiled adiabatic capillary tubes in CO₂ transcritical systems with separated flow model including metastable flow, International Journal of refrigeration 35 (2012) 2188-2198.

- Wang, L., Kyle Anderson, W., Erwin, J.T, Kapadia, S. Discontinuous Galerkin and Petrov Galerkin methods for compressible viscous flows, *Computers & Fluids*, Volume 100, 1 September 2014, Pages 13-29
- Wang, S., Tuo, H., Cao, F., Xing, Z. Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature. *Int. J. Refrigeration* 36 (2013) 701-716.
- Wemhoff, A.P., Frank, M.V. Predictions of energy savings in HVAC systems by lumped models. *Energy and Buildings* 42 (2010) 1807-1814.
- White, S. D., Yarrall, M. G., Cleland, D. J., Hedley, R. A. “Modelling the performance of a transcritical CO₂ heat pump for high temperature heating,” *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 25 (2002) 479-486.
- Winkler, J. M. Development of a component based simulation tool for the steady state and transient analysis of vapor compression systems. Doctoral Thesis. Department of Mechanical Engineering, University of Maryland, USA, 2009.
- Winkler, J., Aute, V., Radermacher, R. Comprehensive investigation of numerical methods in simulating a steady-state vapor compression system. *Int. J. Refrigeration* 31 (2008) 930-942.
- Winkler, J., Aute, V., Radermacher, R. Comprehensive investigation of numerical methods in simulating a steady-state vapor compression system, *International Journal of Refrigeration* 31(2008) 930-942.
- Xu, Q., Hesthaven, J.S., Discontinuous Galerkin method for fractional convection-diffusion equation, *SIAM J. Numer. Anal.* 52 (1) (2014) 405-423.
- Xu, Q., Prozzi, J.A. A finite-element and Newton–Raphson method for inverse computing multilayer moduli. *Finite Elements in Analysis and Design* 81 (2014) 57–68.
- Xu, Q., Zheng, Z. Discontinuous Galerkin method for time fractional diffusion equation, *J. Inf. Comput. Sci.* (2013) 3253-3264.
- Xue, X., Feng, X., Wang, J., Liu, F. Modeling and Simulation of an Air-cooling Condenser under Transient Conditions. *Procedia Engineering* 31 (2012b) 817 – 822.
- Xue, X., Wang, J., Feng, X., Chen, W., Li, B. An improved moving-boundary heat exchanger model using the variable time step method. *Procedia Engineering* 31 (2012a) 97 -102.
- Yamaguchi, S., Kato, D., Saito, K., Kawai, S. Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011) 1896-1906.
- Yang JL, Ma YT, Li MX, Hua J. Modeling and simulating the transcritical CO₂ heat pump system. *Energy* 35 (2010) 4812-8.

- Yang, B., Bradshaw, C.R., Groll, E.A. Modeling of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings, *Int. J. Refrig* 36 (2013) 1925-1937.
- Yang, B., Peng, X., Sun, S., Guo, B., Xing, Z. Study of a rotary vane expander for the transcritical CO₂ cycle – part II: theoretical modeling. *HVAC&R Research* 15 (2009) 689-709.
- Yang, Z., Peng, X.F., Ye, P. Numerical and experimental investigation of two phase flow during boiling in a coiled tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 1003-1016.
- Yao, Y., Huang, M., Chen, J. State-space model for dynamic behavior of vapor compression liquid chiller. *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 2128-2147.
- Yazdani, M., Alahyari, A. A., Radcliff, T. D. Numerical modeling of two-phase supersonic ejectors for work-recovery applications, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 5744-5753.
- Yazdani, M., Alahyari, A.A., Radcliff, T.D. Numerical Modeling and Validation of Supersonic Two-Phase Flow of CO₂ in Converging-Diverging Nozzles. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 136 / 014503-1, 2014.
- Yip, S. *Handbook of Materials Modeling. Volume I: Methods and Models*, 1-32. (ed.), Springer. Netherlands (2005).
- Yoon, S.H., Cho, E.S., Hwang, Y.W., Kim, M.S., Min, K., Kim, Y. Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development, *Int. J. Refrig.* 27 (2004) 111-119.
- Yu, P.Y., Lin, W.K., Wang, C.C. Performance evaluation of a tube-in-tube CO₂ gas cooler used in a heat pump water heater. *Experimental Thermal and Fluid Science* 54 (2014) 304–312.
- Yu, P.Y., Lin, W.K., Wang, C.C. Performance of a tube-in-tube CO₂ gas cooler. *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 2033-2038.
- Yun, R., Kim, Y., Park, C. Numerical analysis on a micro-channel evaporator designed for CO₂ air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 1320-1326.
- Zhang, L., Liu, M., Dong, Q., Zhao, S. Numerical Research of Heat Transfer of Supercritical CO₂ in Channels. *Energy and Power Engineering* 3 (2011) 167-173
- Zhang, Q., Canova, M. Modeling air conditioning system with storage evaporator for vehicle energy management. *Applied Thermal Engineering* 87 (2015) 779-787
- Zhang, W.J., Zhang, C.L. A generalized moving-boundary model for transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances. *Int. J. Refrig.* 29 (2006) 1119-1127.
- Zhao, P.C., Ding, G.L., Zhang, L., Zhao, L. Simulation of a geothermal heat pump with non-azeotropic mixture. *Appl. Therm. Eng.* 23 (2003) 1515-1524.

Zheng, L., Deng, J., He, Y., Jiang, P. Dynamic model of a transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration. International Journal of Refrigeration. Available online 1 September 2015, In Press, Accepted Manuscript.

Zhou R., Zhang T., Catano, J., Wen J.T., Michna, G.J., Peles, Y., Jensen, M.K. The steady-state modeling and optimization of a refrigeration system for high heat flux removal. Applied Thermal Engineering 30 (2010) 2347-2356.

Zhou, G., Zhang, Y., Yang, Y., Wang, X. Numerical model for matching of coiled adiabatic capillary tubes in a split air conditioner using HCFC22 and HC290. Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1477-1487.

Zienkiewicz, O.C., Cheung, Y.K. Finite elements in the solution of Field problems. The Engineer, sept. 24, 1965, 507-510. Available from: <http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/F2004/IFEM/Aids/FEM-Classics/Zienkiewicz-Cheung.pdf>

Capítulo 3

Modelado de la instalación de compresión de vapor transcrítica

En este capítulo se desarrollan los modelos de los principales equipos que componen la instalación experimental de compresión de vapor transcrítica bajo estudio. Este capítulo inicia con una descripción general de la instalación transcrítica bajo estudio con el fin de entender el funcionamiento de la misma y además conocer las características geométricas de los equipos que deben ser modelados.

3.1 Descripción de la instalación de compresión de vapor transcrítica

La instalación de compresión de vapor transcrítica que se estudia en este trabajo es una planta experimental ubicada en el Laboratorio de Termofluidos de la División de Ingenierías, del Campus Irapuato-Salamanca. Con esta planta se tiene el propósito de investigar las posibles mejoras sobre el coeficiente de desempeño (COP) del sistema, esto mediante modificaciones a la configuración del ciclo termodinámico básico, y también a través de variaciones en las condiciones de operación.

En esta sección se describen brevemente los diferentes circuitos y componentes principales de dicha instalación con el fin de entender el funcionamiento para después fundamentar el modelo dinámico que puede ser capaz de predecir el comportamiento de cada componente. La descripción se centra esencialmente en las formas en las que se intercambia el calor en los componentes principales.

3.1.1 Descripción general

Se trata de una instalación experimental de refrigeración compuesta de tres circuitos principales que son: el circuito de compresión de vapor (CCV), el circuito de simulación de carga térmica (CSC) y el circuito de disipación de carga térmica (CDC). En la Figura 3.1 se presenta una vista general de la instalación.



Figura 3.1 Vista general de la instalación transcritical.

El circuito de compresión de vapor es el núcleo del sistema, ya que abarca todos los equipos principales del ciclo termodinámico tales como: compresor, enfriador de gas (gas cooler), intercambiador de calor intermedio, válvula de expansión y evaporador. Además se localizan dispositivos auxiliares en el control del caudal y de la presión. En la Figura 3.2 se muestra el circuito de compresión de vapor con sus principales componentes.

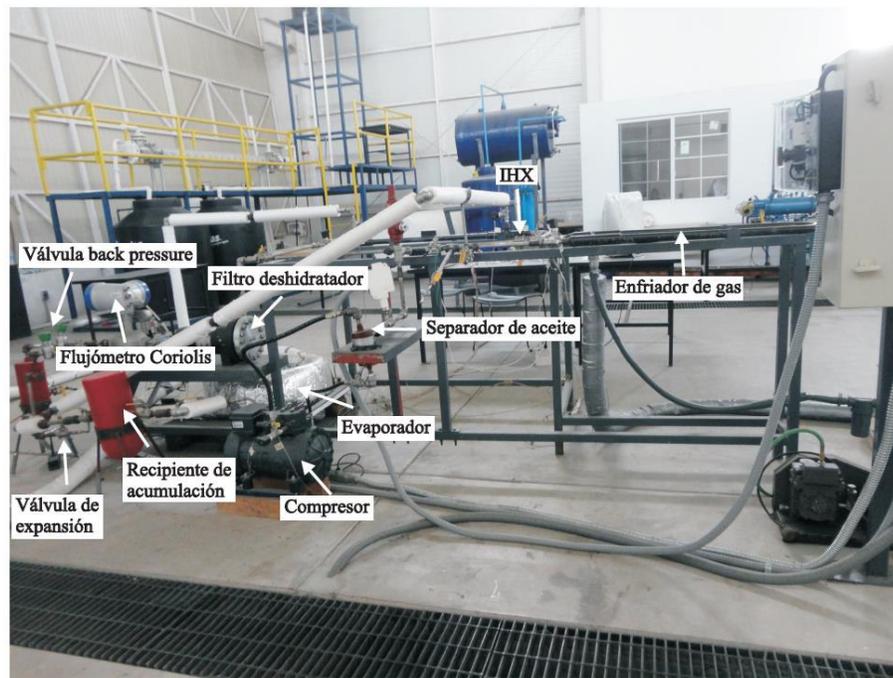


Figura 3.2 Circuito de compresión de vapor.

El circuito de disipación de calor es el encargado de manipular el calor rechazado en el enfriador de gas, el cual utiliza como fluido secundario el agua. En este circuito es posible regular la temperatura del refrigerante a la salida del enfriador de gas. Como se puede ver en la Figura 3.3, los principales componentes de este circuito incluyen una unidad enfriadora de agua (chiller) que es capaz de enfriar agua desde 303.15 K hasta 280.15 K, una bomba de recirculación, un caudalímetro tipo electromagnético, una válvula de equilibrado tipo stad y un tanque de almacenamiento de agua que servirá para evitar la entrada de aire a la tubería.

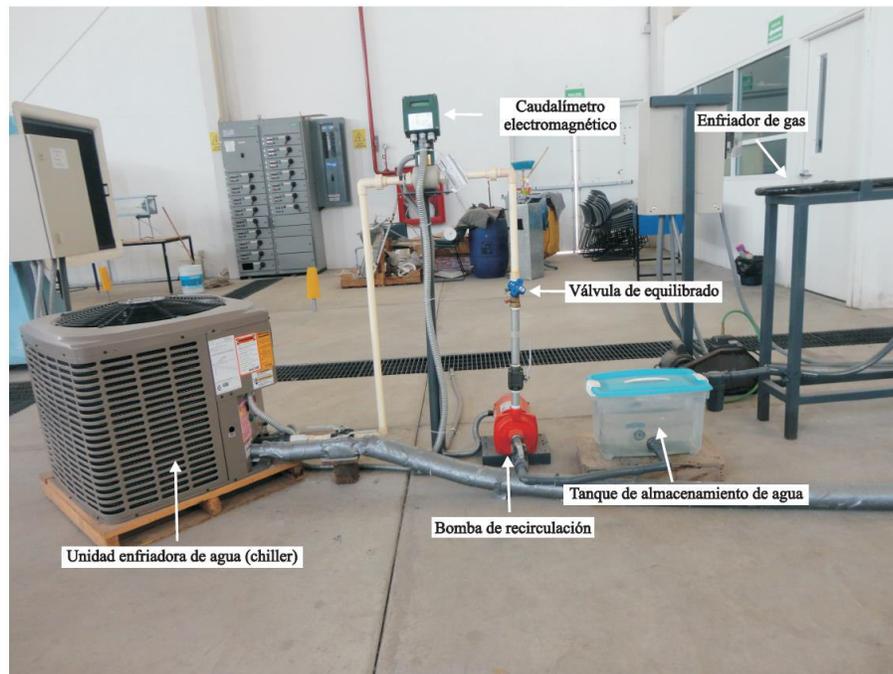


Figura 3.3 Circuito de disipación de calor.

Por otro lado, el circuito de simulación de carga térmica suministra la potencia térmica al sistema de compresión de vapor. Esto se logra mediante la transferencia de energía de una mezcla etilenglicol-agua (50-50% en volumen) bajo ciertas condiciones de temperatura a la entrada del evaporador. Esta mezcla permite reducir el punto de congelación del agua hasta 255.15 K, y así tener un rango de variación amplio en las condiciones de operación del evaporador, de esta forma se evita la formación de cristales en la mezcla durante el funcionamiento de la instalación de compresión de vapor. Este circuito como se puede ver en la Figura 3.4 está constituido por una bomba de recirculación, un caudalímetro tipo electromagnético, un tanque de almacenamiento para la mezcla de 50 litros, una resistencia eléctrica sumergible de 7 kW, un controlador proporcional integral derivativo (PID) para controlar la temperatura de la mezcla, un termopar que medirá la temperatura de la mezcla y un variador de frecuencia que permite regular la cantidad de caudal volumétrico trasegado por el sistema mediante la velocidad del motor de la bomba.

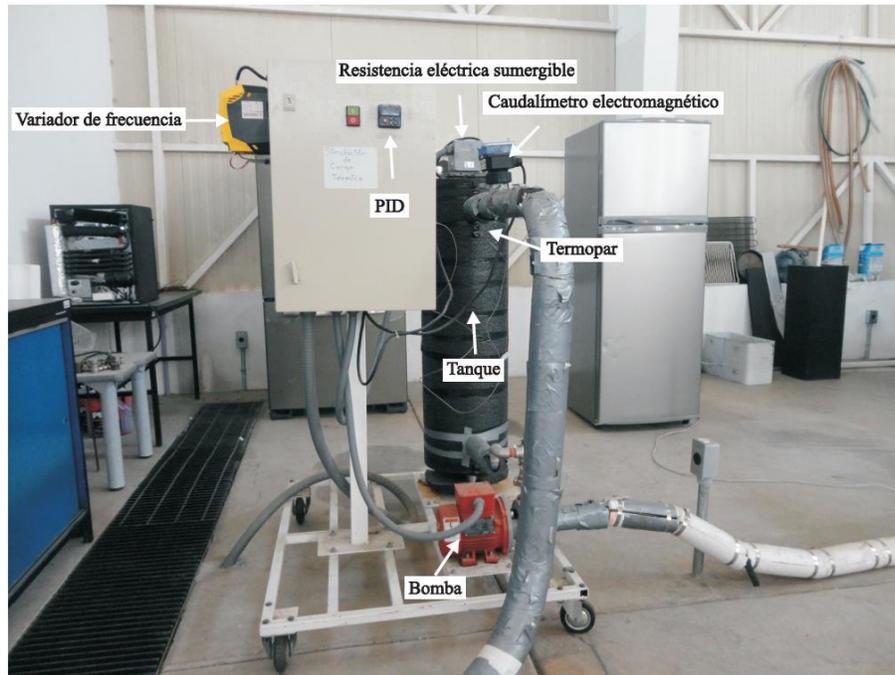


Figura 3.4 Circuito de simulación de carga térmica.

Aparte de los circuitos principales y sus componentes, la instalación dispone de un sistema de adquisición de datos que permite visualizar en tiempo real los niveles de presión, temperatura y flujo másico en los puntos de interés de la instalación. Los instrumentos utilizados para medir las variables de presión y temperatura son básicamente dos: sensores de presión y sensores de temperatura, con la opción alternativa para medir el flujo másico del CO₂. Estos son conectados a una interfaz por medio de termopares como se muestran en la Figura 3.5.



Figura 3.5 Sistema básico de adquisición de datos.

3.1.2 Enfriador de gas

El enfriador de gas es de tipo coaxial multi-tubular en forma de U como se muestra en la Figura 3.6a. Está constituido por 19 mini-tubos (Figura 3.6b) en el que fluye el CO₂ (de 1→2). Los mini-tubos están ensamblados en un tubo anular concéntrico en el que circula el agua de enfriamiento en el sentido contrario (de 3→4). Este componente es muy sensible a los cambios en las condiciones de operación de la instalación ya que opera en una región supercrítica donde las propiedades termofísicas del CO₂ son muy variables. Para evitar la pérdida de calor con el medio ambiente, el enfriador de gas debe ser aislado térmicamente.

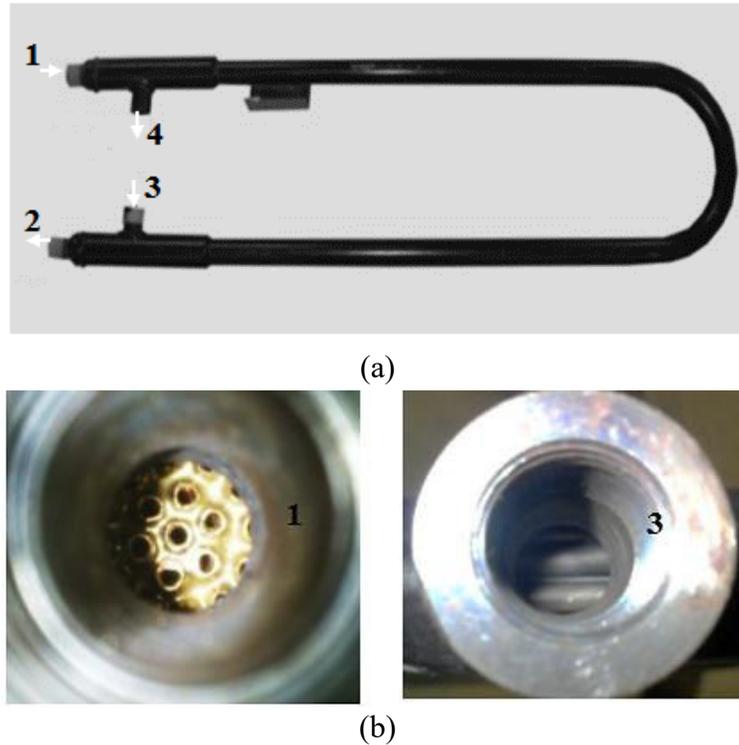


Figura 3.6 Enfriador de gas.

A continuación en la Tabla 3.1 se describen las características geométricas de este equipo.

Tabla 3.1 Características geométricas del enfriador de gas.

Elemento	Material	Parámetro	Magnitud
Tubo interno	Acero inoxidable	Diámetro interno [m]	0.00375
		Diámetro externo [m]	0.005
		Número de tubos	19
Tubo anular	Acero inoxidable	Diámetro interno [m]	0.02916
		Diámetro externo [m]	0.0337
		Radio de la curvatura [m]	0.112
		Longitud del tramo recto [m]	0.8248
		Longitud total [m]	2

3.1.3 Intercambiador de calor intermedio

El intercambiador de calor intermedio es de tipo coaxial multi-tubular de forma recta con dirección de flujo horizontal como se muestra en la Figura 3.7a. Está constituido por 12 mini-tubos (Figura 3.7b) en los que fluye el CO₂ en condiciones supercríticas procedentes del enfriador de gas (1→2). Estos mini-tubos son instalados en un tubo anular (Figura 3.7b) en el que el CO₂ subcrítico fluye en la dirección opuesta (3→4) procedente del evaporador.

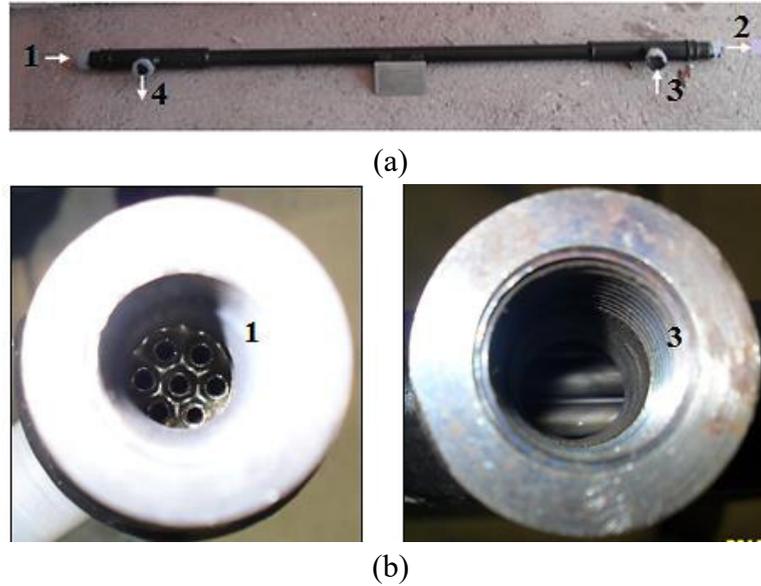


Figura 3.7 Intercambiador de calor intermedio.

En la Figura 3.7, sólo 7 de los 12 tubos internos son visibles. Esto es debido al hecho de que, la sección transversal a la entrada (Figura 3.7b ubicación 1) es menor que la sección transversal del tubo anular. En Tabla 3.2 las características geométricas del intercambiador de calor intermedio.

Tabla 3.2 Características geométricas del intercambiador de calor intermedio

Elemento	Material	Parámetro	Magnitud
Tubo interno	Acero inoxidable	Diámetro interno [m]	0.004649
		Diámetro externo [m]	0.006715
		Número de tubos	12
Tubo anular	Acero inoxidable	Diámetro interno [m]	0.02326
		Diámetro externo [m]	0.03
		Longitud total [m]	1.08

3.1.4 Evaporador

El evaporador es del tipo tubo-coraza helicoidal como se muestra en la Figura 3.8a. Está constituido por 158 mini-tubos en los se lleva a cabo el fenómeno de cambio de fase del CO₂ (1→2). De manera similar a los anteriores equipos, los mini-tubos están instalados excéntricamente en un tubo anular (Figura 3.8b) dentro del cual la mezcla etilenglicol-agua circula en dirección opuesta al CO₂ (3→4).

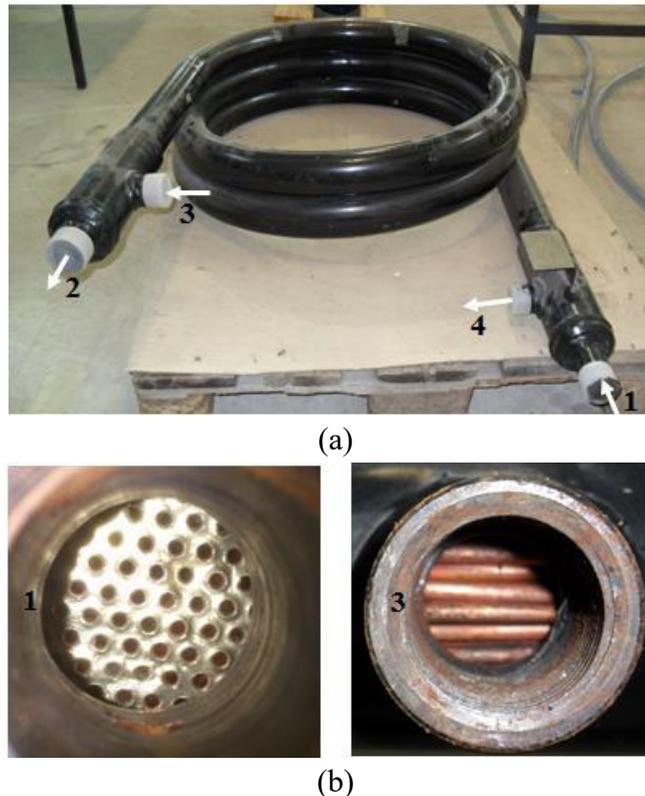


Figura 3.8 Evaporador helicoidal.

Este equipo debe estar completamente aislado con el fin de minimizar las pérdidas térmicas con el medio ambiente. Las características geométricas correspondientes se presentan en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Características geométricas del evaporador.

Elemento	Material	Parámetro	Magnitud
Tubo interno	Cobre	Diámetro interno [m]	0.0024
		Diámetro externo [m]	0.00345
		Número de tubos	158
Tubo anular	Acero inoxidable	Diámetro interno [m]	0.06038
		Diámetro externo [m]	0.07
		Radio de la curvatura [m]	0.325
		Longitud del tramo recto [m]	0.553
		Longitud total [m]	6.211

3.2 Modelado de los principales equipos

En esta sección se desarrollan los modelos matemáticos y geométricos de los principales equipos que incluyen al enfriador de gas, intercambiador de calor intermedio y al evaporador. Se propone desarrollar los modelos en tres dimensiones con el fin de tener mayor precisión en los resultados. La implementación del modelo matemático se limita únicamente al planteamiento de las ecuaciones gobernantes de cada equipo, ya que se ha propuesto usar el código comercial ANSYS Fluent para el procesamiento de los modelos geométricos.

El modelado de los tres equipos se enfoca especialmente en la construcción de modelos geométricos de los mismos así como en el mallado de estas geometrías. Como se sabe, la calidad del mallado es de importancia fundamental para tener una buena solución. Esto tiene un impacto significativo en la velocidad de convergencia del modelo, en la precisión de la solución y en el tiempo computacional (CFD-online, 2015; Fluent Inc., 2006; CESC-ZJU- Hydromechanics, 2003). Por eso, se suma al desarrollo del modelo geométrico de cada equipo un análisis de sensibilidad de mallas. El análisis se lleva a cabo en el estado estable para garantizar que no existan cambios transitorios que afecten a los resultados.

Por otra parte, la elección de las condiciones de frontera apropiadas representa un problema importante en el modelado numérico. Las condiciones de frontera tienen que reflejar el comportamiento físico del flujo en el límite del dominio ocupado por el fluido. Existen varios enfoques para la formulación de las condiciones de frontera, en función del problema y la geometría del dominio. Sin embargo, el modelado de los equipos bajo estudio se basa en dos diferentes casos de condiciones de frontera: un primer caso donde las condiciones de frontera son consideradas constantes y corresponden a las condiciones óptimas de operación de la instalación experimental transcítica bajo estudio (Pérez-García, 2014; Ituna-Yudonago et al., 2014; Pérez-García et al., 2013), y un segundo caso en que las condiciones de frontera son variables. Este último ilustra el comportamiento transitorio de cada equipo durante el arranque de la instalación transcítica.

3.2.1 Modelado del enfriador de gas

El modelado del enfriador de gas se basa en dos tipos de configuraciones, una de forma en U que representa exclusivamente el enfriador de gas experimental bajo estudio (ver Figura 3.6), y la otra de una forma recta que es una aproximación a la geometría en U. El primer motivo del desarrollo de este segundo modelo es para facilitar la validación de los resultados numéricos del modelo en U, ya que todavía no existe un estudio tanto experimental como teórico sobre el enfriador de gas en forma de U que pueda servir de guía. El segundo motivo es para llevar a cabo un análisis comparativo entre ambas configuraciones con el fin de saber la cual de las dos representa mayor efectividad térmica contribuyendo en un mejor desempeño del ciclo transcítico.

3.2.1.1 Modelo matemático del enfriador de gas

El modelo matemático del enfriador de gas se basa en las ecuaciones de conservación de masa, de movimiento y de energía. El desarrollo de estas ecuaciones se lleva a cabo en coordenadas cilíndricas en tres dimensiones considerando las siguientes consideraciones:

- Se desprecia el término de disipación viscosa en la ecuación de conservación de energía, ya que las velocidades de ambos fluidos evaluadas con base a las condiciones de frontera no son considerablemente elevadas.
- El CO₂ se modela como fluido compresible, mientras que el agua como fluido incompresible.
- Se desprecia el término $(\partial \ln \rho / \partial \ln T)_p$ en la ecuación de conservación de energía para el caso de CO₂ (Rasmussen, 2012; Sánchez et al. 2012; Qiao et al., 2010; Wilcox, 2006), mientras que para el agua el término se anula (Bird et al., 2006).
- Se desprecia la fuerza gravitacional en la dirección axial y angular.

A estas ecuaciones gobernantes se añade una ecuación de transporte para el modelo de turbulencia dado que el número de Reynolds del CO₂ y del agua relativos a la condiciones de frontera están en el rango de flujo turbulento.

1° Ecuación de conservación de masa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

La ecuación anterior se aplica para el CO₂, mientras que para el agua la ecuación se reduce a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (r v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (v_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

2° Ecuación de conservación de momento

La ecuación de conservación de momento se desarrolla por componente radial, angular y axial para cada uno de los fluidos.

Para el CO₂ se consideran las siguientes expresiones:

Componente radial

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} \\
& - \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(-\mu \left(2 \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \left(\frac{2}{3} \mu - \gamma \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \right) \right] \right. \\
& \left. + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[-\mu \left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[-\left(\mu \frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \right] \right\} \\
& - \frac{1}{r} \left[-\mu \left(2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} \right) \right) + \left(\frac{2}{3} \mu - \gamma \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \right] \Big\} + \rho g_r
\end{aligned} \tag{3.3}$$

Componente angular

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_\theta \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial v_\theta} \\
& - \left\{ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[-\mu r^2 \left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right) \right] \right. \\
& \left. + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[-\mu \left(2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} \right) \right) + \left(\frac{2}{3} \mu - \gamma \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \right] \right. \\
& \left. + \frac{\partial}{\partial z} \left[-\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) \right] \right\} + \rho g_\theta
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Componente axial

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial v_z} \\
& - \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(-\mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \right) \right] \right. \\
& \left. + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[-\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) \right] \right. \\
& \left. + \frac{\partial}{\partial z} \left[-\mu \left(2 \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \left(\frac{2}{3} \mu - \gamma \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \right] \right\}
\end{aligned} \tag{3.5}$$

En estas ecuaciones, v_r , v_θ y v_z son los componentes radial, angular y axial de la velocidad, ρg_i es la fuerza gravitatoria y γ es segundo coeficiente de viscosidad (relacionado con la

viscosidad aparente), respectivamente. La aproximación más común es $\gamma \approx -2/3\mu$ (Batchelor, 2000).

Para el agua, el término $\left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z}\right)$ se anula reduciendo las ecuaciones anteriores de la siguiente forma:

Componente radial

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} \\ + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r)}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} \right) - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] + \rho g_r \end{aligned} \quad (3.6)$$

Componente angular

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_\theta \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \\ + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_\theta)}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] + \rho g_\theta \end{aligned} \quad (3.7)$$

Componente axial

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} \\ + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.8)$$

3° Ecuación de conservación de energía

Para el CO₂:

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \\ + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(rk \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \\ - \left[\left(\frac{\partial p}{\partial t} + v_r \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.9)$$

Para el agua:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(rk \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (3.10)$$

Para las paredes de tubo:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) = \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(rk \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (3.11)$$

4° Ecuación de transporte para el modelo de turbulencia

La ecuación de transporte para el modelo de turbulencia se basa en el modelo $k - \varepsilon$ *realizable* el cual ha sido demostrado por Yuan et al., (2015) como el modelo adecuado para la simulación de flujo turbulento en el enfriador de gas de un sistema transcrito.

Energía cinética turbulenta (k)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho k v_r) &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) r \frac{\partial k}{\partial r} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho k v_\theta) &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{1}{r} \frac{\partial k}{\partial \theta} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho k v_z) &= \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (3.12)$$

Tasa de disipación turbulenta (ε)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho \varepsilon v_r) &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(r \rho \varepsilon v_\theta) &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) r \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \varepsilon v_z) &= \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.13)$$

En las ecuaciones (3.12) y (3.13) S_k y S_ε son los términos fuente. G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media se define como:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.14)$$

G_b representa la generación de la turbulencia de energía cinética debido a la flotabilidad y se expresa por:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.15)$$

donde β es el coeficiente de expansión térmica, Pr_t es el número de Prandtl turbulento, y g_i el componente del vector de gravedad en la dirección i .

Y_M representa el efecto de la compresibilidad sobre la turbulencia, y queda definido como:

$$Y_k = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (3.16)$$

donde M_t es el número de Mach turbulenta el cual se define como $M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$, con a la velocidad del sonido y k la energía cinética turbulenta. Por otra parte, los coeficientes de las ecuaciones (3.12) y (3.13) se definen de acuerdo con la guía del usuario de [Fluent Inc., \(2006\)](#) como sigue:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 ; C_{3\varepsilon} = -0.33 ; C_2 = 1.9 ; \sigma_k = 1.0 ; \sigma_\varepsilon = 1.2$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (3.17)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.18)$$

donde $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$

Además, la viscosidad turbulenta se expresa por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.19)$$

En esta ecuación el coeficiente C_μ se define como:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (3.20)$$

donde $U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}$
 $\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} \omega_k$$

$\overline{\Omega_{ij}}$ es la tasa media del tensor de rotación observada en un marco de referencia que gira con la velocidad angular ω_k . Las constantes A_0 y A_s de la ecuación (3.20) se definen de acuerdo con la guía del usuario de [Fluent Inc., \(2006\)](#) como sigue:

$$A_0 = 4.04$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}^3}$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}}$$

Los subíndices i, j y k representan las direcciones r, θ y z de las coordenadas cilíndricas. Por lo tanto, los coeficientes S_{ij}, S_{jk} y S_{ki} se re-escriben de forma explícita como:

$$S_{r,\theta} = \frac{1}{2} \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] \quad (3.21)$$

$$S_{\theta,z} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right] \quad (3.22)$$

$$S_{rz} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right] \quad (3.23)$$

3.2.1.2 Modelo geométrico del enfriador de gas

El modelo geométrico se construye en 3D mediante la herramienta CAD “*ANSYS DesignModeler*” de la plataforma ANSYS Workbench, de acuerdo a las características del enfriador de gas experimental descrita en la Tabla 3.1, tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- El enfriador de gas se modela como un intercambiador de calor de tubo en tubo considerando un diámetro interior equivalente ([Sánchez et al., 2012](#)) cuyas características se describen en la Tabla 3.4.
- Se desprecia el tubo anular en el modelo geométrico ya que no hay pérdidas de calor al medio ambiente debido a que el enfriador de gas experimental se considera aislado.

Tabla 3.4 Características del modelo geométrico del enfriador de gas.

Parámetro	Expresión matemática	Magnitud
Diámetro equivalente interior [m]	$d_{i,eq,eg} = d_{i,eg} \cdot N_{tb,eg}^{0.5}$	0.01635
Diámetro equivalente exterior [m]	$d_{e,eq,eg} = d_{e,eg} \cdot N_{tb,eg}^{0.5}$	0.02179
Diámetro exterior del tubo anular [m]	$D_{e,an,eg} = D_{i,eg}$	0.02916
Diámetro hidráulico del tubo anular [m]	$D_{h,eg} = (D_{e,an,eg} - d_{e,eq,eg})$	0.007366

Se construyen dos geometrías diferentes, una de la forma en U (Figura 3.9a) y la otra de una forma recta (Figura 3.9b). Cada geometría se compone de tres dominios tal como se describen en las Figuras 3.9c y 3.9d. El dominio 1 representa el CO₂, el 2 representa el tubo interno y el 3 representa el agua (fluido secundario).

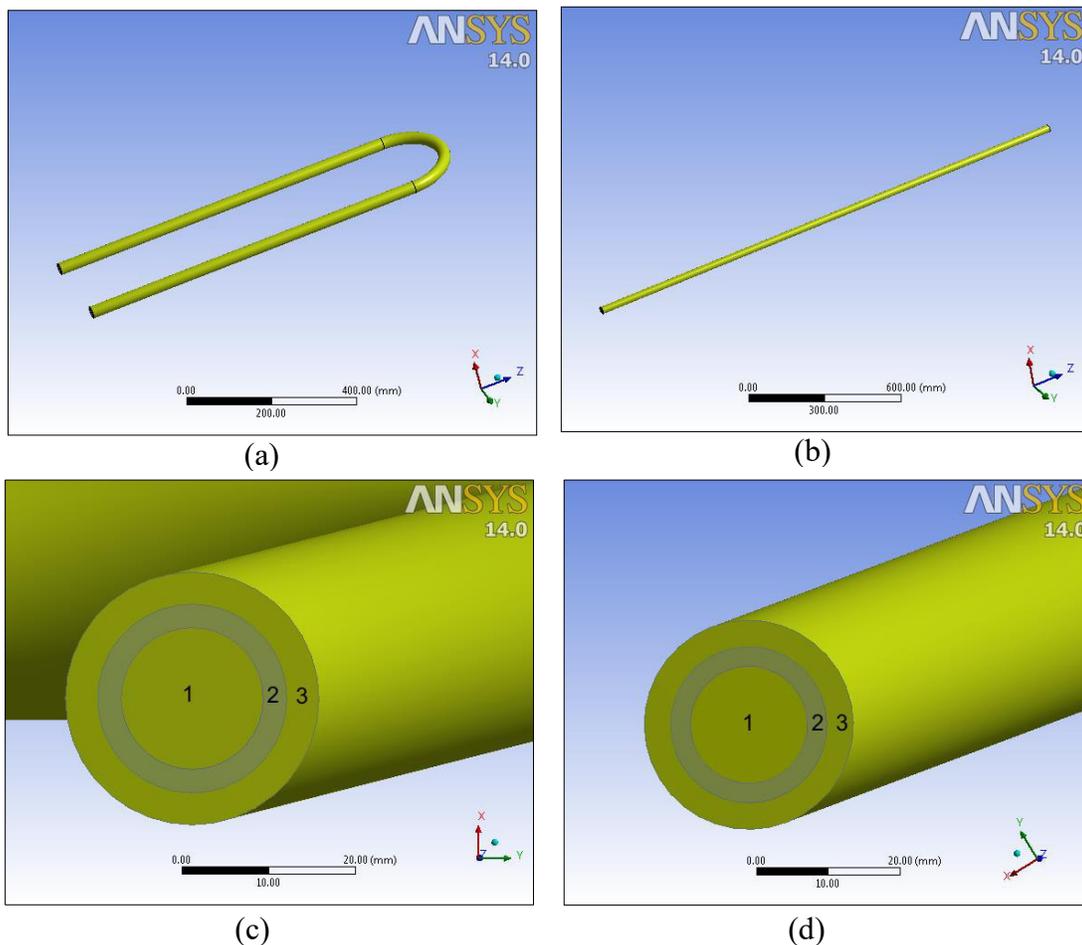


Figura 3.9 Geometrías analizadas del enfriador de gas.

El mallado de las dos geometrías se lleva a cabo mediante la herramienta computacional ANSYS Meshing. El mallado no estructurado de tipo *Sweep* triangular (ver Figura 3.10) es elegido con el fin de tener un ajuste de tamaño de celdas en las zonas de curvatura así como en las fronteras

(Loseille y Löhner, 2011). Asimismo se generan mallas finas en la capa límite de la geometría para controlar los efectos hidrodinámicos de la turbulencia.

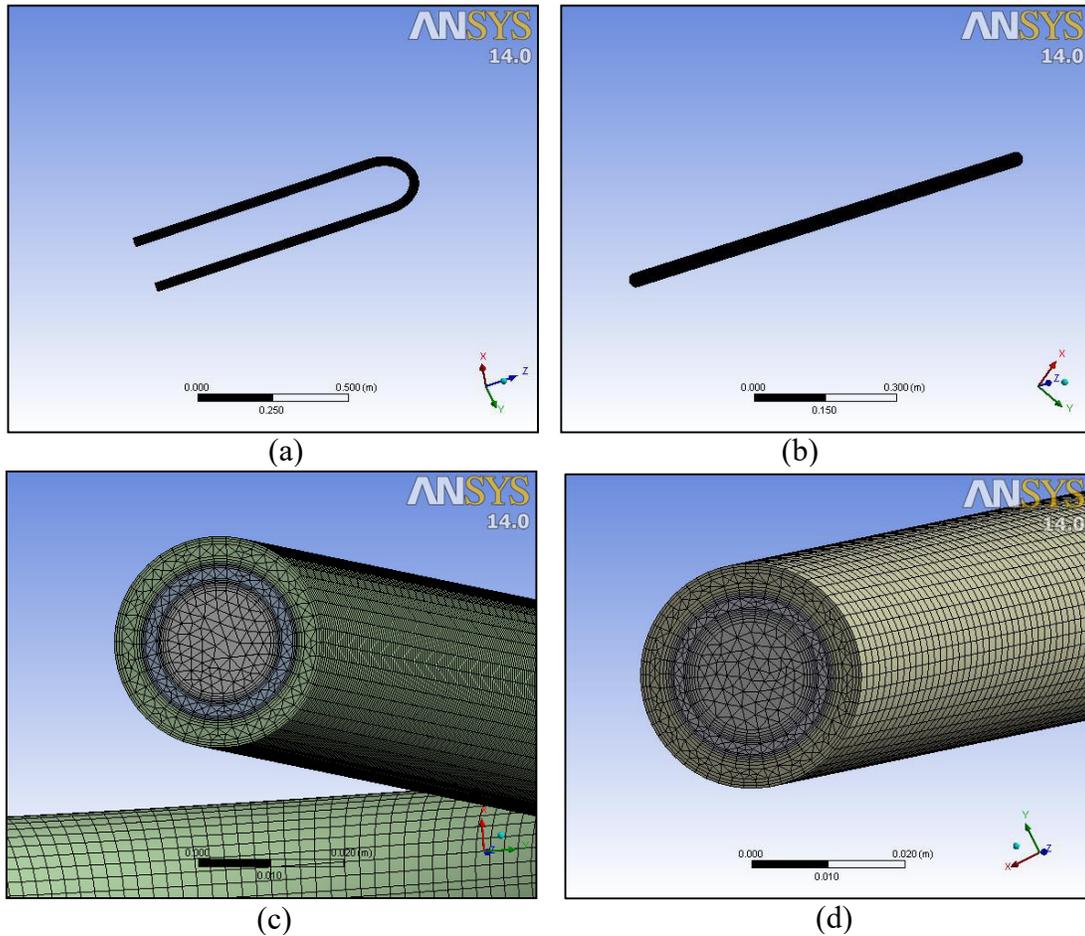


Figura 3.10 Mallado propuesto para el enfriador de gas.

Por otro lado, se lleva a cabo un análisis de sensibilidad de las mallas en los resultados numéricos considerando seis diferentes tamaños de mallas que incluyen 159600, 266000, 372400, 478800, 691600, 957600 elementos para el modelo geométrico recto, y 255200, 531600, 708800, 886000, 932400 y 1049400 elementos para el modelo geométrico en U. El análisis se basa en la comparación del perfil transversal de la temperatura local del CO_2 a lo largo de la geometría entre los seis modelos, tanto para la configuración en U como para la configuración recta. La elección de la temperatura del CO_2 se debe a que es el parámetro cuya variación afecta a gran medida los parámetros de transferencia de calor en el enfriador de gas (Ge et al., 2015; Yu et al., 2014; Li, 2013). Los resultados muestran que la temperatura del CO_2 no se ve afectada por el tamaño de mallas cuando el número de elementos de malla está por encima de 372400 para la configuración recta (Figura 3.11a), y 708800 para la configuración en U (Figura 3.11b).

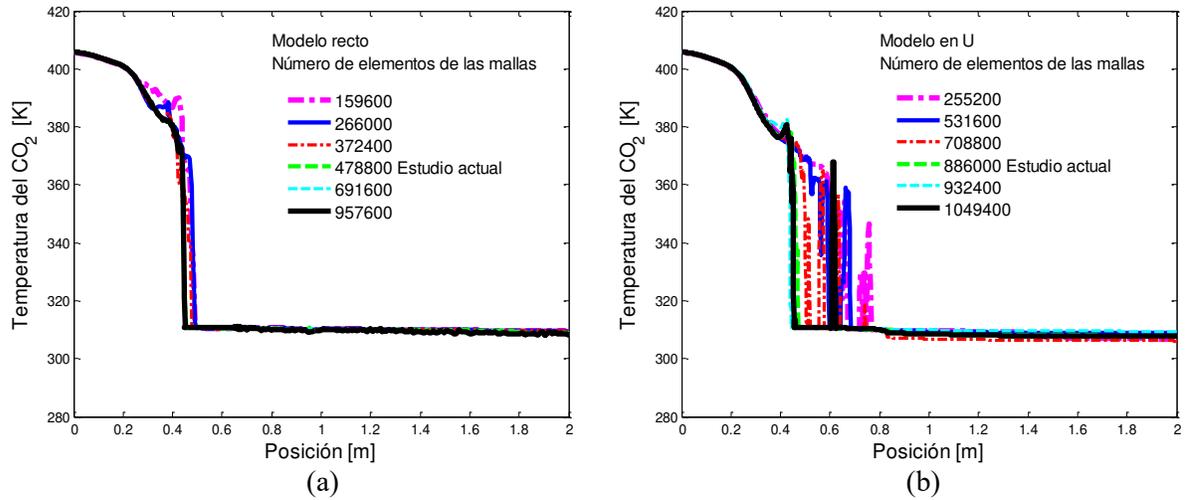


Figura 3.11 Sensibilidad de mallas de los modelos geométricos del enfriador de gas.

Por lo tanto, a fin de reducir el tiempo de simulación se escogen para este estudio los modelos geométricos de número de elementos pequeño dentro del rango favorable, es decir 478800 para la configuración recta y 886000 para la configuración en U. Las características de las mallas seleccionadas se presentan en la Tabla 3.5. Se observa que las magnitudes de los factores de control de calidad se encuentran dentro de un rango satisfactorio.

Tabla 3.5 Características de mallas para modelos del enfriador de gas.

Especificación		Geometría en U	Geometría recta
Nodos		715715	383801
Elementos		886000	478800
Ortogonalidad	Mínimo	0.3650	0.5847
	Máximo	0.9993	0.9984
Oblicuidad (Skewness)	Mínimo	0.0019	0.0184
	Máximo	0.7132	0.6853

3.2.1.3 Condiciones de frontera de los modelos del enfriador de gas

Las condiciones de frontera de los modelos del enfriador de gas son constantes y variables. La temperatura y el flujo másico de entrada de cada circuito son las principales condiciones de frontera. Para el caso de condiciones de frontera variable, sólo la temperatura y el flujo másico del circuito de CO₂ son variables ya que según el modo de arranque de la instalación bajo estudio, se recomiendan que las condiciones de operación en los circuitos secundarios sean en estado estable antes de la puesta en marcha del compresor. Los valores numéricos de estas condiciones de frontera se presentan en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 Principales condiciones de frontera para modelos del enfriador de gas.

Caso	Circuito del CO ₂		Circuito del agua	
	Temperatura [K]	Flujo másico [kg/s]	Temperatura [K]	Flujo másico [kg/s]
1	405.7	0.036	298	0.441
2	305.36-405.7	0 - 0.036	298	0.441

La Figura 3.12 ilustra los perfiles temporales de la temperatura y del flujo másico del CO₂ a la entrada del enfriador de gas para ambos casos de estudio.

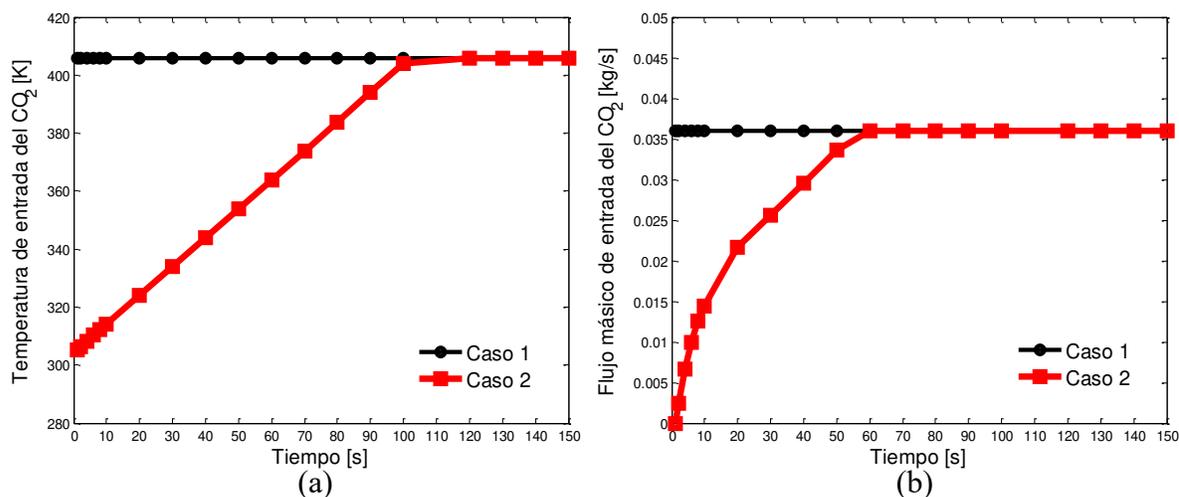


Figura 3.12 Perfiles de la temperatura y del flujo másico del CO₂ a la entrada del enfriador de gas.

Se aprecia en el caso 2 que el perfil de temperatura incrementa de manera lineal entre 0 s y 100 s y la tendencia se estabiliza alrededor de 407.5 K después de 120 s. Por otro lado, el flujo másico incrementa de forma no lineal entre 0 kg/s a 0.036 kg/s en los primeros 60 s. Estas gráficas son establecidas en base a las tendencias del flujo másico del CO₂ y de la temperatura de descarga del compresor durante el arranque del sistema (Pérez-García, 2014). En cuanto al caso 1, los perfiles son totalmente invariables alrededor de 405.7 K (ver Figura 3.12a) y 0.036 kg/s (ver Figura 3.12b), esto debido a que ambas condiciones de frontera son constantes.

Se suma a las anteriores condiciones de frontera la presión a la salida de los dos circuitos con el valor respectivo de 9×10^6 Pa y 1.5×10^5 Pa. Además, las condiciones de frontera para el modelo de turbulencia incluyen la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta, las cuales son evaluadas en base a las propiedades termofísicas en las fronteras. En cuanto a la pared externa, se considera una condición de no deslizamiento y estacionario.

3.2.2 Modelado del intercambiador de calor intermedio

En este apartado se desarrollan los modelos del intercambiador de calor los cuales se basan en el mismo procedimiento que el anterior. Además se lleva a cabo un análisis de sensibilidad de mallas.

3.2.2.1 Modelo matemático del intercambiador de calor intermedio

El modelo matemático del intercambiador de calor intermedio también se basa en las ecuaciones de conservación de masa, momento y de energía desarrolladas anteriormente. La única diferencia entre el anterior desarrollo matemático y el actual, es el nivel de la naturaleza del fluido secundario. En el intercambiador de calor intermedio circula el mismo CO₂ pero bajo condiciones de operación diferentes. Debido a que ambos circuitos tienen un alto número de Reynolds, se utiliza un modelo de turbulencia que permita aproximar la solución de los mismos. El modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ *realizable* es apropiado para este tipo de análisis (Yuan et al., 2015).

3.2.2.2 Modelo geométrico del intercambiador de calor intermedio

El modelo geométrico del IHX se construye en 3D mediante la herramienta CAD “ANSYS DesignModeler” de la plataforma ANSYS Workbench. Con el fin de reducir la complejidad en el modelado, el IHX se modela como un intercambiador de calor de tubo en tubo concéntrico y además se desprecian las pérdidas de calor al medio ambiente debido a que el IHX se considera aislado. Las características geométricas correspondientes se presentan a continuación en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 Características de modelo geométrico del intercambiador de calor intermedio.

Parámetro	Magnitud
Diámetro equivalente interior [m]	0.0161
Diámetro equivalente exterior [m]	0.02326
Diámetro exterior del tubo anular [m]	0.02952
Diámetro hidráulico del tubo anular [m]	0.006254

La Figura 3.13 describe el modelo geométrico del intercambiador de calor intermedio representando una geometría isométrica (a) y una vista frontal (b) a gran escala, esto para permitir una buena visibilidad de los diferentes dominios.

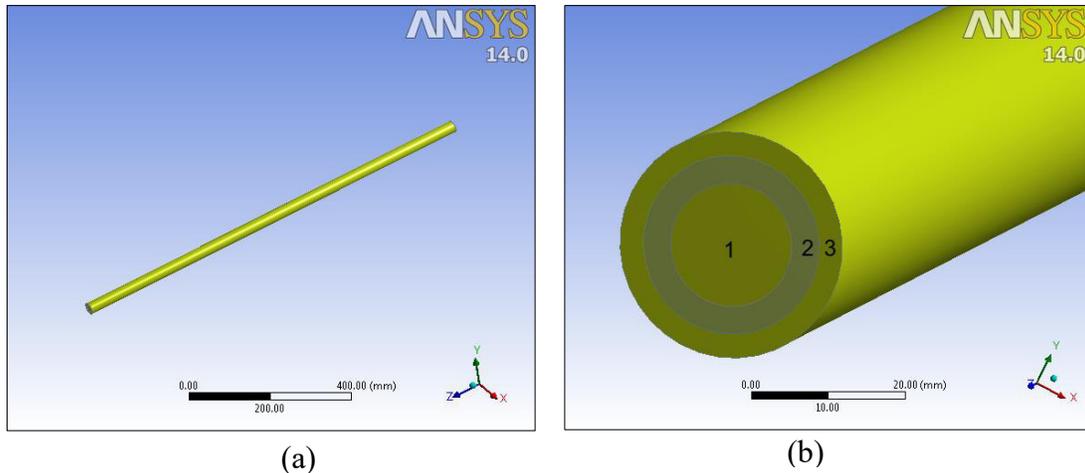


Figura 3.13 Geometría del intercambiador de calor intermedio.

El mallado del modelo geométrico se basa en las mismas herramientas usadas en los modelos del enfriador de gas. La capa límite de cada dominio tiene mallas infladas para el control de los efectos hidrodinámicos de la turbulencia. La Figura 3.14a presenta la geometría mallada a escala real, mientras que la Figura 3.14b, la presenta a gran escala para mostrar la calidad de la malla.

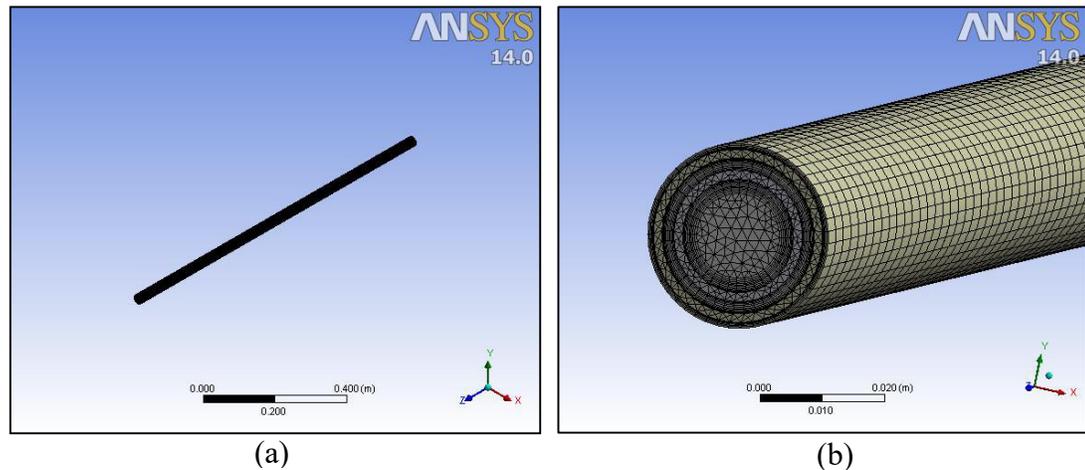


Figura 3.14 Mallado del intercambiador de calor intermedio.

De igual manera se realiza un análisis de sensibilidad de mallas considerando seis diferentes tamaños de mallas que contienen 106800, 168000, 224000, 301600, 377000 y 452400 elementos. El análisis consiste en la comparación del perfil transversal de la temperatura local del CO_2 a lo largo de la corriente caliente (ver Figura 3.15a) y de la corriente fría (ver Figura 3.15b).

Se aprecia en las Figuras 3.15a y 3.15b que la temperatura del CO_2 en ambas corrientes no está tan afectada por el tamaño de mallas cuando el número de elementos de malla está por encima de 168000. Sin embargo, debido a la pequeña discrepancia observada el comportamiento del

CO₂ en la corriente caliente, cerca de la zona de entrada se escoge la malla de tamaño de 301600 para el presente estudio.

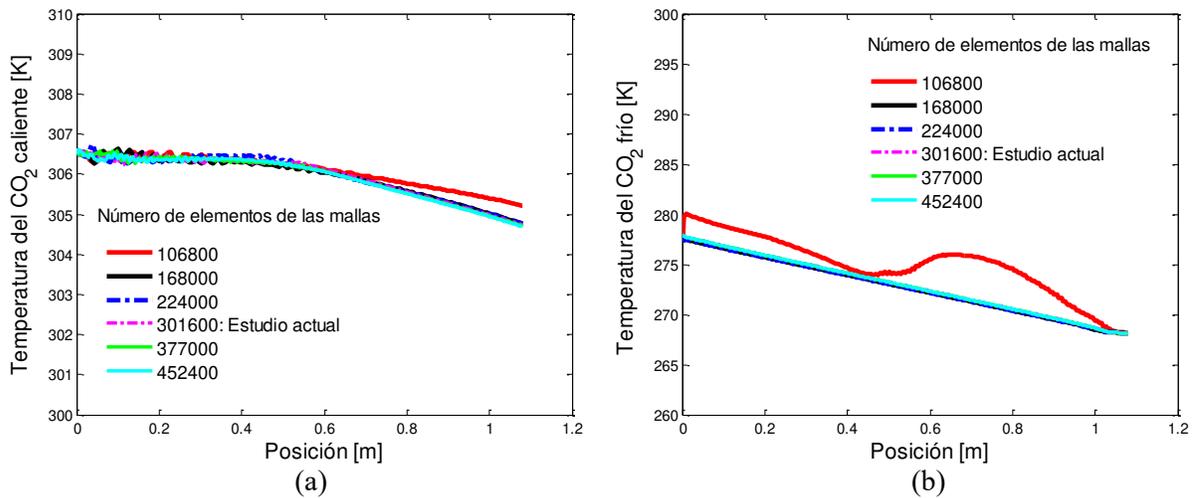


Figura 3.15 Sensibilidad de mallas del modelo geométrico del intercambiador de calor intermedio.

A continuación se describen en la Tabla 3.8 las características de la malla elegida. También se presentan los factores de control de calidad cuyas magnitudes se encuentran dentro de un rango satisfactorio.

Tabla 3.8 Características de mallas para el modelo del IHX.

Especificación		Magnitud
Nodos		260496
Elementos		301600
Ortogonalidad	Mínimo	0.6701
	Máximo	0.9972
Oblicuidad (Skewness)	Mínimo	0.0112
	Máximo	0.5993

3.2.2.3 Condiciones de frontera del intercambiador de calor intermedio

De manera similar al refrigerador de gas, las principales condiciones de frontera del modelo del IHX son la temperatura y el flujo másico en la entrada de los dos circuitos. Se consideran en total tres casos de condiciones de frontera como se describen en la Tabla 3.9.

Los perfiles de condiciones de frontera para cada caso son ilustrados en la Figura 3.16. Las tendencias de estas condiciones se ven influenciadas por el comportamiento del enfriador de gas.

Tabla 3.9 Principales condiciones de frontera para modelos del intercambiador de calor intermedio.

Caso	Circuito del CO ₂ caliente		Circuito del CO ₂ frío	
	Temperatura [K]	Flujo másico [kg/s]	Temperatura [K]	Flujo másico [kg/s]
1	306.5	0.036	268.15	0.036
2	290 -306.5	0 - 0.036	290 -268.15	0 - 0.036
3	305 -310.15	0 - 0.036	268.15	0 - 0.036

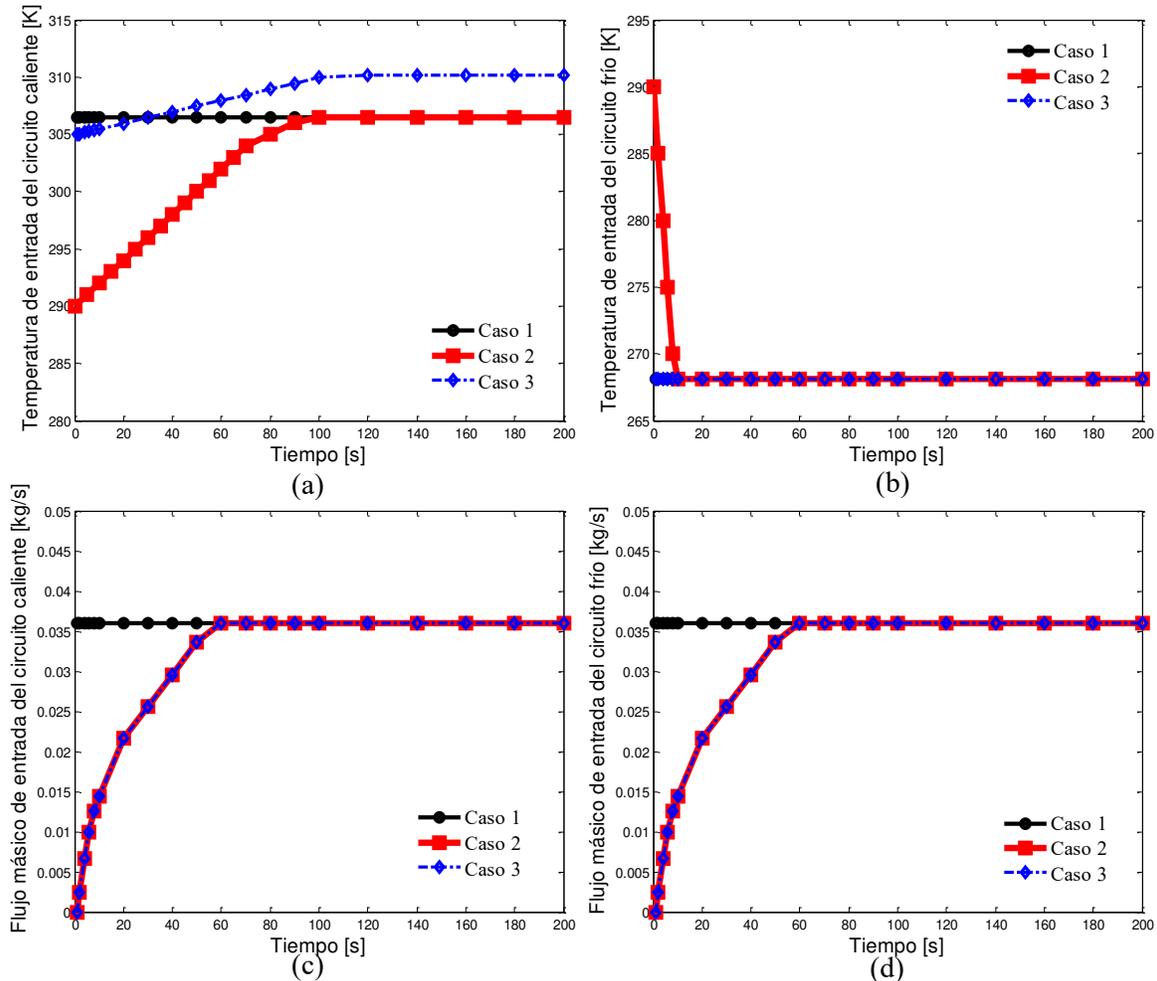


Figura 3.16 Perfiles de la temperatura y del flujo másico del CO₂ a la entrada de las corrientes caliente y fría del intercambiador de calor intermedio.

El caso 1 es una ilustración de un intercambiador de calor intermedio que opera en carga máxima, con condiciones de frontera constantes en ambas corrientes (ver Figuras 3.16a, 3.16b, 3.16c y 3.16d). Por otro lado, el caso 2 ilustra el comportamiento del CO₂ durante la primera puesta en marcha del sistema de refrigeración transcrito: cuando el sistema está apagado, la temperatura del CO₂ en la entrada de las corrientes frías y calientes del intercambiador de calor intermedio son alrededor de 290 K (Figuras 3.16a y 3.16b). Esto ocurre cuando el flujo másico

del CO₂ en ambas corrientes es cero (Figuras 3.16c y 3.16d). Por lo tanto, durante la puesta en marcha, la temperatura de la corriente caliente empieza a aumentar hasta alcanzar 306.5K, aproximadamente después de 100 s (ver Figura 3.16a). Esta temperatura corresponde a la temperatura de salida del enfriador de gas durante el estado estacionario. En cuanto al flujo másico, su magnitud se incrementa desde cero a la magnitud nominal de 0.036 kg/s, después de 60 s (ver Figura 3.16b). En el lado de la corriente fría, la temperatura de entrada disminuye más rápido en los primeros segundos de 10 s de 290 K a 268.15 K como se muestra en la Figura 3.16b, mientras que el flujo de másico aumenta en la misma forma como sucede en la corriente caliente (Figura 3.16d).

El caso 3 corresponde a la situación cuando el sistema se reinicia después de una breve parada y que el CO₂ no se enfría lo suficiente por el fluido secundario en el enfriador de gas provocando a su salida un incremento en la temperatura del CO₂ de más allá de su valor nominal, por ejemplo de 305 K a 310.15 K (ver Figura 3.16a). En la corriente fría, la temperatura de entrada sigue siendo constante ya que el corto paro no influye tanto el comportamiento del evaporador cuya temperatura de salida se mantiene a 268.15K. Por otro lado, el reinicio del sistema provoca un incremento en el flujo de másico de cero a 0.036 kg/s en ambas corrientes (Figuras 3.16a y 3.16b).

A estas condiciones de frontera se añaden la presión a la salida de los dos circuitos con el valor respectivo de 9×10^6 Pa y 2.649×10^6 Pa que corresponden a la presión a la entrada de la válvula de expansión y la presión a de succión del compresor, respectivamente. Además las condiciones de frontera para el modelo de turbulencia que incluyen la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta son evaluadas en base a las propiedades termofísicas en las fronteras.

3.2.3 Modelado del evaporador

El modelado del evaporador se basa en la representación matemática de los fenómenos de cambio de fase del CO₂ bajo una carga térmica constante. La caracterización del circuito secundario del evaporador se lleva a cabo previamente, ya que el código comercial ANSYS Fluent que se utiliza en este trabajo no permite simular al mismo tiempo un modelo de cambio de fase con un modelo sin cambio de fase.

3.2.3.1 Modelo matemático de la región de cambio de fase

El modelo matemático de la región de recalentamiento es similar a la del intercambiador intermedio, mientras que la región de cambio de fase se modela con base al modelo de volumen de fluido (VOF). La elección del mismo se justifica por el hecho de que es apropiado para analizar fenómenos de cambio de fase en un fluido puro (no mezclado) tal como el CO₂, y además, es adecuado para la simulación de los fenómenos de ebullición (Sun y Sakai, 2016; Yang et al., 2008). El VOF a diferencia de otros modelos de cambio de fase tales como el modelo mixto y el modelo Euleriano, tiene término fuente en las ecuaciones de conservación de masa y de energía. La ecuación de conservación de momento se establece con base a las propiedades

de mezcla (líquido-vapor), lo que conlleva a la supresión del término fuente. Los detalles relativos a cada ecuación se presentan a continuación.

1° Ecuación de conservación de masa por fase

$$\frac{\partial(\alpha_{\psi}\rho_{\psi})}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\alpha_{\psi}\rho_{\psi}rv_{r,\psi})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\alpha_{\psi}\rho_{\psi}v_{\theta,\psi})}{\partial \theta} + \frac{\partial(\alpha_{\psi}\rho_{\psi}v_{z,\psi})}{\partial z} = S_{\psi} \quad (3.24)$$

donde el subíndice ψ se convierte en l o g cuando el refrigerante está en el estado líquido o vapor. S_{ψ} es el término fuente que tiene por unidades kg/m^3s . Su valor en cada fase se evalúa por medio de las siguientes relaciones (Yang et al., 2008; Fluent Inc., 2002).

$$\begin{aligned} S_g &= \frac{(q_g'' + q_i'')}{L} \\ S_l + S_g &= 0 \\ q_{\psi}'' &= h_{\psi} (T_{\psi} - T_{sat}) \end{aligned} \quad (3.25)$$

En estas ecuaciones q'' es el flujo de calor a través de la interface por área de interface, L es el calor latente, T_{ψ} es la temperatura promedio de cada fase, T_{sat} es la temperatura de saturación del CO_2 y h_{ψ} es el coeficiente convectivo de transferencia de calor del CO_2 .

2° Ecuación de conservación de momento para la mezcla del CO_2

En el desarrollo de la ecuación de conservación de momento, se desprecia la fuerza gravitacional en la dirección axial.

Componente radial

$$\begin{aligned} \rho_m \left(\frac{\partial v_{r,m}}{\partial t} + v_{r,m} \frac{\partial v_{r,m}}{\partial r} + \frac{v_{\theta,m}}{r} \frac{\partial v_{r,m}}{\partial \theta} + v_{z,m} \frac{\partial v_{r,m}}{\partial z} - \frac{v_{\theta,m}^2}{r} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial r} \\ - \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(-\mu_m \left(2 \frac{\partial v_{r,m}}{\partial r} \right) + \left(\frac{2}{3} \mu_m - \gamma_m \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_{r,m}) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{z,m}}{\partial z} \right) \right) \right] \right. \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[-\mu_m \left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_{\theta,m}}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{r,m}}{\partial \theta} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[-\left(\mu \frac{\partial v_{r,m}}{\partial z} + \frac{\partial v_{z,m}}{\partial r} \right) \right] & \\ \left. - \frac{1}{r} \left[-\mu_m \left(2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial \theta} + \frac{v_{r,m}}{r} \right) \right) + \left(\frac{2}{3} \mu_m - \gamma_m \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_{r,m}) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{z,m}}{\partial z} \right) \right] \right\} & \\ + \rho_m g_r & \end{aligned} \quad (3.26)$$

Componente angular

$$\begin{aligned}
 \rho_m \left(\frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial t} + v_{\theta,m} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial r} + \frac{v_{\theta,m}}{r} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial \theta} + v_{z,m} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial z} + \frac{v_{r,m} v_{\theta,m}}{r} \right) &= -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \\
 - \left\{ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[\mu_m r^2 \left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_{\theta,m}}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{r,m}}{\partial \theta} \right) \right] \right. \\
 + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[-\mu_m \left(2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial \theta} + \frac{v_{r,m}}{r} \right) \right) + \left(\frac{2}{3} \mu_m - \gamma_m \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_{r,m}) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{z,m}}{\partial z} \right) \right] &(3.27) \\
 + \frac{\partial}{\partial z} \left[-\mu_m \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_{z,m}}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial z} \right) \right] \Big\} \\
 + \rho_m g_{\theta}
 \end{aligned}$$

Componente axial

$$\begin{aligned}
 \rho_m \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_{r,m} \frac{\partial v_{z,m}}{\partial r} + \frac{v_{\theta,m}}{r} \frac{\partial v_{z,m}}{\partial \theta} + v_{z,m} \frac{\partial v_{z,m}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} \\
 - \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(-\mu_m \left(\frac{\partial v_{r,m}}{\partial z} + \frac{\partial v_{z,m}}{\partial r} \right) \right) \right] \right. &(3.28) \\
 + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[-\mu_m \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_{z,m}}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial z} \right) \right] \\
 + \frac{\partial}{\partial z} \left[-\mu_m \left(2 \frac{\partial v_{z,m}}{\partial z} \right) + \left(\frac{2}{3} \mu_m - \gamma_m \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_{r,m}) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta,m}}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{z,m}}{\partial z} \right) \right] \Big\}
 \end{aligned}$$

3° Ecuación de conservación de energía por fase

$$\begin{aligned}
 \rho_{\psi} c_{p,\psi} \left(\frac{\partial T_{\psi}}{\partial t} + v_{r,\psi} \frac{\partial T_{\psi}}{\partial r} + \frac{v_{\theta,\psi}}{r} \frac{\partial T_{\psi}}{\partial \theta} + v_{z,\psi} \frac{\partial T_{\psi}}{\partial z} \right) &= \\
 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{\psi} \frac{\partial T_{\psi}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} k_{\psi} \frac{\partial T_{\psi}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_{\psi} \frac{\partial T_{\psi}}{\partial z} \right) \right] &(3.29) \\
 - \left[\left(\frac{\partial p}{\partial t} + v_{r,\psi} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_{\theta,\psi}}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + v_{z,\psi} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] + E_{\psi}
 \end{aligned}$$

El término fuente para la ecuación de energía (E_{ψ}) se evalúa de acuerdo al calor latente:

$$E_{\psi} = -S_{\psi} \cdot L \quad (3.30)$$

4° Modelo matemático de la región de recalentamiento

El modelo matemático para la región de recalentamiento es similar al del dominio de baja presión del intercambiador de calor intermedio.

5° Modelo de turbulencia

El flujo bifásico del CO₂ se debe simular en régimen turbulento ya que el número de Reynolds es del orden de 18988. Se escoge el modelo $k - \varepsilon$ *realizable* para la discretización de la ecuación de transporte. Esto debido a que tiene una capacidad superior para capturar el flujo medio de las estructuras complejas. (Davis et al., 2012; Wilcox, 2006). Su formulación matemática se presenta de igual manera que en el modelo del enfriador de gas.

6° Modelo de fracción de volumen de vapor

La fracción de volumen de vapor o fracción de huecos es uno de los parámetros importantes que se utilizan para caracterizar los flujos bifásicos. Es un valor físico clave para determinar las propiedades termofísicas así como parámetros energéticos en el proceso de cambio de fase. La fracción de volumen del vapor es de importancia fundamental en el modelado numérico, especialmente para la predicción en la transición de patrón de flujo, de la transferencia de calor y de la caída presión (Parrales et al., 2014; Kondou et al., 2008; Cheng et al., 2008). Es bien conocido que la fracción de volumen de un vapor es la relación entre el volumen de dicho vapor y el volumen total. Su valor varía entre 0 y 1, y se determina a menudo por medio de correlaciones empíricas ya que puede ser difícilmente medible durante el funcionamiento de un sistema de refrigeración real. La principal correlación es la que se basa en la fracción homogénea (α_{ho}) tal como se expresa la siguiente ecuación (Parrales et al., 2014).

$$\alpha_{ho} = \left(1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right) \right)^{-1} \quad (31)$$

donde x es la calidad del vapor, ρ_l y ρ_g son la densidad del líquido y del vapor, y μ_l y μ_g son la viscosidad dinámica del líquido y del vapor.

3.2.3.2 Modelo geométrico del evaporador

El modelo geométrico del evaporador se construye mediante la herramienta CAD DesignModeler descrito anteriormente. Las características geométricas que conducen a la construcción del modelo se presentan en la Tabla 3.10. Estos valores son evaluados con base a las mismas fórmulas descritas en el modelo del enfriador de gas.

Tabla 3.10 Características del modelo geométrico del evaporador.

Parámetro	Magnitud
Diámetro equivalente interior [m]	0.02969
Diámetro equivalente exterior [m]	0.04268
Diámetro exterior del tubo anular [m]	0.06038
Diámetro hidráulico del tubo anular [m]	0.0177
Altura del espiral [m]	0.18
Número de vueltas del espiral	2.5
Distancia entre giros y bucles [m]	0.002

La Figura 3.17 presenta el modelo geométrico basado únicamente en el dominio del fluido de trabajo, ya que el flujo de calor en la pared externa es considerado constante a lo largo de la geometría.

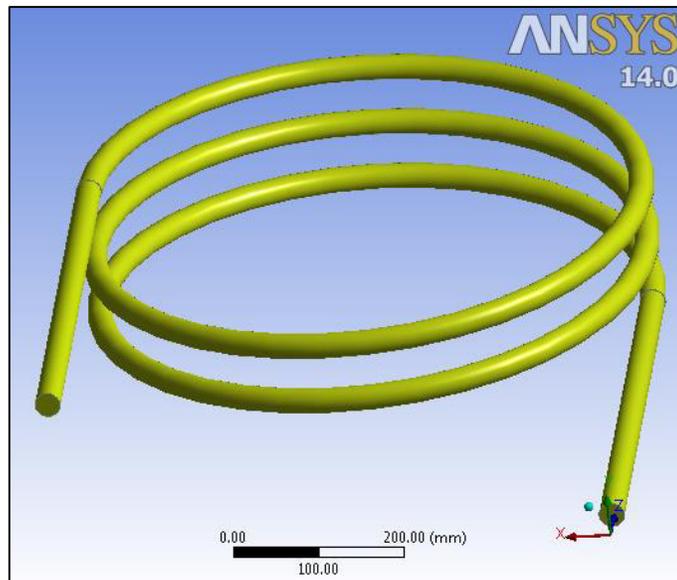


Figura 3.17 Geometrías del evaporador.

La Figura 3.18 presenta la geometría mallada del evaporador la cual se llevó a cabo mediante la herramienta ANSYS Mechanical Model, esto debido a la complejidad de la geometría helicoidal. El método *Sweep* triangular no estructurado ha sido usado en el proceso de mallado, esto con el fin reducir el número de elementos de mallas. Además, se ha agregado en la capa límite de mallas infladas para el control de los efectos hidrodinámicos de la turbulencia.

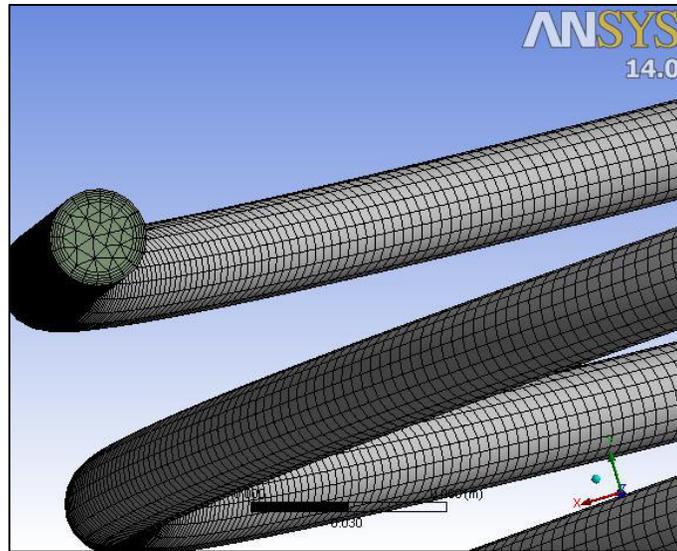


Figura 3.18 Mallado del evaporador.

Por otra parte, se realiza un análisis de sensibilidad de las mallas en base a seis diferentes tamaños de mallas que incluyen 60480, 120768, 207072, 362600, 429660 y 564300 elementos. El análisis se basa en el comportamiento de la velocidad relativa del CO_2 a lo largo del evaporador. La elección de la velocidad relativa del CO_2 se justifica por el hecho de que es el parámetro que más influye sobre el fenómeno de cambio de fase en evaporador. La Figura 3.19 muestra las diferentes locaciones seleccionadas para este análisis, donde E1, E2 y E3 representan las secciones transversales en la primera, la segunda y la tercera vueltas del lado de la entrada del CO_2 , mientras que S1, S2 y S3 representan las secciones transversales en las mismas vueltas pero diametralmente opuestas en las anteriores, es decir, al lado de la salida del CO_2 .

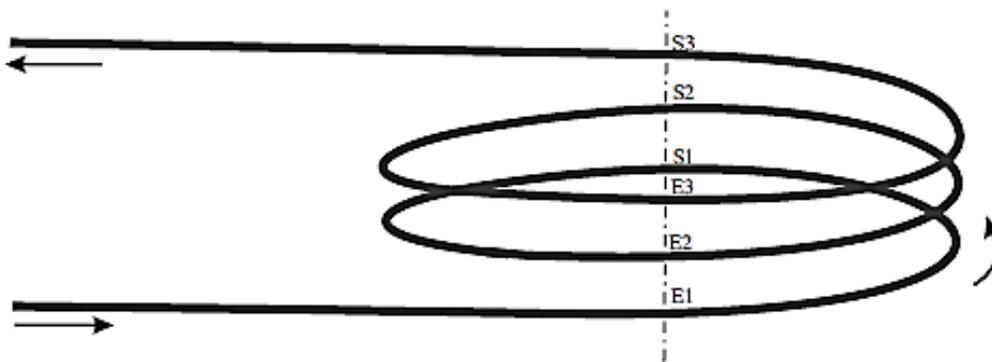


Figura 3.19 Localización de secciones transversales.

Los perfiles correspondientes a los seis tipos de mallas son gráficamente ilustrados en la Figura 3.20 para cada locación. Se aprecia que la velocidad relativa del CO_2 en todas las secciones transversales no está afectada por el tamaño de mallas cuando el número de elementos de malla está por encima de 362600. Para asegurar la independencia de los resultados en función del cambio de tamaño de mallas, se escoge la malla de 564300 elementos para el presente estudio.

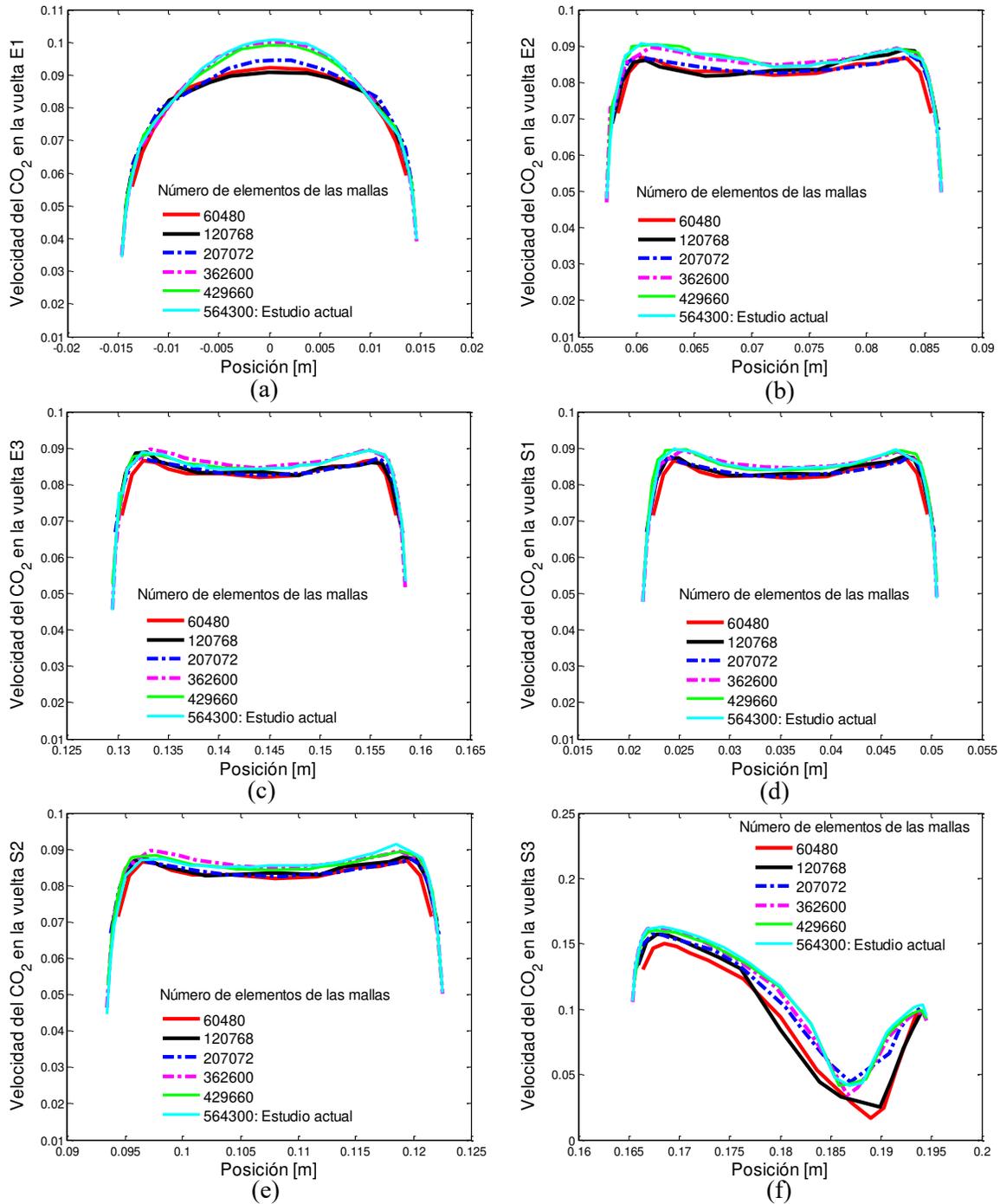


Figura 3.20 Sensibilidad de mallas para el modelo geométrico del evaporador.

En la Tabla 3.11 se presentan las características para el tamaño de malla seleccionado para el modelo geométrico del evaporador. Se aprecian también los factores de control de calidad incluyendo la ortogonalidad y la oblicuidad los cuales tienen valores muy satisfactorios.

Tabla 3.11 Características de tamaño óptimo de malla para modelo del evaporador.

Especificación		Magnitud
Nodos		472006
Elementos		564300
Ortogonalidad	Mínimo	0.7033
	Máximo	0.9993
Oblicuidad (Skewness)	Mínimo	0.0017
	Máximo	0.4890

3.2.3.3 Condiciones de frontera del evaporador

A diferencia de los dos equipos anteriores, se propone analizar el evaporador únicamente bajo condiciones de frontera constantes. La razón de esta elección se justifica por el hecho de que los principales parámetros tales como temperatura, presión y propiedades termofísicas son definidas en base a las condiciones de saturación. Las diferentes condiciones de frontera propuestas son descritas en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12 Condiciones de frontera para el modelo del evaporador.

Dominio	Condición	Magnitud
Entrada de CO₂	Temperatura [K]	263.15
	Velocidad [m/s]	0.0786
	Fracción de volumen del líquido [-]	0.8
	Intensidad turbulenta [%]	5
	Escala de longitud turbulenta [m]	0.05
Salida de CO₂	Presión [Pa]	2.649×10^6
	Temperatura total de contraflujo [K]	268
	Intensidad turbulenta de contraflujo [%]	5
	Escala de longitud turbulenta de contraflujo [m]	0.05
Pared	Flujo de calor [W/m ²]	7925
	Condiciones de cizallamiento	No deslizamiento
	Movimiento de la pared	Pared estacionario

La temperatura de entrada y a la presión de salida son valores al estado de saturación de CO₂. La fracción de volumen del CO₂ líquido se deduce de la fracción de volumen de vapor del CO₂ calcula mediante la correlación de fracción de volumen homogénea (ver ec. 31). La velocidad, la intensidad turbulenta y la escala de longitud turbulenta a la entrada del evaporador son evaluadas en base a la geometría del evaporador y las propiedades termofísicas e hidrodinámicas del CO₂ a la entrada del evaporador. Por otro lado, la temperatura total de contraflujo, la intensidad de turbulenta y la escala de longitud turbulenta a la salida del evaporador son estimadas a partir de los valores de entrada. En cuanto al flujo de calor en la

pared su magnitud es la razón de la carga térmica promedio del evaporador y del área de transferencia de transferencia de calor. Además, se suman las condiciones de no deslizamiento y estacionario para la pared.

3.3 Conclusiones parciales

En este capítulo se ha desarrollado los modelos matemáticos y geométricos de los equipos de intercambio de calor de la instalación transcítica experimental. Este desarrollo fue anticipado con una descripción general de la instalación. Los modelos matemáticos fueron solamente planteados debido a que se ha propuesto el uso del código comercial ANSYS Fluent para el procesamiento de los modelos geométricos.

Los modelos matemáticos fueron basados en las ecuaciones de conservación de masa, momento, energía en estado transitorio, y de las ecuaciones de transporte para modelo de turbulencia. El uso del modelo de turbulencia fue justificado por el hecho de que los números de Reynolds en todo los equipos se encuentran por encima de límite laminar. El modelo $k-\varepsilon$ realizable fue propuesto para el análisis de la de turbulencia en todos los casos.

Por otra parte, los modelos geométricos fueron construidos en 3D mediante la herramienta computacional ANSYS DesignModeler y mallado en ANSYS Meshing excepto el modelo geométrico del evaporador, el cual ha sido mallado en ANSYS Mechanical con el fin de cambiar el posicionamiento del sistema de coordenadas. Se realizó un análisis de sensibilidad de malla para cada modelo.

Los resultados de este capítulo constituyen la etapa de pre-procesamiento para la simulación numérica de los equipos de intercambio de calor de la instalación transcítica, lo cual será el objetivo principal del próximo capítulo.

Referencias

- Batchelor, G.K. An Introduction to Fluid Dynamics. New York: Cambridge University Press, 2000. ISBN 978-0-521-66396-0.
- Bosch-Moreno, J.F. Métodos finitos. Trabajo de grado para optar al título de: Especialista en Modelación, Simulación, y Optimización de Sistemas, Universidad Pontificia Bolivariana Instituto De Energía Y Termodinámica Medellín, 2006.
- CESC-ZJU- Hydromechanics, Computational Fluid Dynamics, Center for Engineering and Scientific Computation, Zhejiang University 2003. Available from: http://www.cesc.zju.edu.cn/learningcenter/fluidlist_e.htm
- CFD-online, GNU Free Documentation License 1.2., 10 August 2015. Available form: http://www.cfd-online.com/Wiki/Codes#Commercial_codes
- Cheng, L., Ribatski, G., Quibén, J.M., Thome, J.R. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops. International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 111-124.
- Crank, J., Nicolson, P. A practical method for numerical evaluation of solutions of partial differential equations of the heat conduction type. Proc. Camb. Phil. Soc. 43: 1 (1947)50-67.
- Cruz- Salas, L.M. Solución del problema de convección utilizando volumen finito y algoritmos paralelos. DGSCA–UNAM, 2 de junio de 2009. <http://www.cimat.mx/Eventos/modelacionn09/cursoluis.pdf>
- Davis, P.L., Rinehimer, A.T., Uddin, M.A Comparison of RANS-Based Turbulence Modeling for Flow over a Wall-Mounted Square Cylinder. Technical document, PRU 2012. http://www.cd-adapco.com/sites/default/files/technical_document/pdf/PRU_2012.pdf
- Demidov, A. S. Generalized Functions in Mathematical Physics: Main Ideas and Concepts. Horizons in World Physics, Vol. 237. Huntington, NY Nova Science Publishers 2001.
- Ge, Y.T., Tassou, S.A., Santosa, I.D., Tsamos, K. Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system. Applied Energy 160 (2015) 973-981.
- Fluent Inc. User's Guide - 12.4 Standard, RNG, and Realizable, Fluent Inc. 2006-09-20. <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node480.htm>
- Fluent Inc. Tutorial Horizontal Film Boiling, June 3, 2002. <http://read.pudn.com/downloads149/sourcecode/app/642707/multiphase/horizontal-film-boil.pdf>
- Ituna-Yudonago, J.F., Belman-Flores, J.M., Riesco-Ávila, J.M., Gallegos-Muñoz, A. Comportamiento del coeficiente de transferencia de calor del R744 bajo condiciones de operación variables durante el proceso del enfriamiento en la región supercrítica. Memorias

- del XXIX congreso nacional de termodinámica Temixco, Morelo 1-5 de septiembre de 2014, pp. 198-221.
- Kondou, C., Kuwahara, K., Koyama, S. An experimental study on Void Fraction of CO₂ flow boiling in a horizontal micro-fin tube. International Refrigeration and air conditioning conference at Purdue, July 14-17, 2008.
- Li, W. Optimal analysis of gas cooler and intercooler for two-stage CO₂ trans-critical refrigeration system. *Energy Conversion and Management* 71 (2013) 1-11.
- Loseille, A., Löhner, R. Boundary layer mesh generation and adaptivity. AIAA Paper, 2011-0894, 2011.
- Niño Y. Método de los Volúmenes Finitos: Modelación Numérica en Ingeniería Hidráulica y Ambiental, Departamento de Ingeniería Civil, Universidad de Chile, Sem. Primavera, 2002.
- Parrales, A., Colorado, D., Huicochea, A., Díaz, J., Hernández, J. A. Void fraction correlations analysis and their influence on heat transfer of helical double-pipe vertical evaporator. *Applied Energy* 127 (2014) 156–165.
- Patankar, V., Suhas. Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Publishing Corporation. USA, 1980.
- Pérez-García, V. Aplicación del CO₂ en la producción de frío: dimensionamiento y construcción de una instalación transcritical. Tesis doctoral, Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Campus Irapuato – Salamanca, Universidad de Guanajuato, México, 2014.
- Pérez-García, V., Belman-Flores, J.M., Navarro-Esbrí, J., Rubio-Maya, C. Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO₂ as refrigeration mode base on simulation. *Applied Thermal Engineering* 51 (2013) 1038-1046.
- Qiao, H., Radermacher, R., and Aute, V. "A Review for Numerical Simulation of Vapor Compression Systems" (2010). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1090.
- Rasmussen B.P. Dynamic modeling for vapor compression systems-Part I: Literature review, *HVAC&R Research*, 18:5 (2012) 934-955.
- Sánchez, D., Torrella, E., Cabello, R., Llopis, R. Influence of the superheat associated to a semi-hermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant. *Appl. Therm. Eng.* 30 (2010) 302-309.
- Sun X., Sakai, M. Numerical simulation of two-phase flows in complex geometries by using the volume-of-fluid/immersed-boundary method. *Chemical Engineering Science* 139 (2016) 221–240.
- Wilcox, D.C. Turbulence Modeling for CFD, 3rd ed. DCW Industries, 2006. http://cfd.spbstu.ru/agarbaruk/c/document_library/DLFE-36838.pdf

- Yang, Z., Peng, X.F., Ye, P. Numerical and experimental investigation of two phase flow during boiling in a coiled tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 1003-1016.
- Yuan, H., Edlebeck, J., Wolf, M., Anderson, M., Corradini, M., Klein, S., Nellis, G. Simulation of Supercritical CO₂ Flow Through Circular and Annular Orifice. *Journal of Nuclear Engineering and Radiation Science* 1 (2) (2015) 2-11.
- Yu, P.Y., Lin, W.K., Wang, C.C. Performance evaluation of a tube-in-tube CO₂ gas cooler used in a heat pump water heater. *Experimental Thermal and Fluid Science* 54 (2014) 304-312.

Capítulo 4

Simulaciones numéricas y validación

Este capítulo se centra en la descripción de los procedimientos de simulación numérica de los modelos desarrollados en el capítulo anterior. Además, se lleva a cabo la validación de los resultados numéricos por medio de correlaciones empíricas reportadas en la literatura, ya que la instalación bajo estudio se encuentra todavía en la puesta en marcha.

Una etapa muy importante en la simulación numérica en el estado transitorio es la definición del paso de tiempo. Es bien conocido que la precisión en los resultados de una simulación numérica en el estado transitorio no sólo depende del tamaño de la malla, sino también depende del tamaño de paso de tiempo. Cuanto más pequeño es el tamaño del paso de tiempo, más precisa será la solución. Pero la desventaja de usar un tamaño del paso de tiempo pequeño es el incremento en el tiempo computacional. Debido a esto, es importante llevar a cabo un análisis de sensibilidad de tamaño de paso de tiempo para determinar el intervalo de tiempo en el que los resultados son independientes de la variación en el tamaño de paso de tiempo. Para este fin, en la primera sección de este capítulo, se realiza un análisis de sensibilidad del tamaño de paso de tiempo para cada modelo.

4.1 Enfriador de gas

A continuación se describen los procedimientos de simulación numérica para ambos modelos del enfriador de gas, así como la validación de los mismos.

4.1.1 Procedimientos de simulación numérica.

Las simulaciones de los modelos del enfriador de gas se realizan mediante el software ANSYS Fluent 14.0. Las propiedades termofísicas del CO₂ y del agua son dependientes de la temperatura de los mismos. Debido a que la librería del Fluent no tiene propiedades para el CO₂ supercrítico, se han desarrollado correlaciones dependientes de la temperatura para las propiedades termofísicas del CO₂ y del agua basadas en las tablas termodinámicas escogidas en el software REFPROP 8.0 (Lemmon et al., 2007) las cuales son escritas en el lenguaje C++ y vinculadas a Fluent a través de las funciones definidas por el usuario (UDF por sus siglas en Inglés).

4.1.1.1 Algoritmo y esquema

Se escoge el algoritmo SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent*) para el acoplamiento de presión-velocidad ya que este algoritmo es lo más recomendable para la simulación de fluidos en régimen turbulento. Además, se elige el esquema

QUICK (*Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics*) de segundo orden para la discretización de los términos convectivos de las ecuaciones de momento, energía y turbulencia.

4.1.1.2 Definición de condiciones iniciales, factores de sub-relajación y criterios de convergencia de la solución

Se lleva a cabo la inicialización del proceso de la simulación numérica mediante el método estándar usando la referencia relativa de la zona de entrada de la corriente del CO₂ para temperatura, velocidad y parámetros de turbulencia. En cuanto a la presión manométrica, se propone un valor promedio de 5×10^6 Pa entre ambas corrientes del enfriador de gas. Por otro lado, para el caso del modelo con condiciones de frontera variable, se propone un valor de 305 K para la temperatura inicial, con el fin de facilitar la convergencia ya que el enfriador de gas opera en condiciones supercríticas (con temperatura superior a 304.15 K).

Respecto a los factores de sub-relajación, es bien conocido que el solucionador basado en la presión (*pressure-based solver, en inglés*) utiliza sub-relajación de ecuaciones para controlar la actualización de las variables calculadas en cada iteración. En Fluent, los parámetros de sub-relajación por defecto para todas las variables se ajustan a valores que son casi óptimos para el mayor número posible de casos. Estos valores son adecuados para muchos problemas, pero para algunos problemas no lineales en particular problema de flujos turbulentos es prudente ajustar los factores de sub-relajación (Fluent Inc., 2006). Así que en el modelo del enfriador de gas, sólo los factores de sub-relajación de presión y de momento fueron variables, con valores respectivos de 0.3 a 0.8 para la presión y de 0.3 a 0.7 para el momento.

En cuanto a los criterios de convergencia de la solución, los residuales se mantienen a los de 10^{-3} a excepción de la continuidad y de los parámetros de turbulencia en que se propone un valor de 10^{-4} para una mayor precisión en los resultados.

4.1.1.3 Análisis de sensibilidad del tamaño de paso de tiempo

El análisis de sensibilidad de tamaño de paso de tiempo para el modelo del enfriador de gas se basa en el comportamiento transitorio de la temperatura del CO₂ ya que es la variable que más afecta las propiedades termofísicas, así como los parámetros de transferencias de calor durante el proceso de enfriamiento del CO₂ (Ge et al., 2015; Yu et al., 2014; Li, 2013). El análisis se lleva a cabo usando el modelo basado en la configuración en U. Se escoge la malla gruesa de 266000 elementos para este análisis con el fin de reducir el tiempo computacional. Se llevan a cabo las simulaciones numéricas en los primeros 2.5 s, que corresponden al periodo en el que la temperatura del CO₂ presenta mayores cambios transitorios.

Los resultados de este análisis son ilustrados gráficamente en la Figura 4.1 donde se puede apreciar que los cambios en el paso de tiempo entre 10^{-3} s y 5×10^{-5} s no tiene mayor influencia sobre el comportamiento temporal de la temperatura del CO₂ durante los 2.5 primeros segundos,

que es el periodo en el cual la magnitud de la temperatura baja drásticamente de 405 K a 385 K. La única discrepancia se observa en el paso de tiempo de 10^{-3} s después de los 2 primeros segundos. Basado en estos resultados, se escoge un paso de tiempo adaptativo entre 1×10^{-3} s y 5×10^{-5} s para la simulación de ambos modelos.

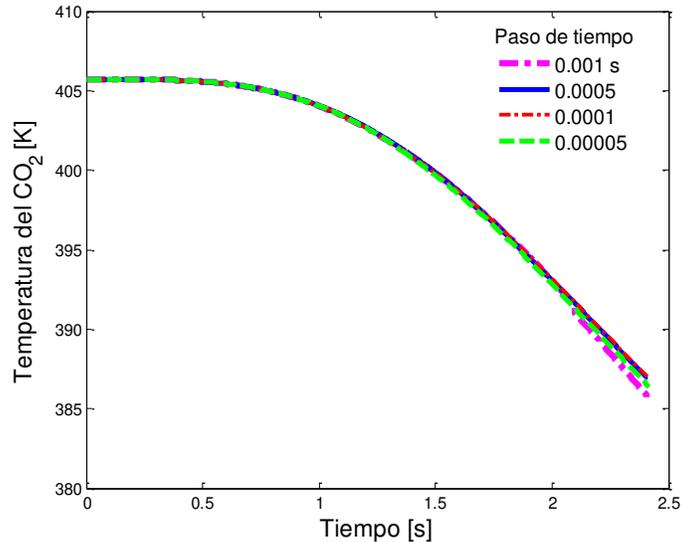


Figura 4.1 Efecto del tamaño de paso de tiempo sobre la temperatura del CO_2 en el enfriador de gas.

4.1.2 Validación de los resultados numéricos

Se pretenden validar los resultados numéricos por medio de correlaciones empíricas del número de Nusselt. Se eligen ocho correlaciones del número de Nusselt entre las más usadas en la literatura para el análisis termo-energético de los enfriadores de gas coaxiales que incluyen correlaciones realizadas por Gnielinski, (1976); Dittus-Boelter, (1930); Son-Park, (2006); Pitla et al., (2002); Petukhov et al., (1973); Fang et al., (2001); Bishop et al., (1965) y Yoon et al., (2003). Las ecuaciones características de cada correlación son descritas en el anexo C. Se escoge para la validación la gráfica del comportamiento promedio del número de Nusselt la cual caracteriza a todo el enfriador de gas.

La Figura 4.2 compara el perfil del número de Nusselt del CO_2 promedio estimado numéricamente, con los calculados con las correlaciones empíricas para el enfriador de gas caracterizado por la geometría recta. Se puede apreciar claramente que Bishop, Petukhov, Gnielinski y Dittus-Boelter son las correlaciones cuyos perfiles presentan menores diferencias en comparación con el resultado del modelo numérico.

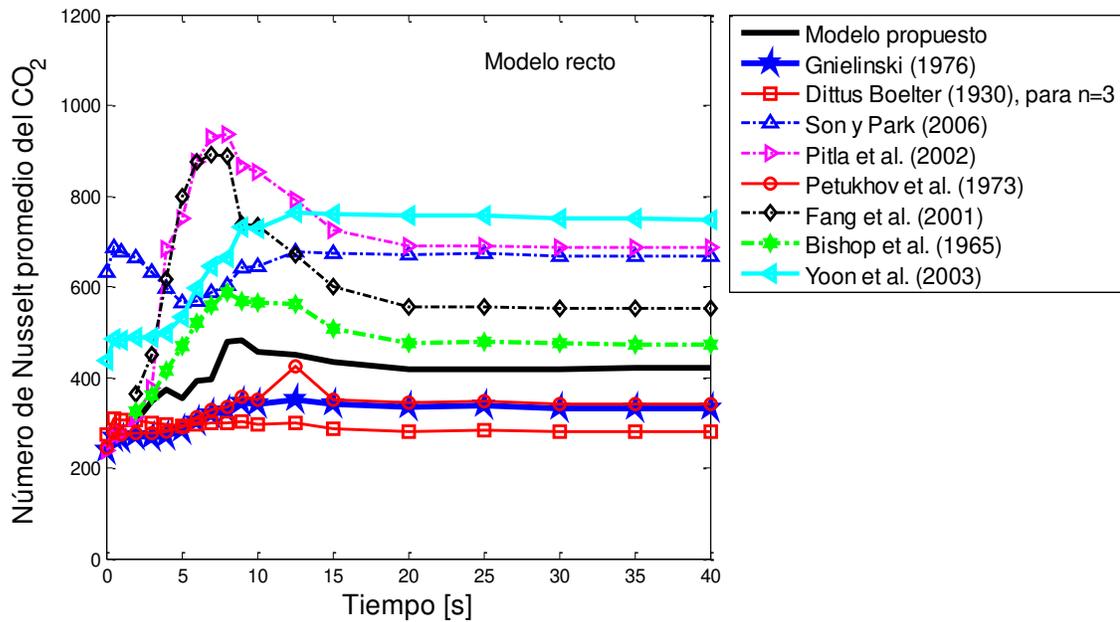


Figura 4.2 Validación del número de Nusselt promedio del CO₂ en el enfriador de gas recto.

Tabla 4.1 Diferencias relativas entre el número de Nusselt promedio del CO₂ estimado y los calculados mediante correlaciones experimentales para el modelo del enfriador de gas recto (expresada en %).

Tiempo (s)	Gnielinski, (1976)	Dittus-Boelter, (1930)	Son-Park, (2006)	Pitla et al., (2002)	Petukhov et al., (1973)	Fang et al., (2001)	Bishop et al., (1965)	Yoon et al., (2003)
2	10.47	1.80	121.13	3.80	7.50	21.30	8.52	62.40
3	22.48	13.58	83.24	8.81	19.92	30.22	4.17	41.57
4	27.45	20.91	60.20	83.15	25.08	65.53	11.44	33.42
5	20.30	16.89	59.60	111.90	17.74	125.33	32.12	50.45
6	22.46	24.09	45.60	123.48	20.05	123.38	33.29	52.61
7	19.25	24.19	49.35	136.15	16.81	126.10	41.82	63.33
8	32.02	37.59	26.63	96.35	29.99	86.26	23.14	39.40
9	28.02	37.11	33.68	80.43	25.92	53.69	18.03	52.61
10	25.27	34.94	41.76	87.14	23.09	61.58	24.33	59.86
12.5	21.79	33.50	50.31	76.50	5.41	49.31	25.06	70.20
15	21.52	33.92	55.21	67.62	19.29	38.27	17.41	75.43
20	19.91	32.85	60.42	65.07	17.64	32.91	14.00	80.59
25	19.16	32.25	61.77	65.91	16.87	33.36	14.94	82.05
30	20.29	33.05	60.07	64.59	18.03	32.71	13.66	79.61
35	20.95	33.63	58.85	63.29	18.71	31.60	12.71	78.29
40	21.02	33.68	58.72	63.19	18.78	31.54	12.64	78.14
Promedio	22.02	27.75	57.91	74.83	18.80	58.94	19.20	62.50

Por otra parte, se presentan en la Figura 4.3 se muestra la validación del número de Nusselt para la geometría en forma de U. Sin embargo, la tendencia más relevante es la de Bishop que presenta una diferencia mucho menor en el periodo transitorio. Se agregan a estos resultados las diferencias relativas promedio (ver Tabla 4.2) entre el modelo propuesto y cada correlación donde se aprecia que Petukhov, Gnielinski y Dittus-Boelter presentan menores diferencias sobre todo en el periodo estacionario en comparación con Son-Park, Fang, Yoon y Pitla.

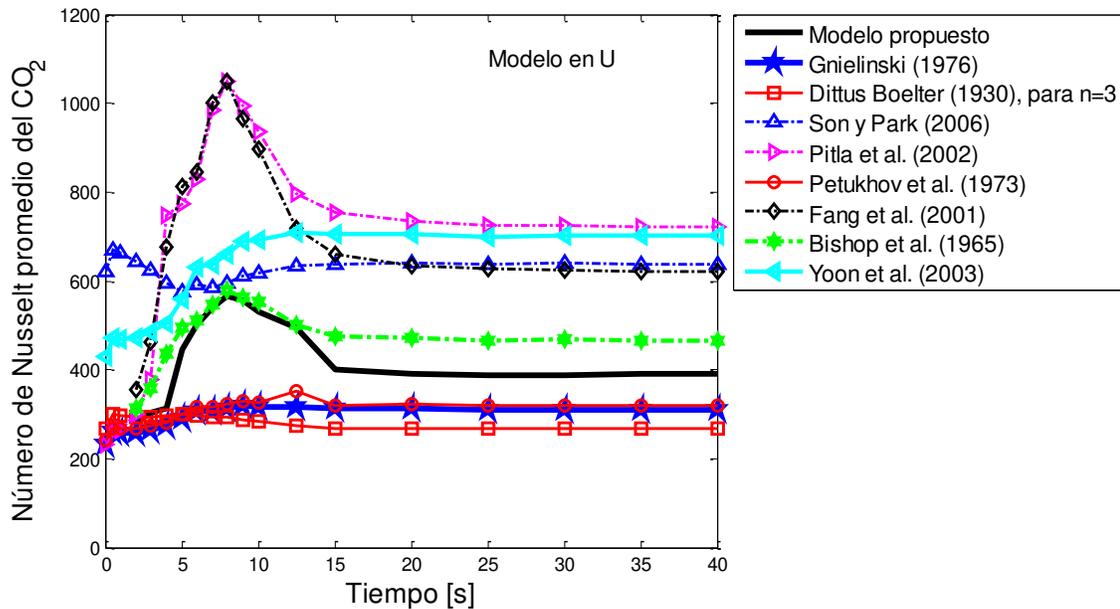


Figura 4.3 Validación del número de Nusselt promedio del CO₂ en el enfriador de gas en U.

Tabla 4.2 Diferencias relativas promedio entre el número de Nusselt promedio del CO₂ estimado y los calculados mediante correlaciones experimentales para el modelo del enfriador de gas en U (expresada en %).

Tiempo (s)	Gnielinski, (1976)	Dittus-Boelter, (1930)	Son-Park, (2006)	Pitla et al., (2002)	Petukhov et al., (1973)	Fang et al., (2001)	Bishop et al., (1965)	Yoon et al., (2003)
2	8.16	4.35	129.53	7.02	5.10	26.52	11.10	67.62
3	13.02	3.12	105.76	24.16	10.14	52.21	17.74	59.25
4	12.59	5.08	91.15	139.86	9.73	116.43	40.03	62.01
5	34.78	32.90	29.31	73.74	32.71	82.34	11.18	25.23
6	38.55	40.54	18.26	65.68	36.67	68.55	1.73	25.97
7	43.09	45.77	8.37	82.90	41.37	85.84	1.60	18.30
8	44.53	48.29	5.29	85.24	42.86	85.27	2.23	16.86
9	42.90	48.31	9.95	78.41	41.22	73.22	1.09	23.44
10	40.43	46.70	16.50	76.29	38.69	68.87	4.24	30.02
12.5	36.08	44.54	28.61	61.67	28.70	45.79	1.33	43.60
15	22.25	32.95	59.03	88.00	20.02	64.60	18.84	76.17
20	20.17	31.23	63.60	87.50	17.88	62.41	20.57	80.10
25	20.08	31.10	64.49	87.00	17.79	61.67	20.52	80.46
30	19.58	30.75	65.28	87.14	17.27	61.38	20.82	81.60
35	20.53	31.59	63.40	84.67	18.25	59.22	19.23	79.57
40	20.32	31.42	63.79	85.07	18.04	59.55	19.50	80.01
Promedio	27.32	31.79	51.39	75.90	24.78	67.12	13.23	53.14

A margen de este proceso de validación, los resultados también se comparan con aquellos encontrados por [Eldik et al., \(2014\)](#). Estos autores llevaron a cabo un análisis teórico y experimental en un enfriador de gas supercrítico. La Tabla 4.3 muestra las diferencias relativas promedio obtenidas por [Eldik et al., \(2014\)](#) contra los obtenidos mediante ambos modelos propuestos para las mismas correlaciones empíricas. Se puede inferir a través de esta comparativa que los modelos numéricos desarrollados en el presente estudio predicen mejor el comportamiento del CO₂ en el enfriador de gas.

Tabla 4.3 Diferencia relativa promedio obtenida por Eldik y en el actual estudio

Correlación del número de Nusselt	Diferencia relativa promedio		
	Eldik et al., (2014)	Modelo recto	Modelo en U
Dittus-Boelter, (1930)	20%	27.75 %	31.79 %
Gnielinski, (1976)	45%	22.02 %	27.32%
Son-Park, (2006)	66%	57.91 %	51.39%
Pitla et al., (2002)	107%	74.83 %	75.9 %
Yoon et al., (2003)	143%	62.50%	53.14%

4.2 Intercambiador de calor intermedio

4.2.1 Procedimientos de simulación numérica.

La simulación de los modelos del intercambiador de calor intermedio se lleva a cabo mediante el software ANSYS CFD Fluent 14.0. Las propiedades termofísicas del CO₂ en ambas corrientes son dependientes de la temperatura y evaluadas mediante correlaciones escritas en el lenguaje C++ y vinculadas a Fluent a través de UDFs.

4.2.1.1 Algoritmo y esquema

El algoritmo SIMPLEX así como el esquema QUICK de segundo son elegidos para la simulación debido a la misma razón mencionada anteriormente.

4.2.1.2 Definición de condiciones iniciales, de factores de sub-relajación y de criterios de convergencia de la solución

Se propone el método estándar para la inicialización del proceso de la simulación numérica utilizando la referencia relativa donde la temperatura y la presión son los valores promedio de las condiciones de frontera de ambas corrientes, que son de 5×10^6 Pa para la presión inicial y 290 K para la temperatura inicial. En cuanto a la velocidad inicial así como los parámetros de turbulencia, se consideran los valores relativos en la frontera de entrada de la corriente caliente, ya que es la corriente que pudiera tener problema de divergencia debido a sus condiciones supercríticas.

Por otro lado, los factores de sub-relajación de presión y de momento son variables, con valor flotante entre 0.3 y 0.8 para la presión y entre 0.3 y 0.7 para el momento. Los residuales se mantienen a los valores por default a excepción de la continuidad y de los parámetros de turbulencia en que se propone un valor de 10^{-4} para una mayor precisión en los resultados.

4.2.1.3 Análisis de sensibilidad del tamaño de paso de tiempo

Se propone la temperatura del CO₂ como parámetro con base al cual se lleva a cabo el análisis de sensibilidad del tamaño de paso de tiempo para la simulación numérica del IHX. Se considera para este análisis la malla gruesa de 168000 elementos para reducir el tiempo computacional. Se consideran cuatro diferentes tamaños de pasos de tiempo que incluyen 1×10^{-3} s, 5×10^{-4} s, 1×10^{-4} s y 5×10^{-5} s para el análisis de sensibilidad.

Los resultados se presentan en las Figuras 4.4a y 4.4b para ambas corrientes. Se puede apreciar que los cambios en todos los tamaños de paso de tiempo no tienen ninguna influencia sobre el comportamiento temporal de la temperatura del CO₂ en ambas corrientes. Basado en estos resultados, se propone un paso de tiempo variable para la simulación numérica de los modelos del IHX, con el fin de reducir el tiempo computacional y además proporcionar un buen control de los criterios de convergencia.

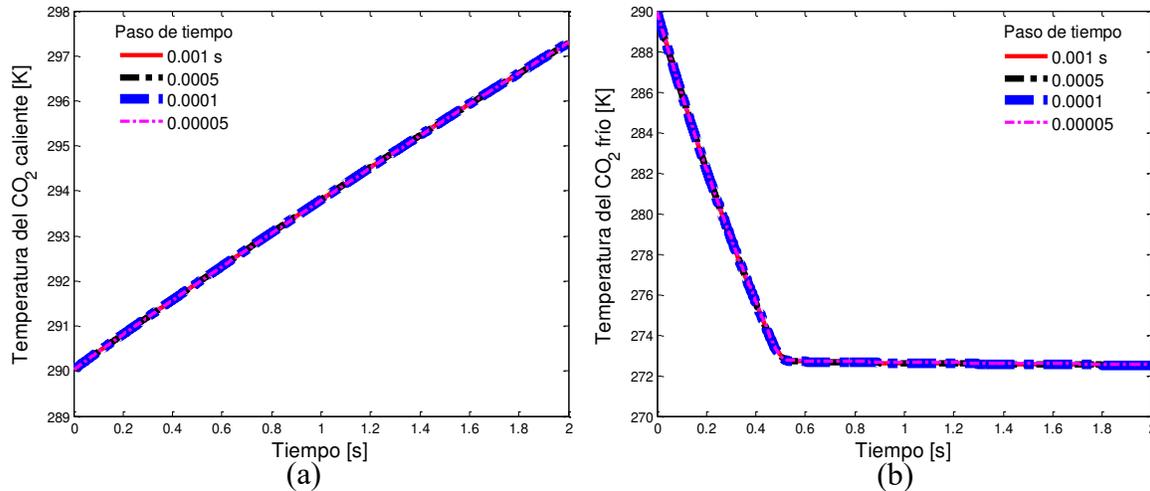


Figura 4.4 Efecto del paso de tiempo de la simulación sobre la temperatura del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

4.2.2 Validación de los resultados numéricos

La validación de los resultados numéricos del intercambiador intermedio se realiza mediante correlaciones empíricas de número de Nusselt. Se consideran para este propósito dos grupos de correlaciones. El primer grupo incluye todas las correlaciones que se aplican para las condiciones supercríticas tales como las correlaciones de [Gnielinski, \(1976\)](#); [Dittus-Boelter, \(1930\)](#); [Pitla et al. \(2002\)](#); [Petukhov et al. \(1973\)](#); [Fang et al. \(2001\)](#); [Yoon et al. \(2003\)](#) y [Bishop et al. \(1965\)](#) las cuales serán usadas para la validación de los resultados del número de Nusselt de la corriente caliente. Por otra parte, el segundo grupo contiene las correlaciones que se aplican para las condiciones subcríticas tales como las correlaciones de [Gnielinski, \(1976\)](#); [Dittus-Boelter, \(1930\)](#); [Pitla et al. \(2002\)](#); [Petukhov et al \(1973\)](#); [Fang et al. \(2001\)](#); [Jackson, \(2013\)](#) y [Bishop et al. \(1965\)](#) las cuales serán usadas para la validación de los resultados del número de Nusselt de la corriente fría. Cabe mencionar que los detalles relativos a cada correlación se encuentran en el anexo C. Se escoge para la validación la gráfica del comportamiento promedio del número de Nusselt, que proporciona mayor información sobre el comportamiento global del número de Nusselt.

La Figura 4.5 muestra la comparación entre el número de Nusselt estimado y los calculados con base a las correlaciones empíricas para la corriente caliente. En general, el perfil del número de Nusselt estimado presenta una tendencia similar a la mayoría de las correlaciones empíricas. Las correlaciones de Dittus-Boelter y Yoon son las que presentan un comportamiento más similar al del modelo numérico. Las diferencias relativas entre el número de Nusselt estimado y los basados en las correlaciones empíricas se presentan en la Tablas 4.4 para diferentes tiempos durante el arranque. Los resultados no toman en cuenta el tiempo inicial, ni tampoco el tiempo de 0.1 s, ya que los valores del número de Nusselt correspondiente son cero. Sin embargo, los resultados permiten clasificar las correlaciones de acuerdo a la diferencia con el resultado

numérico de la siguiente manera: Dittus-Boelter 5.58%, Gnielinski 12.97%, Yoon 13.79%, Petukhov 15.45%, Bishop 15.52%, Pitla 23.94%, y Fang 26.62%.

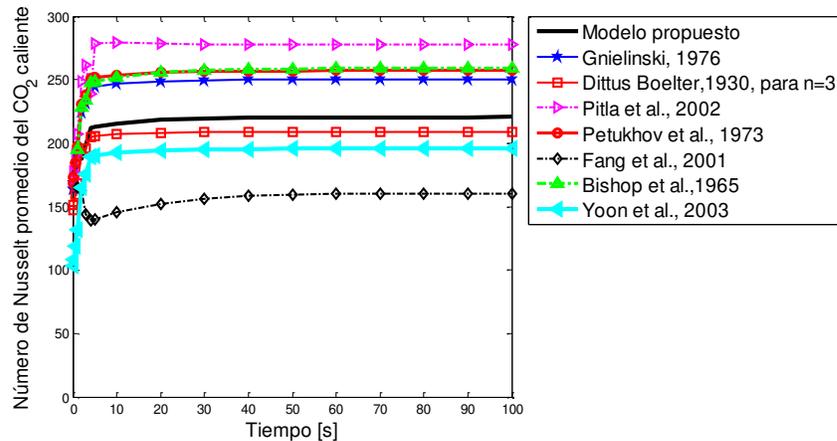


Figura 4.5 Validación de número de Nusselt promedio del CO₂ caliente a partir de diversas correlaciones

Tabla 4.4 Diferencia relativa entre el número de Nusselt promedio del CO₂ caliente estimado y calculado con correlaciones empíricas (expresada en %).

Tiempo (s)	Gnielinski, (1976)	Dittus-Boelter, (1930)	Pitla et al., (2002)	Petukhov et al., (1973)	Fang et al., (2001)	Yoon et al., (2003)	Bishop et al., (1965)
0.5	2.32	14.12	5.01	0.05	16.01	31.12	1.02
1	2.62	14.51	5.14	0.05	16.12	32.97	1.14
2	19.39	2.44	32.36	22.71	13.31	12.17	21.36
3	16.68	1.30	31.80	19.90	27.64	11.31	18.06
4	15.18	3.31	12.74	18.38	34.33	10.48	16.86
5	14.84	3.67	30.71	18.02	34.31	10.64	16.63
10	14.56	4.05	29.42	17.73	32.57	10.68	16.92
20	13.96	4.67	27.58	17.12	30.16	11.01	17.11
30	13.66	4.98	26.67	16.82	28.82	11.19	17.23
40	13.55	5.10	26.24	16.69	28.09	11.26	17.33
50	13.50	5.15	26.04	16.64	27.70	11.29	17.39
60	13.48	5.17	25.94	16.62	27.50	11.30	17.43
70	13.47	5.18	25.89	16.61	27.40	11.30	17.45
80	13.47	5.19	25.87	16.61	27.34	11.30	17.46
90	13.46	5.19	25.86	16.61	27.31	11.30	17.47
100	13.44	5.21	25.82	16.58	27.31	11.32	17.45
Promedio	12.97	5.58	23.94	15.45	26.62	13.79	15.52

De igual manera, se comparan en la Figura 4.6 los perfiles del número de Nusselt estimado y los calculados con base a las correlaciones empíricas para la corriente fría. Se aprecia en esta Figura una buena semejanza entre el número de Nusselt estimado y varias correlaciones

empíricas. La correlación proporcionada por Bishop es la que tiene una diferencia muy pequeña con los resultados estimados.

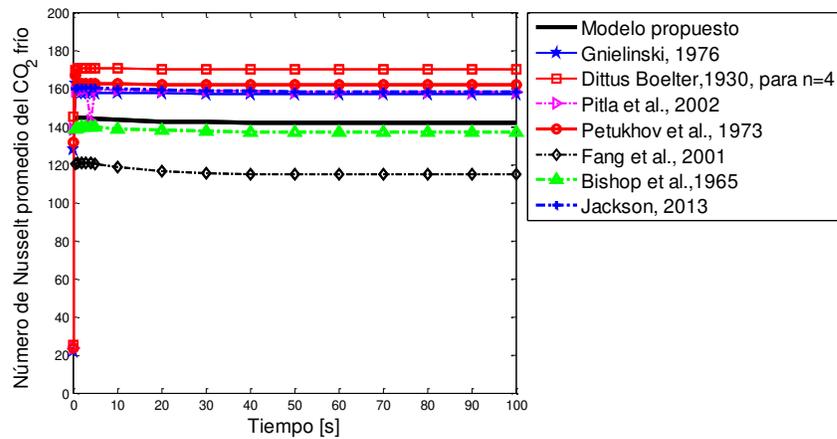


Figura 4.6 Validación del número de Nusselt promedio del CO₂ frío a partir de diversas correlaciones empíricas.

Con base a los resultados del análisis de diferencias relativas presentados en la Tabla 4.5, las correlaciones se clasifican como sigue: Bishop 3.41%, Gnielinski 10.16%, Pitla 10.41%, 11.28% Jackson, Petukhov 13.56%, 17.91% de Fang, y Dittus-Boelter 19.01%.

Tabla 4.5 Diferencia relativa entre el número de Nusselt promedio del CO₂ frío estimado y calculado con correlaciones empíricas (expresada en %).

Tiempo (s)	Gnielinski, (1976)	Dittus-Boelter, (1930)	Pitla et al., (2002)	Petukhov et al (1973)	Fang et al., (2001)	Jackson , (2013)	Bishop et al., (1965)
0.5	12	17.66	10.01	15.52	16.43	10.61	3.75
1	8.88	17.81	10.09	12.24	16.6	10.71	3.61
2	9.011	17.923	10.209	12.375	16.327	10.871	3.431
3	9.210	18.122	10.385	12.580	16.213	11.059	3.262
4	9.376	18.295	0.861	12.751	16.267	11.178	3.174
5	9.475	18.404	10.595	12.853	16.452	11.216	3.175
10	9.830	18.828	10.883	13.220	17.298	11.314	3.252
20	10.254	19.339	11.246	13.657	18.264	11.445	3.336
30	10.443	19.571	11.419	13.852	18.733	11.493	3.386
40	10.523	19.673	11.496	13.935	18.970	11.504	3.419
50	10.567	19.728	11.536	13.980	19.092	11.513	3.437
60	10.584	19.750	11.552	13.997	19.156	11.512	3.450
70	10.591	19.760	11.559	14.005	19.188	11.511	3.456
80	10.596	19.767	11.564	14.010	19.205	11.511	3.460
90	10.591	19.763	11.562	14.005	19.214	11.504	3.464
100	10.592	19.764	11.563	14.006	19.219	11.504	3.465
Promedio	10.16	19.01	10.41	13.56	17.91	11.28	3.41

4.3 Evaporador

En esta sección se presentan los principales resultados numéricos de las simulaciones realizadas para el evaporador del sistema transcrito.

4.3.1 Procedimientos de simulación numérica

La simulación del evaporador se lleva a cabo mediante el software ANSYS CFD Fluent 14.0 como las anteriores. Las propiedades termofísicas del CO₂ en estado líquido y en fase vapor utilizadas en el procesamiento son definidas en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6 Propiedades de saturación del CO₂ a 263.15 K

Propiedad	Líquido	Vapor
Densidad [kg/m ³]	982.897	71.183
Calor específico [J/kg K]	2307.2	1509.1
Conductividad térmica [W/m K]	0.1214	0.016188
Viscosidad [Pa s]	1.18×10^{-4}	0.1386×10^{-4}

Los términos fuente de las ecuaciones de conservación de masa y energía son escritos en lenguaje C++ y vinculados al Fluent a través de UDFs.

4.3.1.1 Algoritmo y esquema

El acoplamiento de presión-velocidad se lleva a cabo mediante el algoritmo PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operator*), además, se propone el esquema QUICK de segundo orden para la discretización de los términos convectivos de las ecuaciones de momento, energía y turbulencia (Leonard, 1979). Por otra parte, para el procesamiento de los parámetros de fracción de volumen, se propone el esquema explícito de Euler, donde la fuerza de cuerpo es considerada. Este esquema es el más recomendable para la simulación en el estado transitorio en el fenómeno de cambio de fase.

4.3.1.2 Definición de condiciones iniciales, de factores de sub-relajación y de criterios de convergencia de la solución

Para las condiciones iniciales, se consideran las referencias relativas a la frontera de entrada del modelo, a excepción de la fracción de volumen donde el valor 0.8 que representa la fracción de volumen de líquido es considerado. Los factores de sub-relajación de presión y de momento son variables, con valores entre 0.3 y 0.8 para la presión y entre 0.3 y 0.7 para el momento. Los residuales se mantienen a los valores por default a excepción de la continuidad en que se propone un valor de 10^{-4} .

4.3.1.3 Análisis de sensibilidad del tamaño de paso de tiempo

La determinación del tamaño de paso de tiempo para la simulación numérica del evaporador se lleva a cabo mediante el análisis de sensibilidad del mismo sobre el promedio de la velocidad relativa del CO₂. Esto se justifica por el hecho de que es el parámetro que más influye sobre el fenómeno de cambio de fase en el evaporador. Se considera para este análisis la malla gruesa de 120768 elementos con el fin de reducir el tiempo computacional. La simulación se basa en cuatro tamaños diferentes de pasos de tiempo que incluyen 1×10^{-3} s, 5×10^{-4} s, 1×10^{-4} s y 5×10^{-5} s. Los resultados se muestran en la Figura 4.7, donde se observa que los cambios en el paso de tiempo no tienen efectos significativos sobre la velocidad relativa del CO₂ cuando el tamaño de paso de tiempo está por debajo de 0.0005 s. Por lo tanto, con el fin de asegurar la calidad de los resultados se propone un paso de tiempo variable entre 1×10^{-4} s y 5×10^{-5} s para la simulación numérica del evaporador.

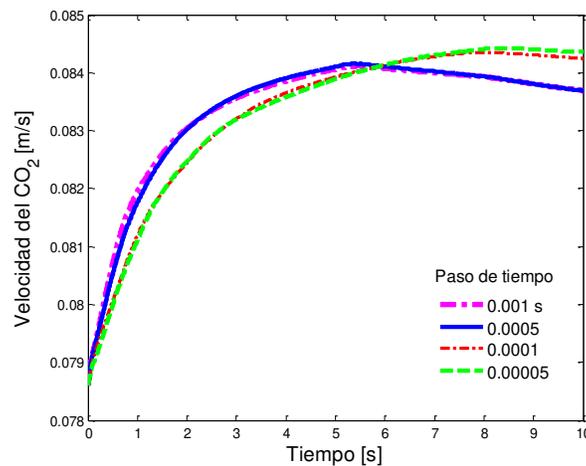


Figura 4.7 Efecto del paso de tiempo de la simulación sobre la velocidad del CO₂ en el evaporador.

4.3.2 Validación de los resultados numéricos

Existen varias correlaciones de fracción de huecos en la literatura. Las más usadas para los evaporadores helicoidales incluyen correlaciones obtenidas por Arman (1946), Massena, (1960); Arman (1946) y Chisholm, (1958). Los detalles relativos a cada una de las correlaciones son descritas en el anexo D. Se lleva a cabo la comparativa mediante dos tipos de gráficas: la de fracción de volumen de vapor a lo largo del evaporador y la fracción de vapor en la frontera de salida.

En la Figura 4.8a se compara en estado permanente el valor promedio en la sección transversal de la fracción de volumen de vapor del CO₂ con los evaluados mediante las correlaciones empíricas. Se aprecia una similitud entre la fracción de volumen estimado y todas las correlaciones. Entre las tres, Arman y Massena es la correlación que presenta menor discrepancia con el modelo propuesto. Por otro lado, se lleva a cabo la misma comparativa pero

basado en el comportamiento a la salida del evaporador. Los perfiles presentados en la Figura 4.8b corroboran los resultados anteriores. Arman y Massena son las correlaciones con menor diferencia.

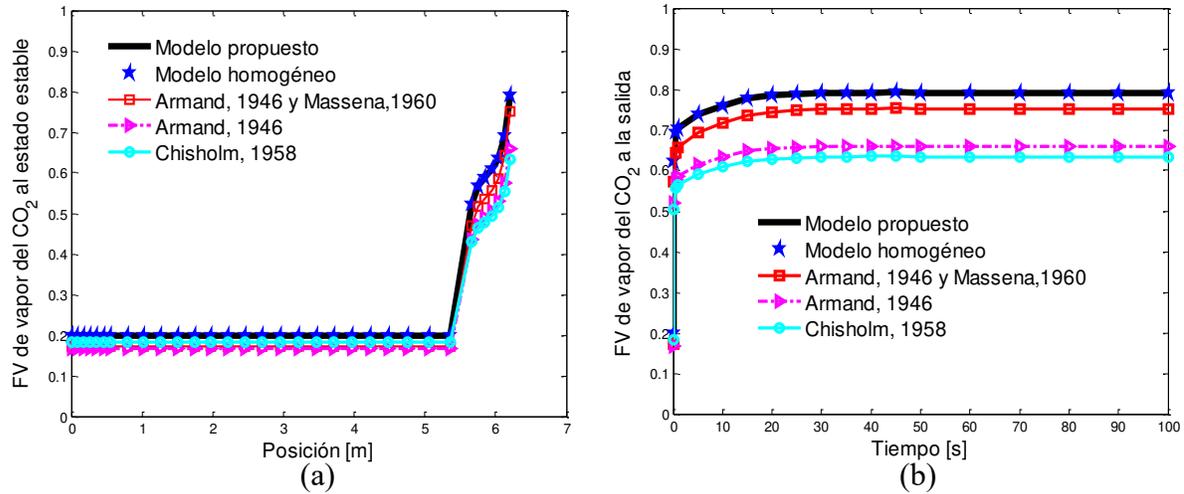


Figura 4.8 Validación del modelo mediante correlaciones empíricas para la fracción de volumen de vapor.

En resumen, los resultados de validación mediante las correlaciones empíricas de fracción de volumen de vapor del CO₂ han sido muy satisfactorios. Esto lleva a confirmar que el modelo propuesto puede predecir adecuadamente el comportamiento transitorio del evaporador.

4.4 Conclusiones parciales

En este capítulo se presentó la descripción de los procedimientos de simulación numérica de los modelos desarrollados anteriormente, el análisis de sensibilidad del tamaño de paso de tiempo para cada modelo y la validación de los resultados numéricos por medio de correlaciones empíricas reportadas en la literatura.

La descripción de los procedimientos de simulación numérica se basan en:

- Definición de las propiedades termofísicas de los fluidos vinculadas al ANSYS Fluent.
- Algoritmos de acoplamiento de la presión-velocidad y los esquemas para la simulación de las ecuaciones gobernantes.
- Definición de las condiciones iniciales, los factores de sub-relajación y los criterios de convergencia.

Se llevó a cabo un análisis de sensibilidad del tamaño de paso de tiempo, cuyos resultados han mostrado que el paso de tiempo adaptativo es un método adecuado para asegurar la calidad de resultados de la simulación.

Los resultados de validación mediante las correlaciones empíricas para todos los modelos han sido muy satisfactorios. Esto lleva a confirmar que los modelos propuestos pueden predecir el comportamiento transitorio de los equipos de la instalación transcítica bajo estudio.

Referencias

- Armand, A.A. The resistance during the movement of a two-phase system in horizontal pipes, *Izvestiya Vsesoyuznogo Teplotekhnicheskogo Instituta* 1 (1946) 16–23.
- Bishop, A.A., Sandberg, R.O., Tong, L.S. Forced convection heat transfer to water at near-critical temperatures and supercritical pressures. In: *American Inst. Chem. Engrs. – I. Chem. E. Symposium Series 2* (1965).
- Chisholm, D. A.D.K. Laird, Two phase flow in rough tubes, *Transactions of ASME* 80 (1958) 276–286.
- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. University of California, Berkeley, *Publications in Engineering*, 2 (1930) 443-461.
- Fang, X., Bullard, C.W. & Hrnjak, P.S. Modelling and analysis of gas coolers. *Ashrae Transactions*, 107 (1): (2001) 4-13.
- Fluent Inc. User's Guide - 12.4 Standard, RNG, and Realizable, Fluent Inc. 2006-09-20. <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node1022.htm>
- Ge, Y.T., Tassou, S.A., Santosa, I.D., Tsamos, K. Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system. *Applied Energy* 160 (2015) 973-981.
- Gnielinski V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering* 16 (1976) 359-368.
- Leonard, B.P. A stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation. *Comp. Meth. in App. Mech. and Engineering*, 19:59-98, 1979.
- Li, W. Optimal analysis of gas cooler and intercooler for two-stage CO₂ trans-critical refrigeration system. *Energy Conversion and Management* 71 (2013) 1-11.
- Massena WA. Steam-water pressure drop and critical discharge FlowA Digital Computer Program. Hanford Atomic Products Operation, Richland, WA, Report HW- 65706; 1960.
- Petukhov B.S., Kurganov V.A., Gladuntsov A.I. Heat transfer in turbulent pipe flow of gases with variable properties. *Heat Transfer-Soviet Research* 5 (1973) 109-116.
- Pitla S.S., Groll E.A., Ramadhyani S. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 887-895.

Son C.H. and Park S.J. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube. *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 539-546.

Yoon S.H., Kim J.H., Hwang Y.W., Kim M.S., Min K., Kim Y. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region. *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 857-864.

Yu, P.Y., Lin, W.K., Wang, C.C. Performance evaluation of a tube-in-tube CO₂ gas cooler used in a heat pump water heater. *Experimental Thermal and Fluid Science* 54 (2014) 304-312.

Capítulo 5

Resultados

En este capítulo se presentan los principales resultados de las simulaciones numéricas del modelo del enfriador de gas, del intercambiador de calor intermedio y del evaporador desarrollados en el capítulo anterior. Los resultados muestran el comportamiento de las propiedades termofísicas, parámetros de turbulencia, parámetros adimensionales y del coeficiente convectivo de transferencia de calor. Se analiza el efecto de la efectividad térmica de cada intercambiador de calor sobre el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración transcritical.

5.1 Enfriador de gas

Los resultados se presentan gráficamente en el espacio y en el tiempo. Las representaciones espaciales se basan en el modelo de geometría en U con condiciones de frontera constante. Se presentan las posiciones a lo largo de las corrientes en forma rectilínea considerando la distancia entre 0.8248 m y 1.1752 m como la longitud correspondiente a la curvatura (ver Figura 5.1). Cada gráfica describe el perfil de alguna propiedad o parámetro de transferencia de calor en la dirección axial. La magnitud en cada posición corresponde a un promedio sobre la sección transversal de la corriente.

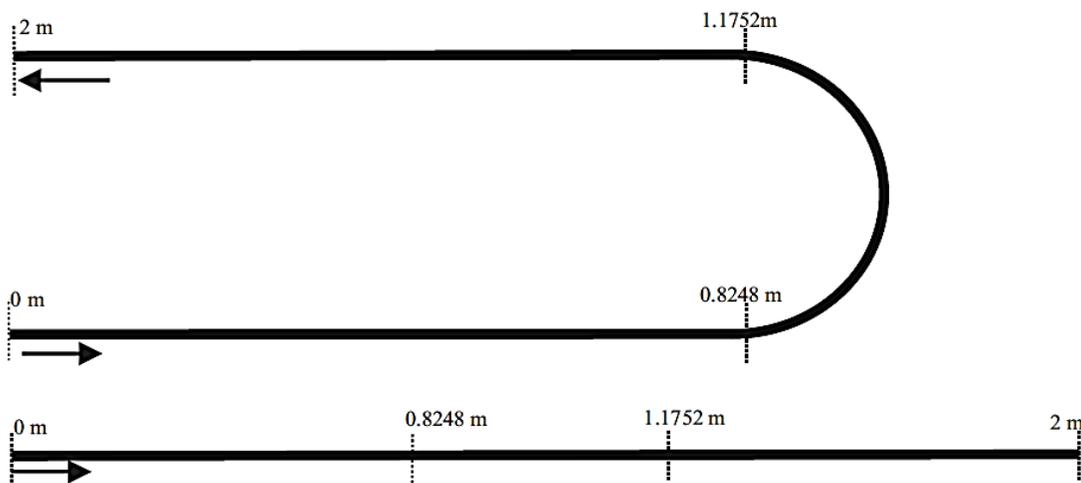


Figura 5.1 Representación rectilínea de la configuración en U.

Por otro lado, las gráficas temporales describen el comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas así como de algunos parámetros de transferencia de calor en la frontera de salida de cada corriente. Además, se hace un análisis comparativo entre el modelo del enfriador de gas

en forma de U y el de forma recta basado especialmente en los parámetros de transferencia de calor y la efectividad térmica del enfriador de gas. Estos resultados permiten predecir el comportamiento transitorio del COP durante la operación del sistema transcrito.

Finalmente, se hace una comparación entre el modelo del enfriador de gas en forma de U con condiciones de frontera constantes y variables. La comparación se basa en los perfiles temporales de la temperatura del CO₂ y de paredes, la tasa de transferencia de calor, la efectividad térmica del enfriador de gas así como el COP del ciclo transcrito.

5.1.1 Distribución de temperaturas a lo largo del enfriador de gas

El comportamiento transitorio de la temperatura del CO₂, agua y paredes a lo largo del enfriador de gas en U es presentado en la Figura 5.2. Los perfiles son presentados de manera que la entrada del CO₂ (Figura 5.2 a) y la salida del agua (Figura 5.2b) se ubican ambas en la posición $z=0$. Ambos fluidos intercambian calor por medio del tubo interno cuya distribución de temperatura en las paredes se muestra en las Figuras 5.2c y 5.2d.

El comportamiento térmico en ambas paredes como en los dos fluidos es muy similar al inicio debido a que ambos fluidos inician a la misma temperatura (405.7 K). Después de 2 s, la temperatura del agua disminuye considerablemente alrededor de 320 K, debido a la baja temperatura en la frontera de entrada de la misma. Esto provoca una disminución progresiva en la temperatura del CO₂ acompañada de una ligera inestabilidad a lo largo del enfriador de gas. Al momento que aumenta el tiempo de operación, surge una importante variación en la temperatura del CO₂ en la región cerca de la frontera de salida. Las fluctuaciones se reducen cuando la temperatura empieza a estabilizarse en los 10 s teniendo un comportamiento caracterizado por una disminución drástica cerca de la entrada la cual se acompaña de una inestabilidad cuando la temperatura se acerca a 310 K. Debajo de esta temperatura, el comportamiento se mantiene constante en el resto de la parte de la corriente del CO₂.

Por otra parte, en las Figuras 5.2e y 5.2f se reportan los perfiles de la temperatura promedio del CO₂ y del agua en la frontera de salida de cada corriente. Se observa en ambos fluidos que la temperatura de salida alcanza el estado permanente después de aproximadamente 10 s del arranque del sistema, alrededor de 309 K y 300 K para el CO₂ y el agua respectivamente.

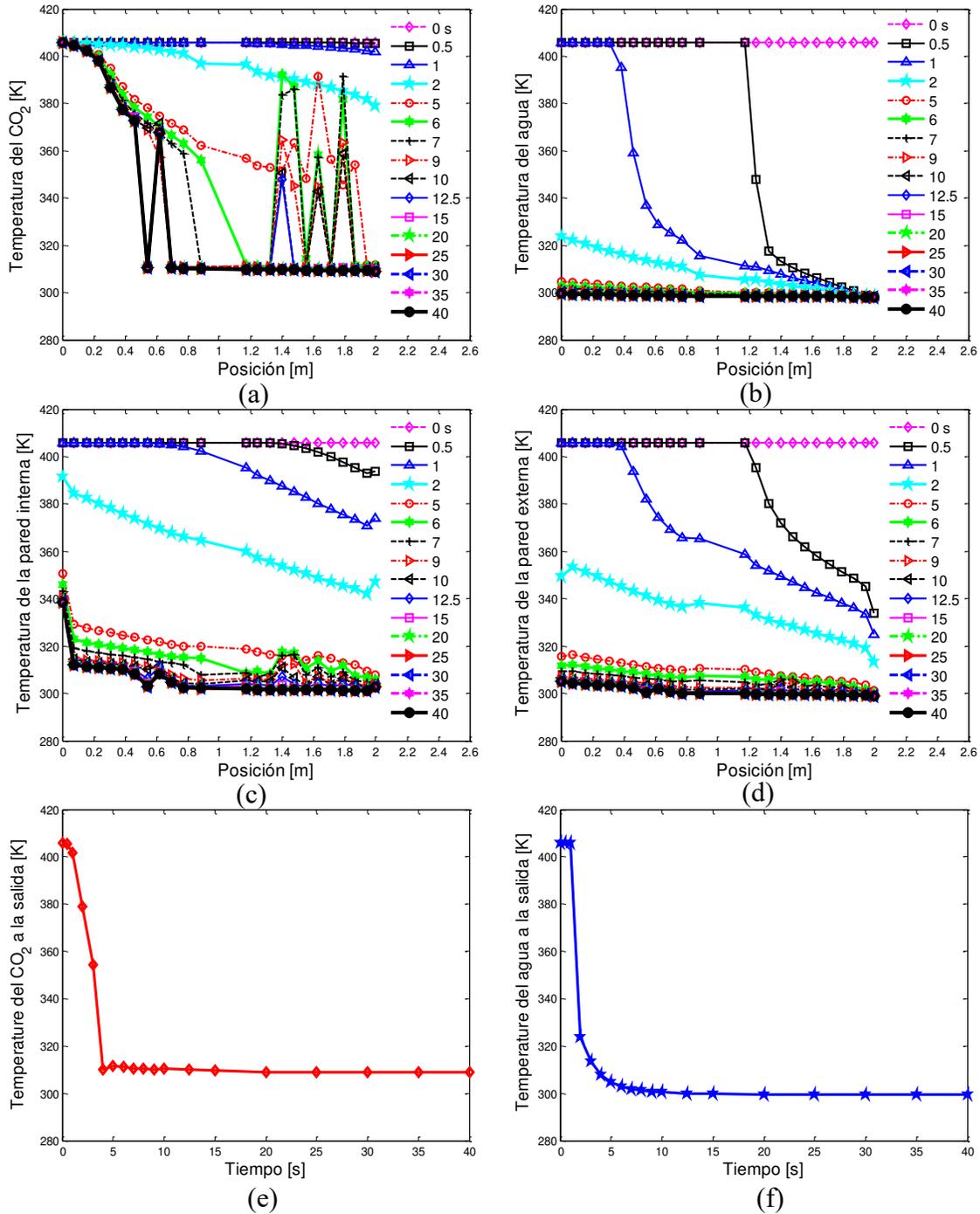


Figura 5.2 Distribución de temperatura en el enfriador de gas.

5.1.2 Distribución de presión y velocidad a lo largo del enfriador de gas

La Figura 5.3 ilustra la distribución de presión y velocidad de ambos fluidos a lo largo del enfriador de gas en la configuración en U, esto durante el arranque de la instalación transcítica.

Se observa en ambos fluidos que la presión no presenta un cambio importante en el espacio como en el tiempo durante la operación (Figuras 5.3a y 5.3b). Los dos fluidos inician con una presión de 5×10^6 Pa, y rápidamente (en 0.5 s) se estabilizan alrededor de 9×10^6 Pa y 1.5×10^5 Pa para el CO_2 y el agua, respectivamente. Esto quiere decir que los flujos no experimentan una caída significativa de presión a lo largo del enfriador de gas durante el arranque. Por lo tanto, la presión no tendrá un impacto sobre las propiedades termofísicas del CO_2 (Huang et al., 2016).

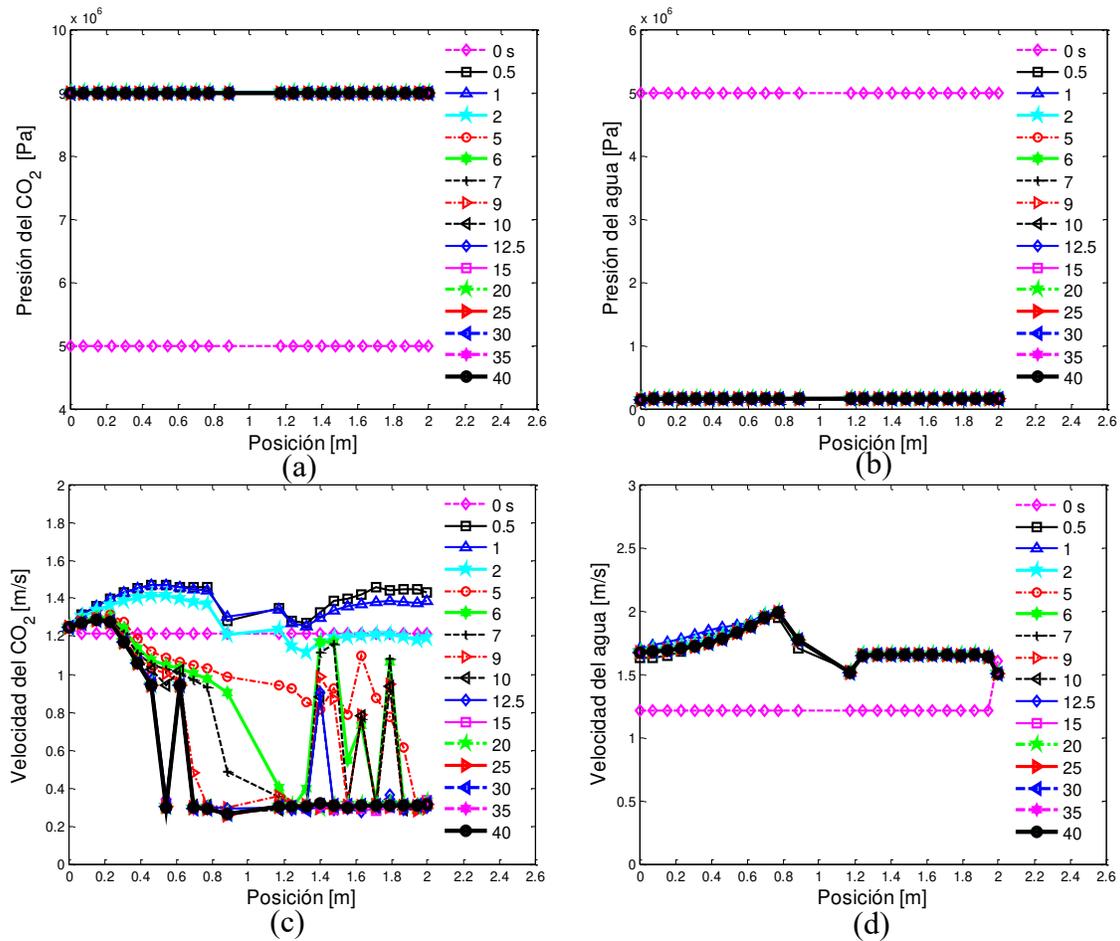


Figura 5.3 Distribución de la presión y velocidad en el enfriador de gas.

Por otro lado, las Figuras 5.3c y 5.3d muestran la distribución de la velocidad en ambas corrientes. Se aprecia que la velocidad del CO_2 presenta una variación significativa en comparación con la del agua. El comportamiento de la velocidad del CO_2 es similar al de su temperatura. En estado estacionario, el CO_2 se caracteriza por una disminución en su velocidad de 1.2 m/s en la entrada a aproximadamente 0.3 m/s a la salida. En cuanto al agua, su comportamiento se caracteriza por una ligera variación en la velocidad a lo largo del enfriador de gas. La región más afectada es la correspondiente a la curva donde la magnitud varía entre 1.5 m/s y 2 m/s.

5.1.3 Comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO₂ y del agua

En este apartado se analiza el comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO₂ y del agua. Se hace énfasis en el comportamiento de dichas propiedades en la región pseudo-crítica, región conocida como en la cual las propiedades termofísicas del CO₂ experimentan mayores variaciones. Esta región se encuentra entre un rango de temperatura de 310 K a 315 K (Bae, 2016; Eldik et al., 2014; Bae et al., 2010; Hoo-Kyu y Chang-Hyo, 2010).

En la Figura 5.4 se muestra el comportamiento transitorio del calor específico local de ambos fluidos. Se aprecia claramente que el calor específico del CO₂ tiene mayor variación con respecto al del agua.

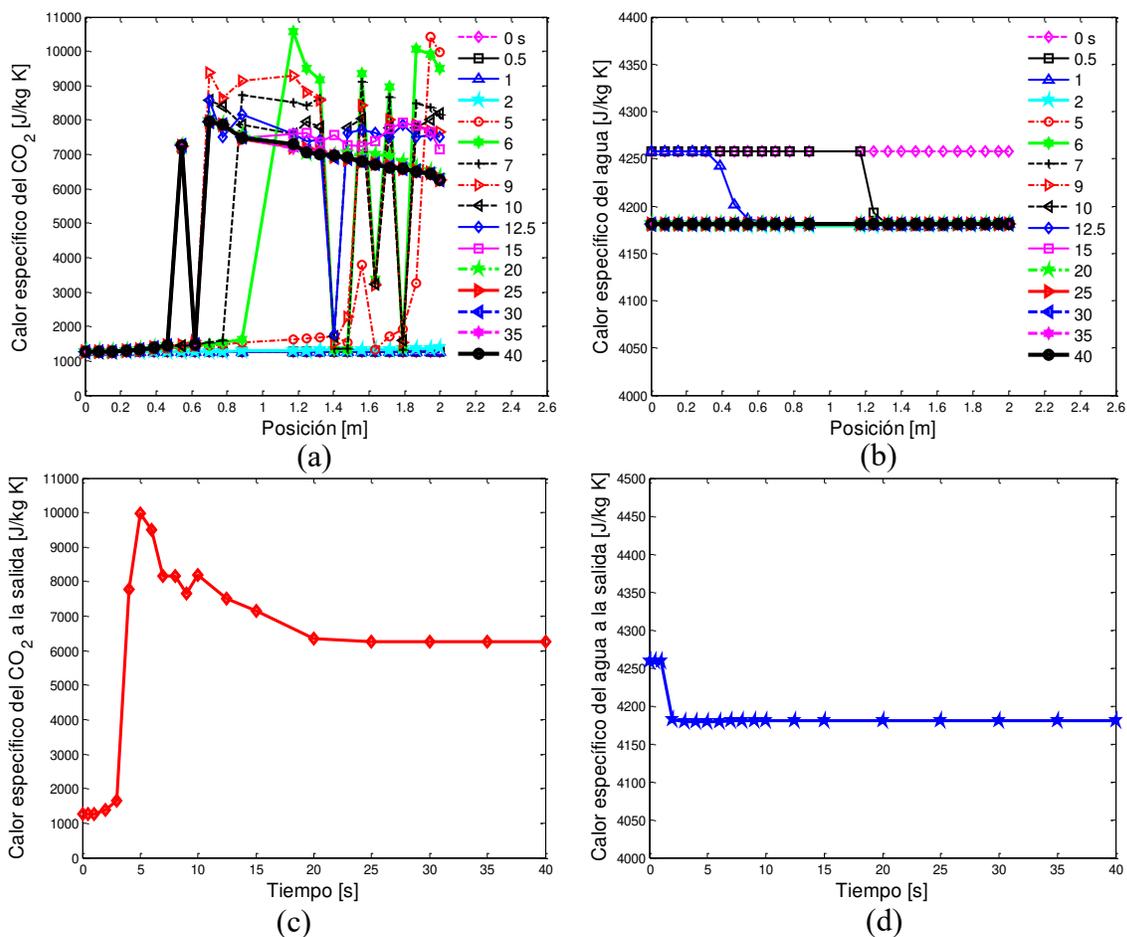


Figura 5.4 Comportamiento transitorio del calor específico de los fluidos en el enfriador de gas.

En la Figura 5.4a se observan importantes cambios durante los primeros veinte segundos del arranque de la instalación. En estos comportamientos se aprecia que cada perfil tiene un valor máximo que corresponde a la temperatura pseudo-crítica como se muestra en la Tabla 5.1. El comportamiento del calor específico en la región pseudo-crítica se caracteriza por un cambio en el espacio en los primeros nueve segundos, periodo en el que ocurren importantes variaciones

en el calor específico a lo largo del enfriador de gas. En 10 s inicia la estabilización y los máximos del calor específico se mantienen alrededor de una posición de 0.7 m.

Otro aspecto importante que se puede observar en el comportamiento del calor específico del CO₂, es a la salida del enfriador de gas (Figura 5.4c). Se observa que la variación ocurre en los 20 primeros segundos del arranque. Esta perturbación alcanza una amplitud máxima de 10000 J/kg K en 5s antes de estabilizarse alrededor de 6300 J/kg K. Esta amplitud máxima ocurre cuando la temperatura del CO₂ a la salida del enfriador de gas alcanza 311.5 K (Figura 5.2c) que es la temperatura pseudo-crítica.

Por otro lado, en la Figura 5.4b se presenta el comportamiento transitorio del calor específico del agua a lo largo del enfriador de gas durante el arranque de la instalación. Se observa que después de su inicialización a 4258 J/kg K, el calor específico del agua se estabiliza en dos segundos manteniéndose constante alrededor 4180 J/kg K. En la Figura 5.4d se muestra el comportamiento del calor específico del agua a la salida del enfriador. Se observa un cambio brusco durante el arranque (2 s) antes de estabilizarse alrededor de 4180 J/kg K.

Tabla 5.1 Comportamiento del calor específico en la región pseudo-crítica.

Tiempo [s]	Posición [m]	Temperatura pseudo-crítica [K]	Calor específico [J/kg K]
5	1.9	311.746	10428.500
6	1.2	311.550	10554.800
7	1.6	311.072	9000.120
9	0.7	310.516	9384.880
10	0.7	310.764	8586.590
12.5	0.7	310.705	8589.490
15	0.7	310.365	7956.550
20	0.7	310.364	7956.543
25	0.7	310.363	7956.542
30	0.7	310.362	7956.540
35	0.7	310.362	7956.540
40	0.7	310.362	7956.540

En la Figura 5.5 se presenta el comportamiento transitorio de la conductividad térmica local del CO₂ y del agua. Por lo general, se aprecia que la conductividad térmica del CO₂ incrementa al disminuir su temperatura (Figura 5.5a), mientras que la del agua incrementa al aumentar su temperatura (Figura 5.5b). Además, el CO₂ tiene una menor conductividad térmica con respecto al agua.

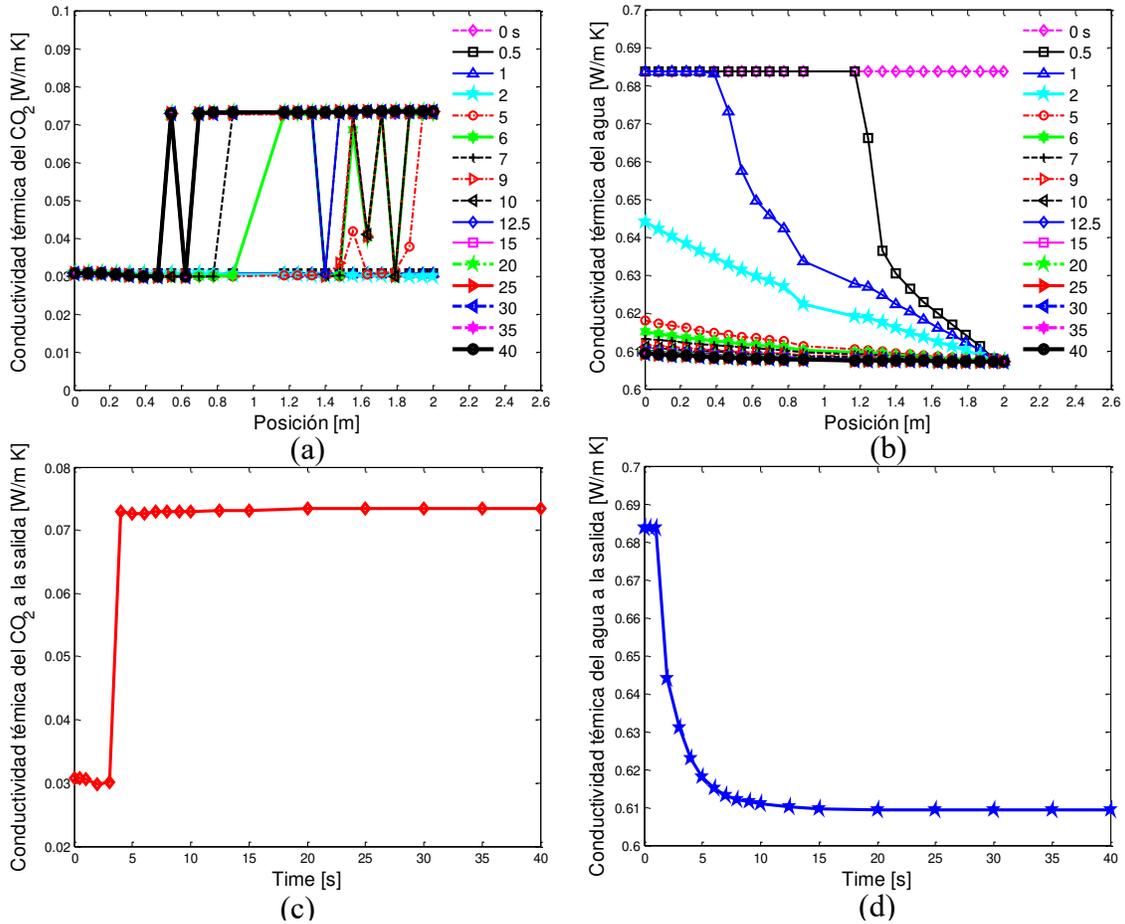


Figura 5.5 Comportamiento transitorio de la conductividad térmica de los fluidos en el enfriador de gas.

En el lado de la corriente del CO₂ se observa a la entrada (Figura 5.5a) que la conductividad térmica CO₂ se mantiene constante alrededor de 0.03 W/m K cuando la temperatura del CO₂ es elevada (Figura 5.2a). La caída de temperatura alrededor de su valor pseudo-crítica provoca un incremento en la conductividad térmica acompañado de una inestabilidad a lo largo del enfriador de gas. En los 15 s se inicia la estabilidad con un comportamiento caracterizado por una magnitud mínima de 0.03 W/m K en la frontera de entrada y una máxima de alrededor de 0.075 W/m K en la frontera de salida. En cuanto a la corriente del agua, la Figura 5.5b muestra el comportamiento de su conductividad térmica que se caracteriza por una variación importante en los primeros dos segundos. Esto se debe al alto valor inicial de la temperatura del agua (Figura 5.2b). Estas variaciones se atenúan muy pronto cuando la temperatura del agua se aproxima al estado permanente. Sin embargo, la magnitud se mantiene constante alrededor de 0.6 W/m K a lo largo del enfriador de gas.

Por otro lado, ambas corrientes presentan comportamiento diferente en la frontera de salida en los primeros 5 s (Figuras 5.5c y 5.5d). Un incremento drástico en la conductividad térmica del de CO₂, de un lado y una disminución drástica en la del agua, del otro lado. Esto cuando la temperatura de ambas corrientes va bajándose (Figuras 5.2c y 5.2d). Por lo general, estas

variaciones no tienen mayor impacto sobre el desempeño del equipo ya que la estabilización ocurre muy pronto después de 15 s.

La Figura 5.6 ilustra el comportamiento transitorio de la viscosidad dinámica local del CO₂ y del agua. Se observa en ambos fluidos una importante variación en la viscosidad. Los cambios en la viscosidad del agua que se aprecian en los primeros cinco segundos (Figuras 5.6b y 5.6d) y son debidos a la elevada temperatura inicial.

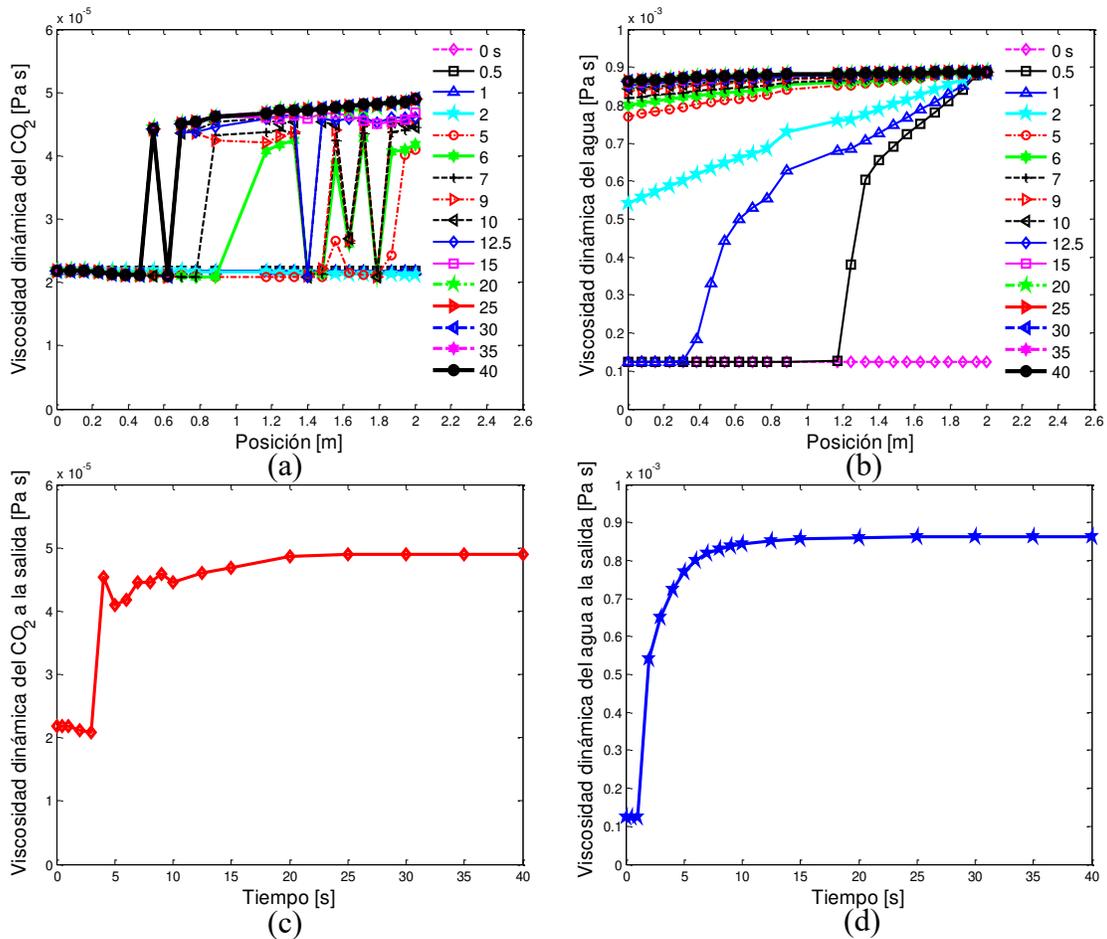


Figura 5.6 Comportamiento transitorio de la viscosidad dinámica de los fluidos en el enfriador de gas.

En el lado del CO₂ (Figura 5.6a), aunque tenga una viscosidad muy pequeña (alrededor de 5×10^{-5} Pa s), su comportamiento se caracteriza por cambios importantes durante el arranque de la instalación. Otra particularidad es que el periodo transitorio de la viscosidad es mucho más largo (aproximadamente 25 s) en comparación con las anteriores propiedades termofísicas. Se puede también apreciar este comportamiento en la frontera de salida como lo muestra en Figura 5.6c donde la viscosidad varía entre 2×10^{-5} Pa s y 5×10^{-5} Pa s en los primeros 25 s del arranque de la instalación. Por lo general, el incremento drástico en la viscosidad en la región cerca de la entrada puede causar una reducción en el flujo de calor (Zhang et al., 2015; Liu et al., 2015).

La Figura 5.7 describe el comportamiento transitorio de la densidad local del CO₂ y del agua en el enfriador de gas. De manera general la densidad del CO₂ presenta mayores variaciones en el enfriador de gas en comparación con la del agua. Además, las tendencias de los perfiles transitorios son casi similares a la de la viscosidad dinámica (Figura 5.7a) ya que las dos propiedades están relacionadas.

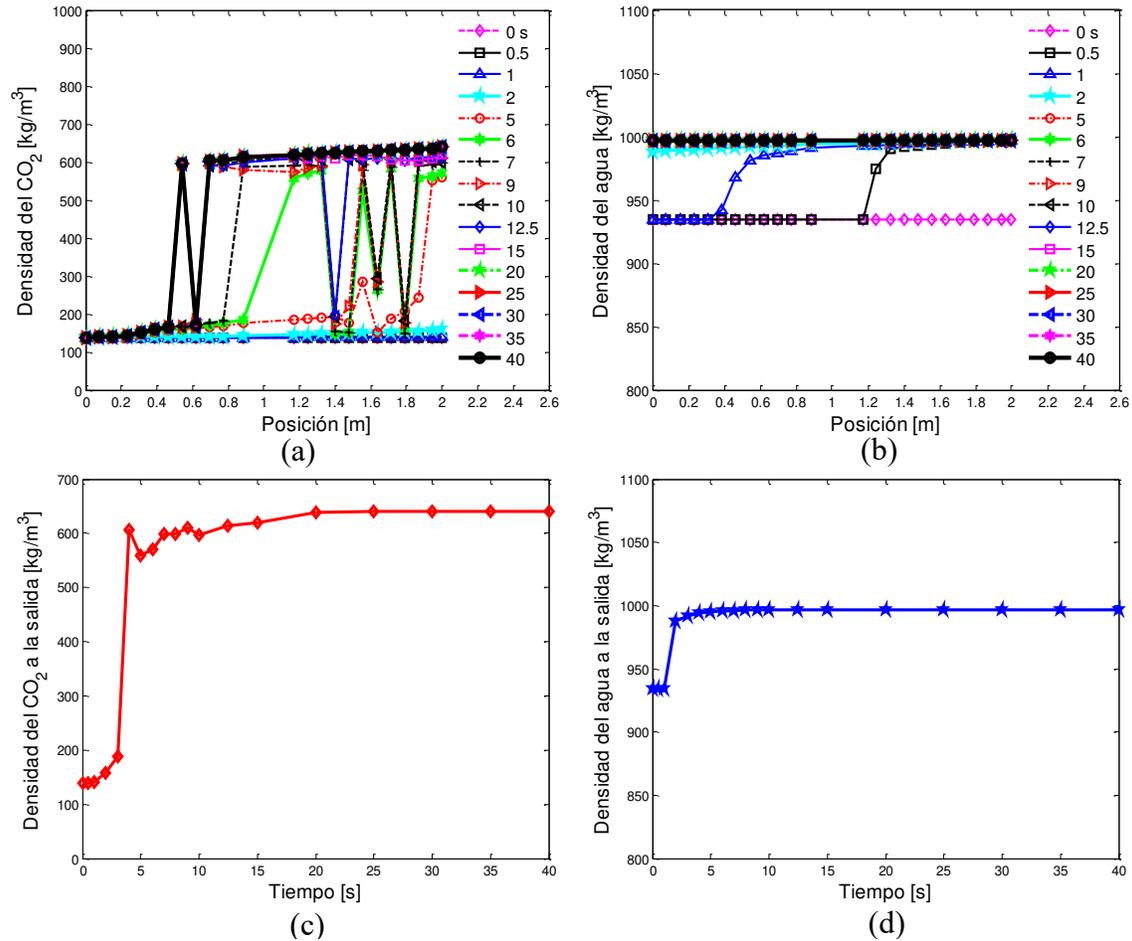


Figura 5.7 Comportamiento transitorio de la densidad de los fluidos en el enfriador de gas.

Los cambios importantes en la densidad del CO₂ ocurren cuando la temperatura del CO₂ se acerca de la región pseudo-crítica. Estas variaciones ocurren en la zona recta cerca de la entrada del enfriador de gas (Figura 5.7a). El comportamiento del CO₂ en estado estacionario se caracteriza por un incremento en la densidad a lo largo del enfriador de gas. Su magnitud cambia de 130 kg/m³ a 600 kg/m³ entre la frontera de entrada y de salida, respectivamente. Además, la variación en la densidad del CO₂ a la salida del enfriador es ampliamente mostrada en la Figura 5.7c donde se aprecian los cambios que ocurren en los primeros 25 s del arranque de la instalación.

Las variaciones que caracterizan la densidad del CO₂ pueden causar una disminución en el flujo de calor en el enfriador de gas y así reducir su efectividad térmica (Liu et al., 2015; Bae et al., 2010; Zhang et al., 2010).

En el lado del agua (Figura 5.7b) se observa que el comportamiento de la densidad es casi constante después de los primeros 2 s, con un valor alrededor de 1000 kg/m³. El cambio drástico que ocurre durante el primer segundo después de la inicialización es debido a la alta temperatura inicial impuesta al agua, esto para facilitar las convergencias del modelo durante la simulación numérica. La densidad a la salida del enfriador de gas (Figura 5.7d) se caracteriza por su mayor variación en los primeros dos segundos, después se mantiene constante alrededor de 1000 kg/m³ durante todo el resto de tiempo.

5.1.4 Comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia en el enfriador de gas

En este apartado se analiza el comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia como: energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta de ambos fluidos que son parámetros muy importantes para la caracterización de la fluctuación de la velocidad de un fluido en régimen turbulento. Mediante estos parámetros se puede cuantificar la tasa de conversión de la energía cinética turbulenta en energía térmica (Wang et al., 2016; Alqaity et al., 2013). En las Figuras 5.8a y 5.8b se ilustra el comportamiento transitorio de la energía cinética turbulenta del CO₂ y del agua. En general, se aprecia que la energía cinética turbulenta tiene una importante variación en ambas corrientes. En el CO₂ (Figura 5.8a), las mayores variaciones en la energía cinética turbulenta ocurren entre los 5 s y 9 s, en la región cerca de la frontera de salida. Durante este periodo, la energía cinética turbulenta logra alcanzar un valor cercano a 0.2 m²/s². Un aspecto importante a revelar en el perfil de la energía cinética turbulenta en el estado estacionario es la posición donde se alcanza el valor máximo. Esta ubicación coincide con la posición en que el calor específico tiene un valor máximo (Figura 5.8a).

Por otra parte, la Figura 5.8b muestra el comportamiento transitorio de la energía cinética turbulenta del agua. A diferencia del CO₂, el agua presenta una menor variación. La región en donde se presenta la mayor variación es en la curva y especialmente a la salida de esta región donde la energía cinética turbulenta varía entre 0.004 m²/s² y 0.016 m²/s². Este cambio importante es debido a la forma de la geometría la cual puede causar una importante turbulencia en el anular.

En cuanto a la tasa de disipación turbulenta del CO₂ y del agua, las Figuras 5.8c y 5.8d presentan sus perfiles a lo largo del enfriador de gas donde se aprecia un comportamiento similar a la energía cinética turbulenta. Esto se justifica por la interacción entre ambos parámetros ya que la tasa de disipación turbulenta es la tasa a la que la energía cinética turbulenta se convierte en energía térmica interna.

Los comportamientos de ambos parámetros de turbulencia descritos anteriormente conllevan a deducir que el proceso de enfriamiento del CO₂ en la región supercrítica puede ser afectado por una importante inestabilidad durante el arranque de la instalación.

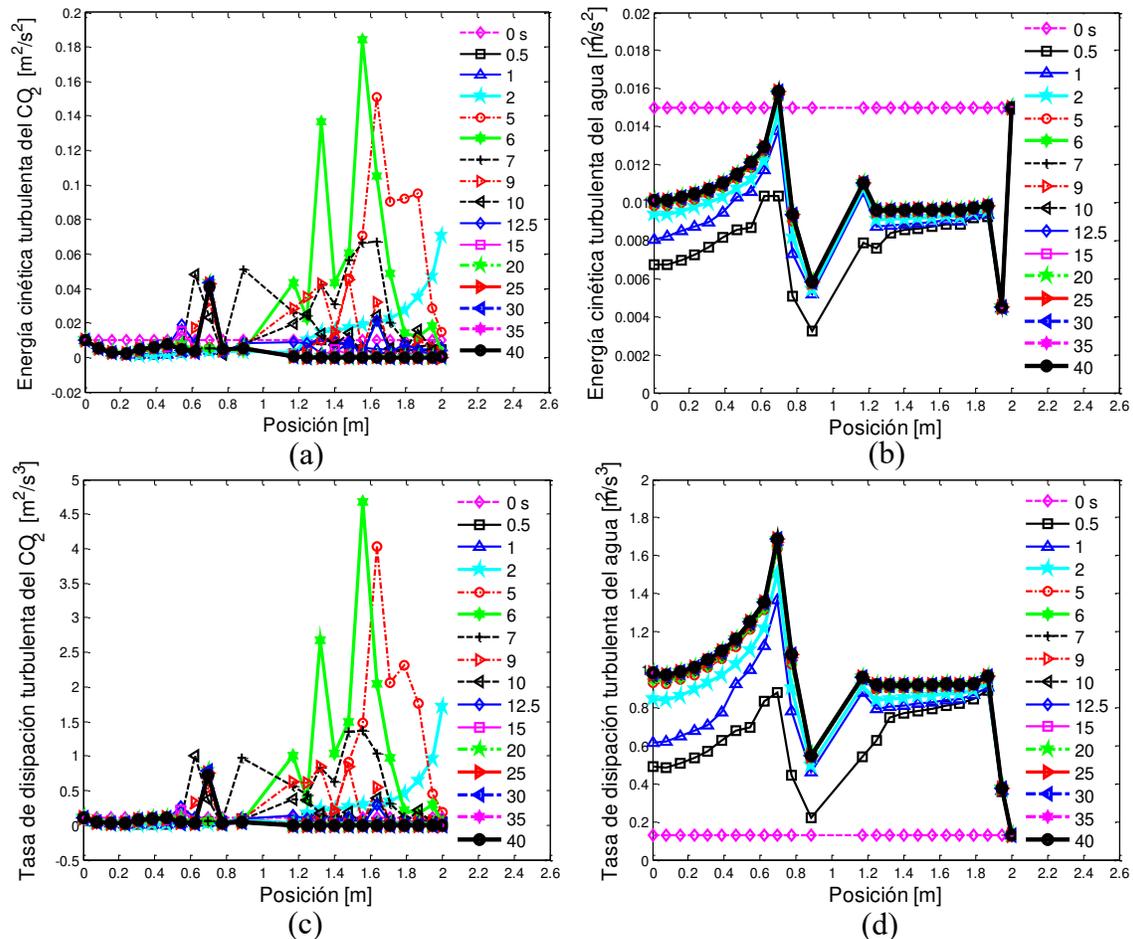


Figura 5.8 Comportamiento transitorio de la energía cinética turbulenta y de la tasa de disipación turbulenta de los fluidos en el enfriador de gas.

5.1.5 Comportamiento transitorio del flujo de calor y del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

La Figura 5.9a muestra los perfiles de flujo de calor en la pared interna. La zona situada cerca de la frontera de salida es la más afectada por las variaciones durante el arranque de la instalación. Esto se debe a los cambios importantes que ocurren en la temperatura así como en la velocidad del CO₂, dos factores importantes en el fenómeno de transferencia de calor convectiva (Huang et al., 2016; Zhang et al., 2015). Además, la tendencia del flujo de calor interno en estado estacionario confirma una vez más esta dependencia. Su magnitud se reduce a lo largo del enfriador de gas, desde aproximadamente de 70000 W/m² en la entrada hasta 10000 W/m² a la salida. Este comportamiento es debido a que la temperatura del CO₂ y la velocidad del CO₂ decrecen a lo largo del enfriador de gas (ver Figuras 5.2a y 5.3c).

En cuanto al flujo de calor externo, en la Figura 5.9b se muestra su distribución a lo largo del enfriador de gas. Se aprecia una variación drástica durante los primeros 5 segundos del arranque de la instalación, lo cual se debe a la alta temperatura inicial del agua. El flujo de calor no tarda en estabilizarse más de 10 s con un perfil caracterizado por un incremento entre la entrada y la salida desde 8000 W/m² a 60000 W/m².

Por otra parte, en la Figura 5.9c se muestra el comportamiento transitorio de la tasa de transferencia de calor en la pared adyacente a cada corriente en el enfriador de calor. Se aprecia un importante incremento en la tasa de transferencia de calor en la pared adyacente a la corriente del agua en los primeros cinco segundos. Esto se debe al aumento en el flujo de calor durante este periodo. A los 20 s, el comportamiento se estabiliza y ambas tasas de transferencia de calor se igualan alrededor de 2500 W.

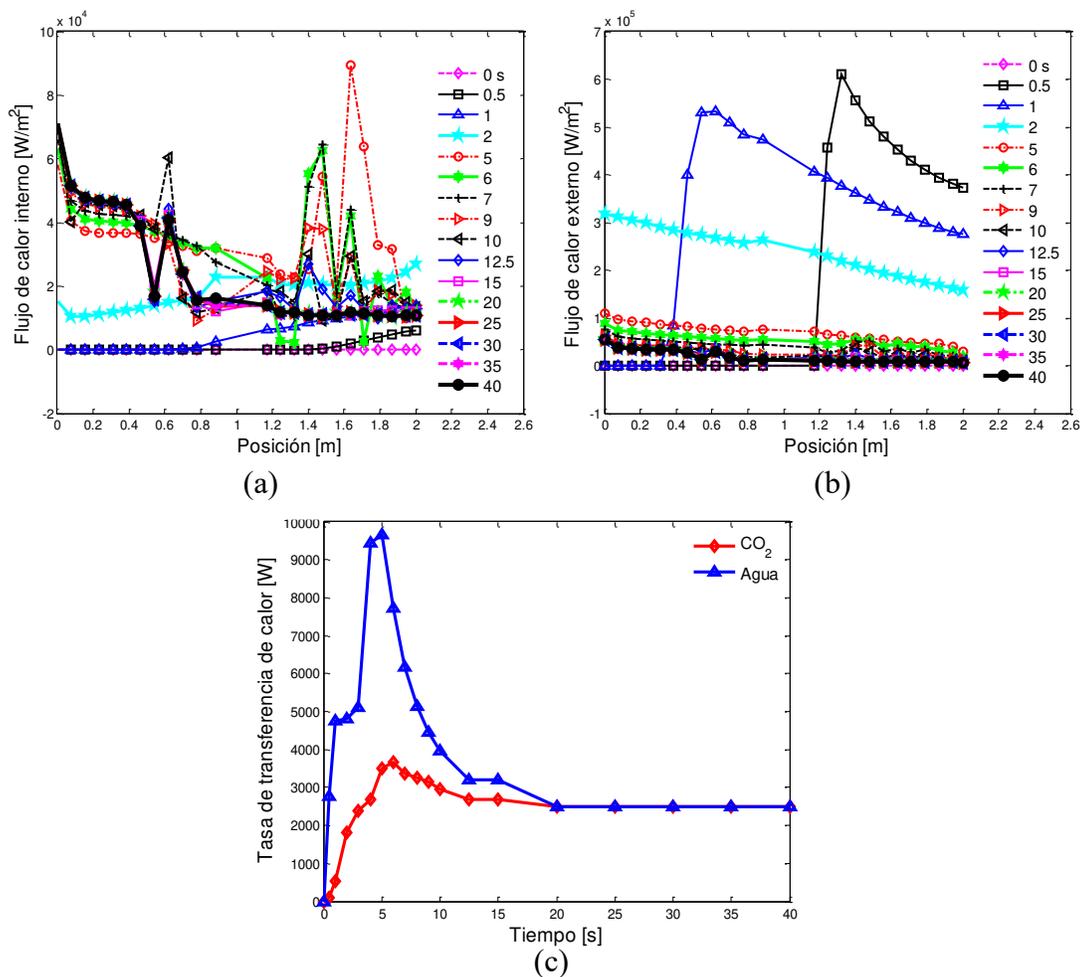


Figura 5.9 Comportamiento transitorio del flujo de calor en el enfriador de gas.

La Figura 5.10 representa el comportamiento transitorio del coeficiente convectivo de transferencia de calor local de ambos fluidos en el enfriador de gas. Se aprecia de manera general que el agua (Figura 5.10b) tiene valores elevados de coeficiente convectivo en comparación con

el CO₂ (Figura 5.10a). Esto se justifica por el hecho de que la diferencia local de temperatura entre la pared externa y el agua es mucho menor que el gradiente de temperatura entre la pared interna y el CO₂. En la Figura 5.10a se aprecia que los cambios importantes en el coeficiente convectivo ocurren en los primeros quince segundos. Durante este periodo cada perfil tiene un valor máximo que corresponde al máximo del calor específico. Esto muestra el impacto del calor específico del CO₂ en los parámetros de transferencia de calor en el enfriador de gas (Bae, 2016; Eldik et al., 2014; Bae et al., 2010; Hoo-Kyu y Chang-Hyo, 2010). La región situada cerca de la entrada del enfriador de gas tiene un menor coeficiente convectivo (alrededor de 600 W/m² K) ya que en esta región fluye una gran cantidad de calor. El bajo flujo de calor después de la zona pseudo-crítica ocasiona un incremento en el coeficiente convectivo alrededor de 2000 W/m² K. Este comportamiento es una característica específica del CO₂ en la región supercrítica (Huang et al., 2016; Chen et al., 2016; Zhang et al., 2013; Kim et al., 2008). Además, en la Figura 5.10c se muestra el perfil del coeficiente convectivo del CO₂ a la salida donde se aprecia una variación importante durante los primeros 25 s con un valor máximo de 3200 W/m² K que ocurre a los 5 s, tiempo durante el cual el calor específico alcanza el máximo valor.

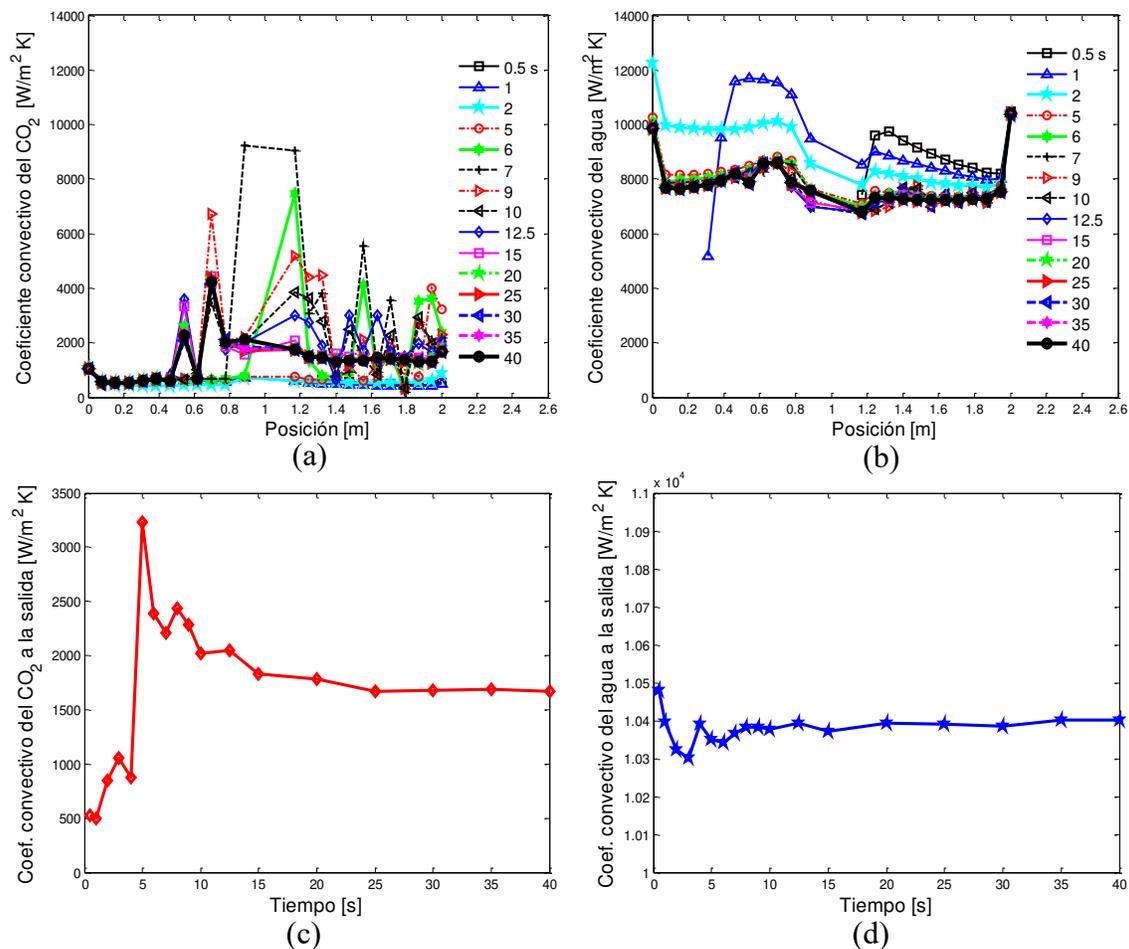


Figura 5.10 Comportamiento transitorio del coeficiente convectivo de los fluidos en el enfriador de gas.

Por otro lado, en la Figura 5.10b se presenta el comportamiento del coeficiente convectivo del agua el cual no experimenta un cambio tan significativo. El perfil a la salida (ver Figura 5.10d) se caracteriza por una ligera variación alrededor de $10000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Cabe señalar que no se reportan los perfiles del coeficiente convectivo del CO_2 así como del agua entre 0 s y 0.5 s ya que en este periodo ambas corrientes se encuentran en equilibrio, caracterizado por un gradiente de temperatura nulo entre cada corriente y la pared.

5.1.6 Comportamiento transitorio de los parámetros adimensionales de transferencia de calor

En este apartado se discute el comportamiento transitorio del número de Reynolds, del número de Prandtl y del número de Nusselt que son parámetros adimensionales importantes en el análisis de la transferencia de calor. El número de Reynolds y el número de Prandtl son bien conocidos como factores de control del efecto de flotabilidad que afecta a la transferencia de calor, mientras que el número de Nusselt es un factor que mide la capacidad de transferencia de calor por convección o conducción en un intercambiador de calor (Bae, 2016; Eldik et al., 2014; Bae et al., 2010). Esto significa que un buen conocimiento del comportamiento de estos parámetros adimensionales puede permitir predecir con mayor precisión el comportamiento térmico del CO_2 y del agua en el enfriador de gas, así como la efectividad térmica del mismo.

En la Figura 5.11 se describe el comportamiento transitorio del número de Reynolds y de Prandtl para ambos fluidos.

En las Figuras 5.11a y 5.11b, se observa que el número de Reynolds local del CO_2 y del agua se encuentra dentro del régimen turbulento. Para la corriente del CO_2 (Figura 5.11a) los perfiles son similares a los de la velocidad. Durante los primeros dos segundos, el número de Reynolds experimenta una ligera variación hasta alrededor de 150000 a lo largo del enfriador de gas. La reducción drástica en la velocidad durante el resto del tiempo del arranque, provoca una disminución en el número de Reynolds causando una importante inestabilidad en la región cerca de la frontera de salida. El comportamiento se estabiliza en los 25 s con un perfil caracterizado por un elevado número de Reynolds alrededor 140000 en la región cerca de la entrada y un bajo número de Reynolds aproximadamente de 60000 en la zona cerca de la salida. Por otro lado, en la corriente del agua (Figura 5.11b), el número de Reynolds presenta variaciones únicamente en los dos primeros segundos. Su valor se mantiene prácticamente constante alrededor de 18000 a partir de 5 s.

Por otro lado, en las Figuras 5.11c y 5.11d se ilustra el comportamiento transitorio del número de Prandtl local del CO_2 y del agua. Por lo general, el número de Prandtl del CO_2 presenta una mayor variación con la posición durante el arranque de la instalación en comparación con el agua. Las tendencias de los perfiles del número de Prandtl del CO_2 son muy similares a los del calor específico. La semejanza entre el calor específico y el número de Prandtl ha sido reportada en la literatura como una de las características particulares que tienen las propiedades

termofísicas del CO_2 en la región supercrítica (Bae, 2016; Eldik et al., 2014; Bae et al., 2010). En cuanto al comportamiento del número de Prandtl del agua (Figura 5.11d), sus perfiles son muy similares a los de la viscosidad dinámica. Su magnitud disminuye cuando la temperatura del agua incrementa. Su valor promedio en estado estacionario es aproximadamente de 6.

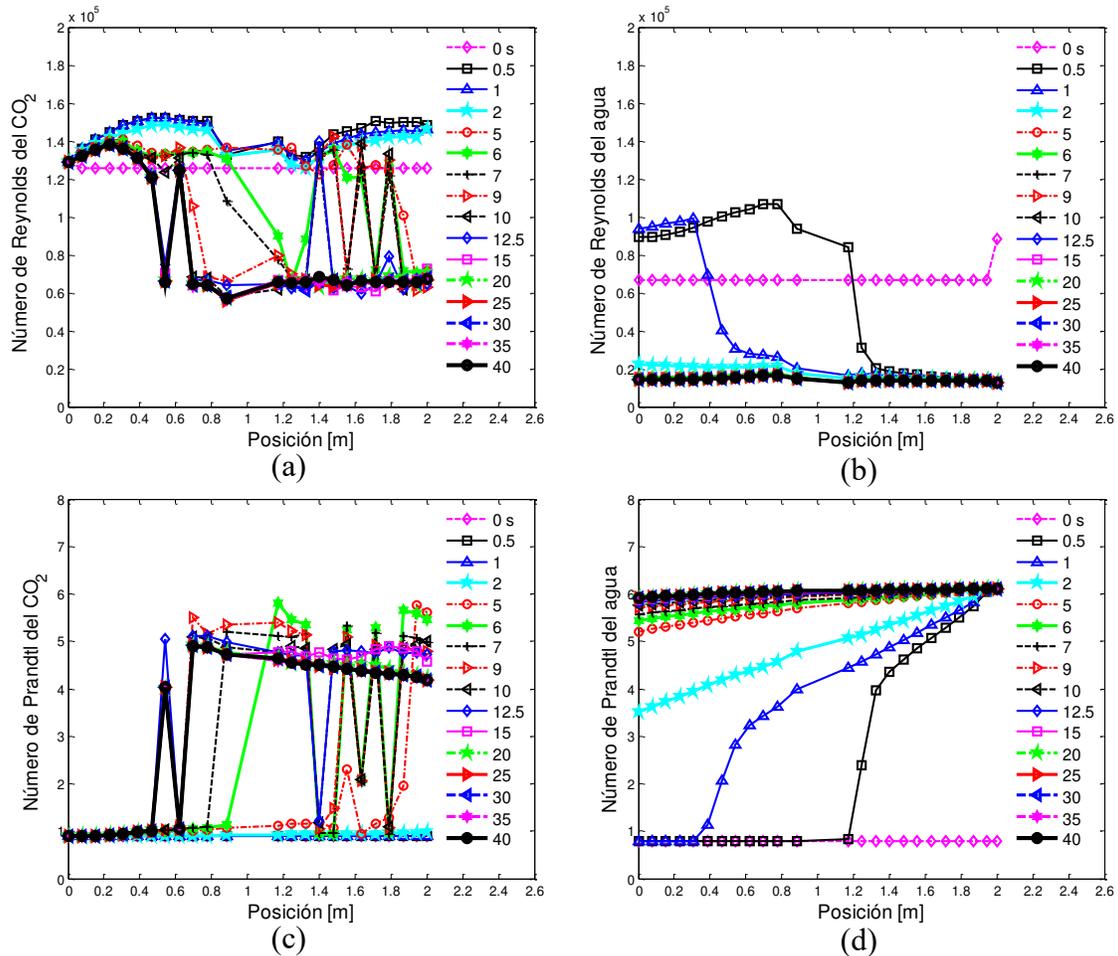


Figura 5.11 Comportamiento transitorio del número de Reynolds y de Prandtl local de ambos fluidos.

La Figura 5.12 presenta los perfiles del número de Nusselt a lo largo del enfriador de gas. Se aprecia que el agua presenta un menor número de Nusselt en comparación con el CO_2 . Esto es debido a que el agua tiene una conductividad térmica más alta. En las Figuras 5.12a y 5.12b se aprecia que las tendencias del número de Nusselt de ambos fluidos los cuales son muy similares a los del coeficiente convectivo. Del lado del CO_2 , cada perfil tiene un valor máximo ubicado en la región en la que el calor específico alcanza su máxima amplitud. En la frontera de salida (Figura 5.12c) se aprecia una variación considerable en los primeros 25 s. En cuanto al agua (Figuras 5.12b y 5.12d), su comportamiento no se ve afectado por una variación significativa.

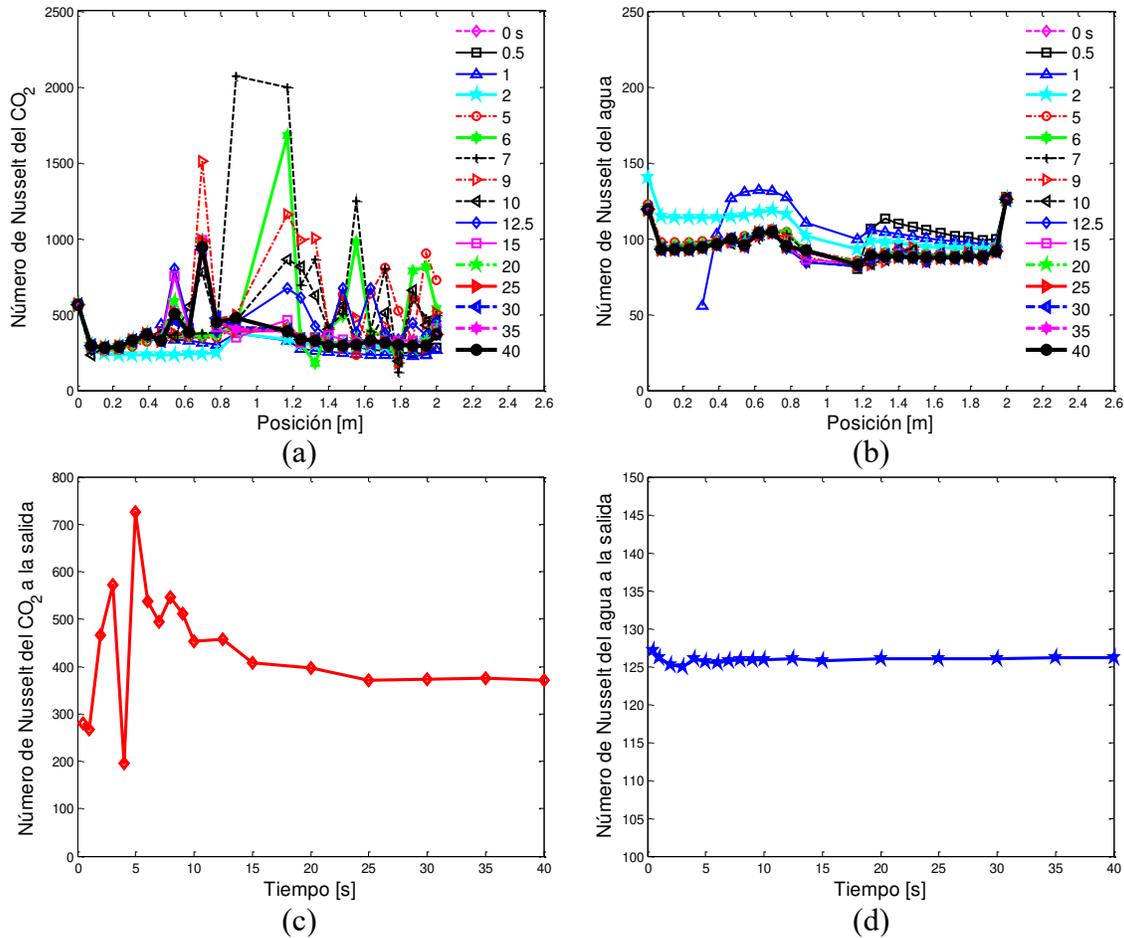


Figura 5.12 Comportamiento transitorio del número de Nusselt de los fluidos en el enfriador de gas.

5.1.7 Análisis comparativo entre el modelo recto y modelo en U del enfriador de gas

En esta sección se discute de manera general el comportamiento promedio del enfriador de gas que arroja su caracterización como intercambiador recto y en forma de U. Los parámetros que se analizan son aquellos que representan un impacto en la transferencia de calor. Así pues, en la Figura 5.13 se comparativa de la temperatura de los fluidos y de las paredes para ambos modelos del enfriador de gas. Se precia claramente que las temperaturas del agua y de las paredes no tienen discrepancia entre ambos modelos del intercambiador. En cuanto a la corriente del CO₂ se observa que existe cierta diferencia de la temperatura, por lo que el interés comparativo entre modelos se enfoca en esta corriente y su impacto en el desempeño energético de la instalación.

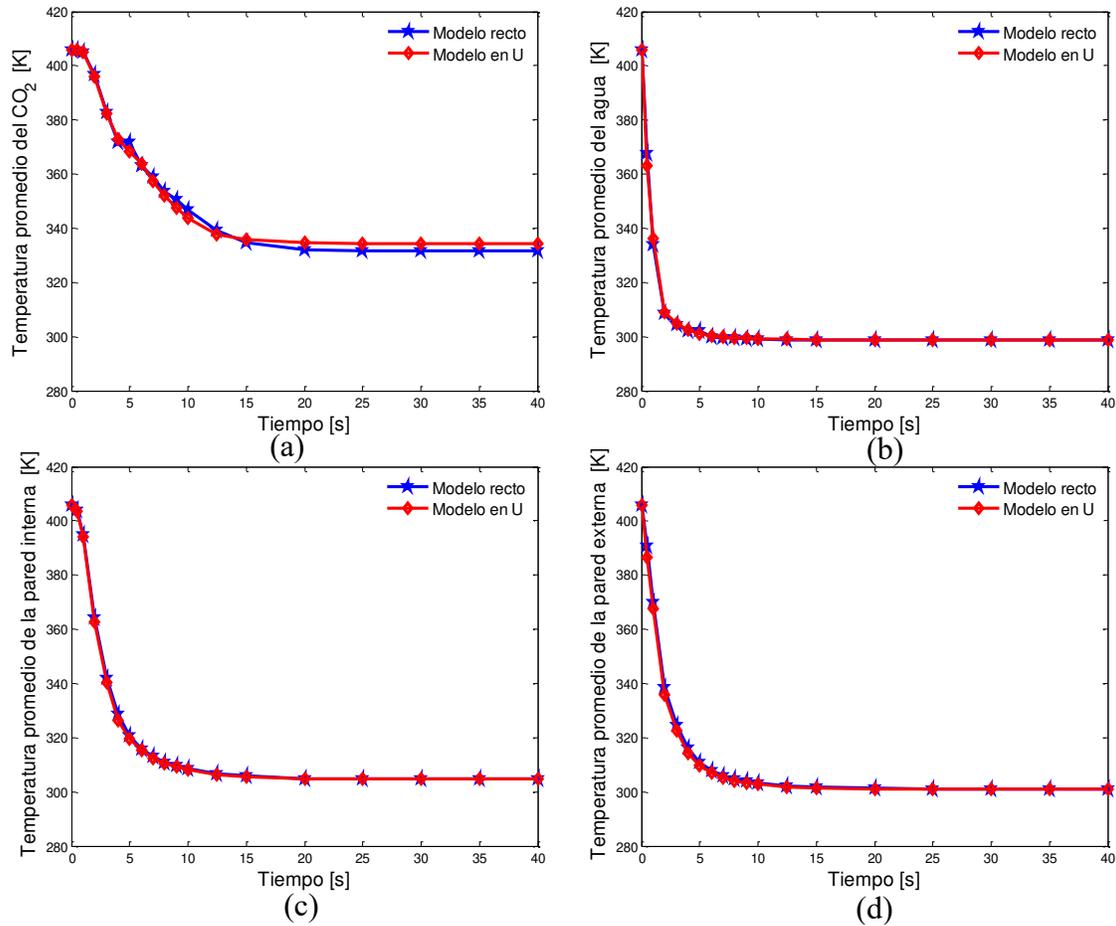


Figura 5.13 Comparativa de la temperatura de los fluidos y de las paredes para ambos modelos del enfriador de gas.

Así pues, en la Figura 5.14 se comparan los comportamientos de las propiedades termofísicas del CO₂ entre ambos modelos. Se puede observar que el enfriador de gas en forma de U presenta una mayor magnitud en todas las propiedades durante el periodo transitorio, pero su valor es menor en la región de estado permanente. Se aprecia en la Figura 5.14a que los perfiles del calor específico en estado estacionario presentan una diferencia de aproximadamente 300 J/kg K. Esto es causado por la disminución en la temperatura del CO₂. Por otro lado, en las demás propiedades termofísicas, la viscosidad dinámica y la conductividad térmica (Figuras 5.14c y 5.14d) presentan una discrepancia mucho menor en estado estable.

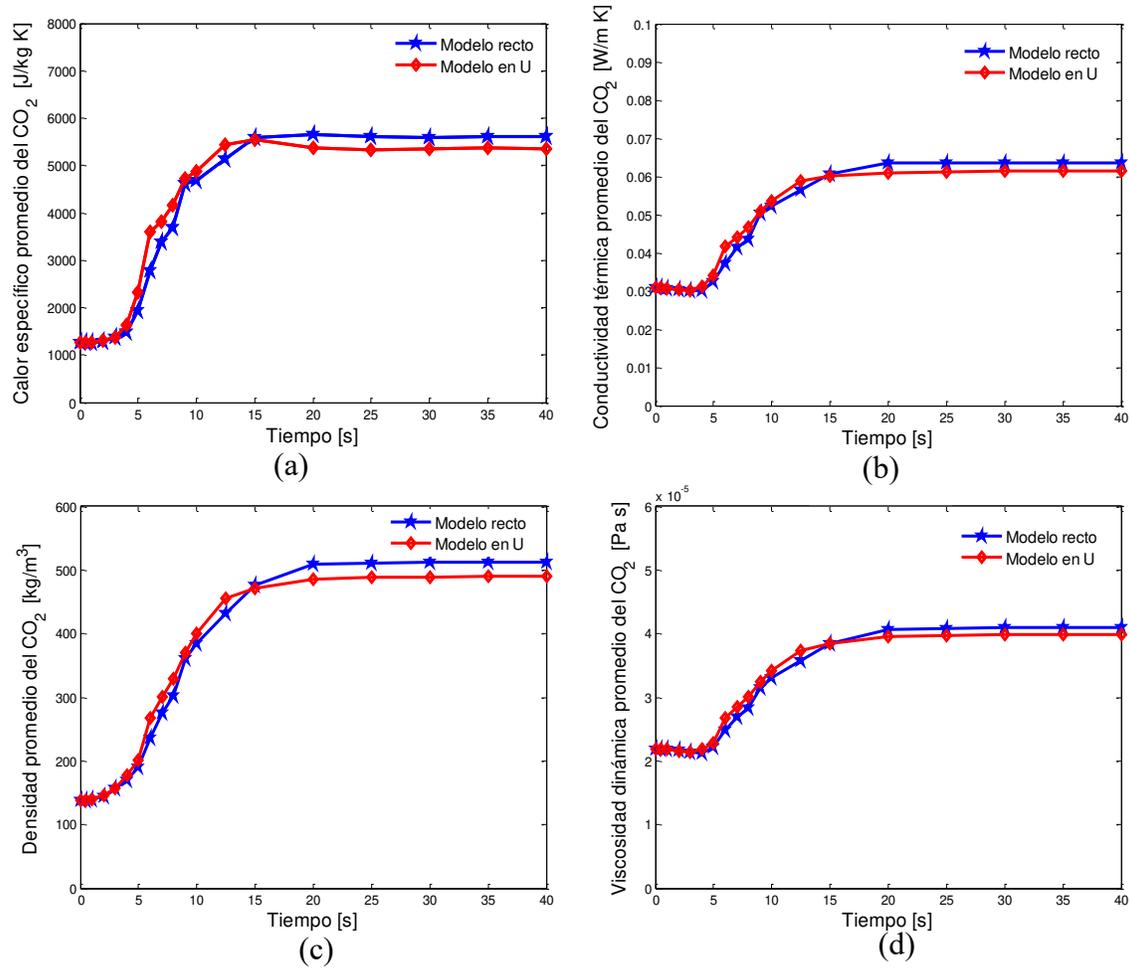


Figura 5.14 Comparativa de propiedades termofísicas para ambos modelos del enfriador de gas.

En la Figura 5.15 se muestra la comparativa de los perfiles de la energía cinética turbulenta promedio de la corriente del CO₂ así como la tasa de disipación de energía cinética turbulenta para ambos modelos. Es claro que el enfriador de gas caracterizado en forma de U muestra una mayor energía y disipación turbulenta lo que puede contribuir a un incremento en la efectividad térmica.

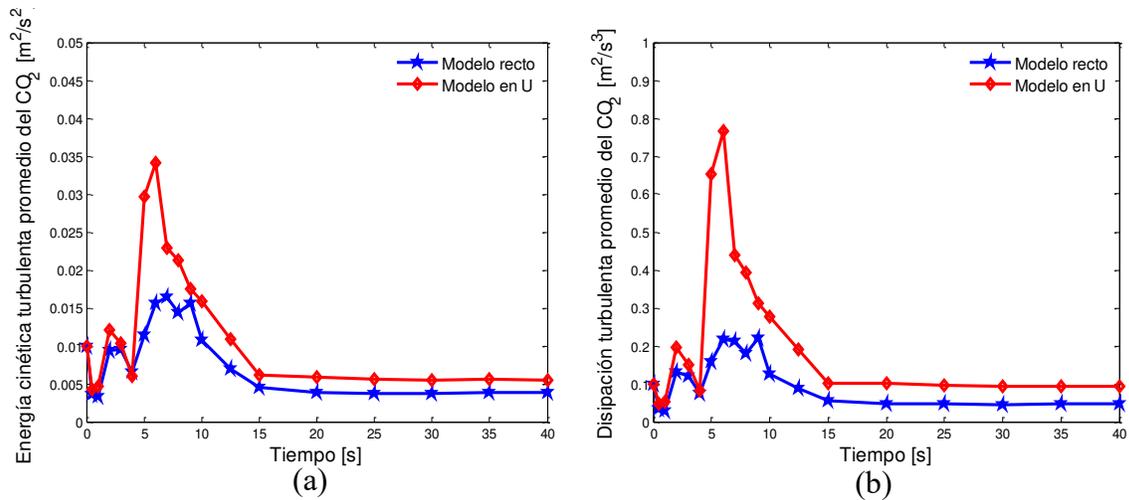


Figura 5.15 Comparativa de los parámetros de turbulencia para ambos modelos del enfriador de gas.

La caracterización promedio del movimiento del CO₂ se puede apreciar en la Figura 5.16a donde la geometría en forma de U presenta un mayor número de Reynolds en estado estacionario. Por otro lado, el comportamiento promedio del número de Prandtl se presenta en la Figura 5.16b, se aprecia que la geometría tiene influencia sobre la transferencia de calor. Acorde a la magnitud del número de Prandtl es claro que la transferencia de calor es muy rápida en la geometría en forma de U.

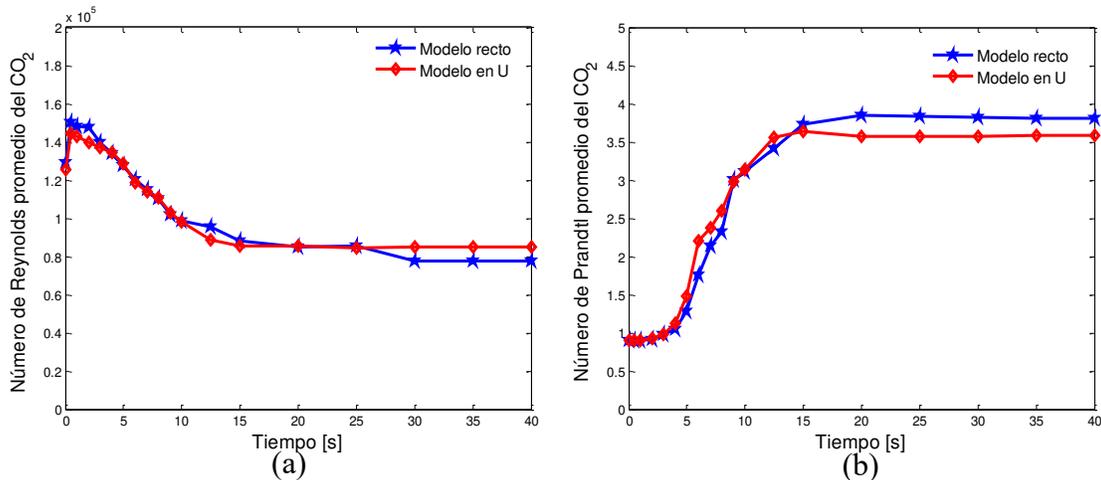


Figura 5.16 Comparativa del número de Reynolds y de Prandtl en ambos modelos del enfriador de gas.

Se aprecia en la Figura 5.17 que la geometría en forma de U favorece una mayor disipación de calor en comparación con la geometría recta.

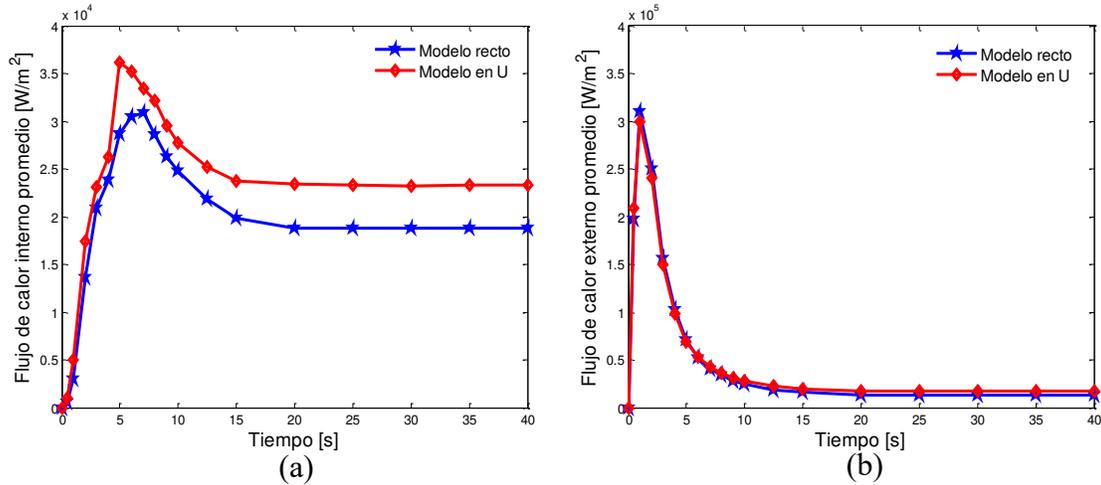


Figura 5.17 Comparativa del flujo de calor en ambos modelos

Otros parámetros energéticos que permiten estimar la tasa de transferencia de calor convectiva son el coeficiente convectivo y el número de Nusselt los cuales están relacionados. En la Figura 5.18 se presentan los perfiles de valor promedio de los dos parámetros para ambas geometrías. Se aprecia que las tendencias en ambos parámetros son similares. Sus comportamientos en el periodo transitorio como en estado estable se caracterizan por un alto coeficiente convectivo y número de Nusselt grande en la geometría de forma en U.

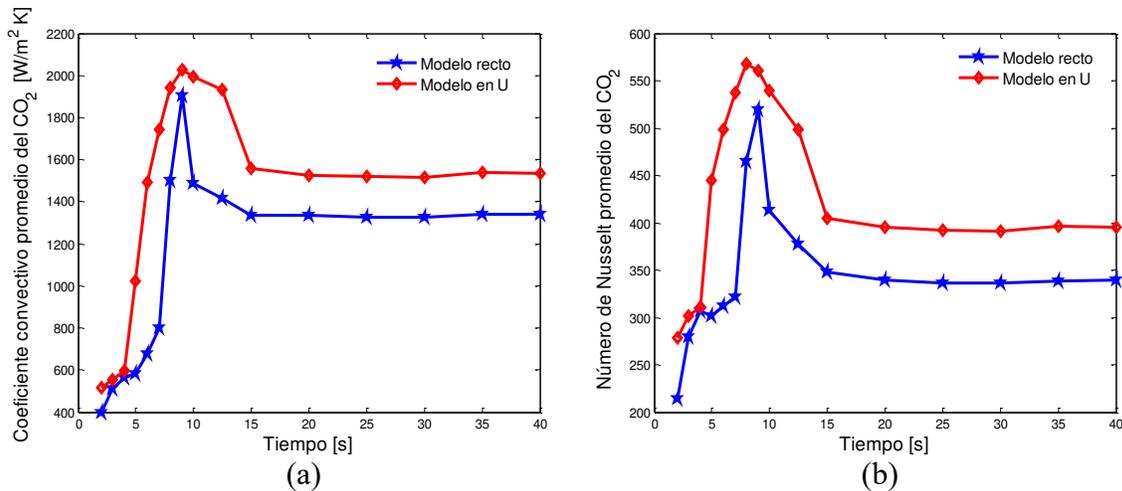


Figura 5.18 Comparativa del coeficiente convectivo y del número de Nusselt en ambos modelos

En la Figura 5.19 se muestra el comportamiento transitorio de la tasa real y de la tasa máxima posible de transferencia de calor en ambos modelos del enfriador de gas. La evaluación de la tasa máxima posible de transferencia de calor se basa en la diferencia de las temperaturas locales del CO_2 y del agua a la entrada de cada volumen de control así como en la capacitancia térmica mínima. Los perfiles de la tasa de transferencia de calor (Figura 5.19a) muestran una mayor rapidez de calor en el enfriador caracterizado por la geometría en forma de U, esto se debe al alto coeficiente convectivo que tiene el CO_2 en este enfriador. Por otra parte, se aprecia en la

Figura 5.19b que la geometría recta presenta una alta magnitud de tasa máxima transferencia de. Este comportamiento puede llevar a una disminución en la efectividad térmica del intercambiador basado en la geometría recta.

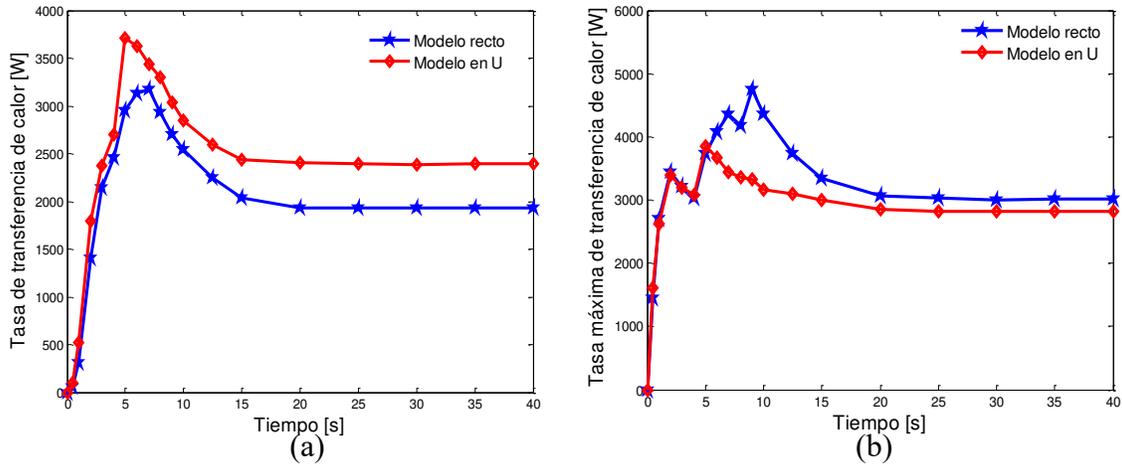


Figura 5.19 Comparativa de las tasas de transferencia de calor en ambos modelos.

Basado en el método ϵ -NTU, la efectividad térmica del enfriador de gas se evalúa considerando la tasa real y la tasa máxima anteriormente descrita. En la Figura 5.20 se comparan los perfiles de la efectividad térmica del enfriador para ambos modelos.

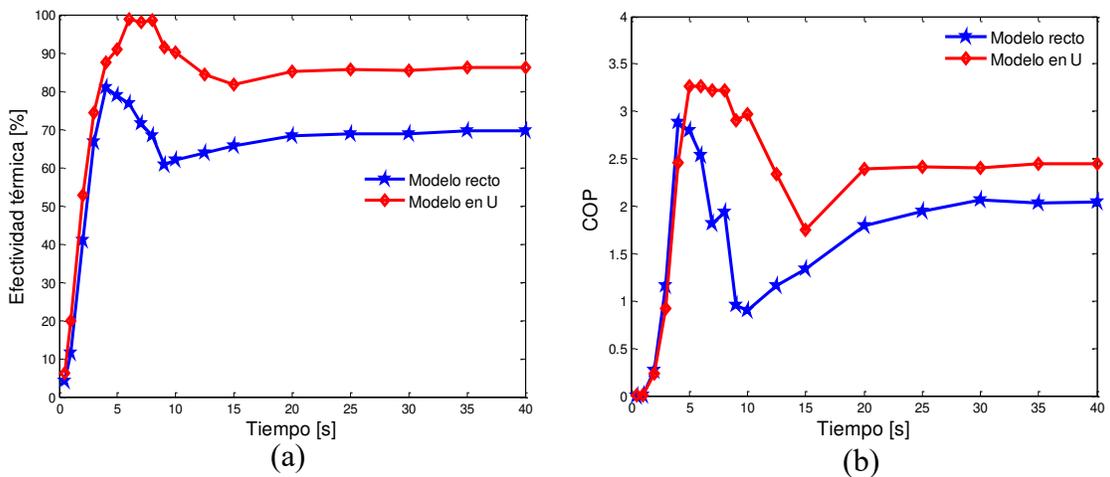


Figura 5.20 Comparativa de la efectividad térmica y del COP en ambos modelos.

En la Figura 5.20a, se puede apreciar claramente que el enfriador de gas caracterizado por la geometría en forma de U es más eficiente ya que su efectividad supera la de la geometría recta con aproximadamente 10% en estado estable. Este comportamiento influye sobre el COP de la instalación como se puede apreciar en la Figura 5.20b. El COP basado en la geometría en U supera el de la geometría recta de aproximadamente 25 %. Otro aspecto es que el periodo transitorio del COP basado en la geometría recta es mucho más largo. Esto quiere decir que el

uso de un enfriador de gas en forma de U en lugar de un enfriador de gas recto conduce a un incremento en el rendimiento global de la instalación transcítica.

5.1.8 Análisis del modelo en U del enfriador de gas bajo diferentes condiciones de frontera.

Por último, en esta sección se comparan los resultados de la simulación numérica del modelo en U bajo condiciones de frontera (CF) variables versus condiciones de frontera constantes. Las comparativas entre los dos casos se centran en el comportamiento promedio de los parámetros que representan un impacto en la transferencia de calor así como en la eficiencia global del ciclo transcítico. En la Figura 5.21 se ilustran los perfiles temporales de la temperatura promedio del CO₂, del agua y de las paredes del enfriador de gas, para ambos casos de condiciones de frontera.

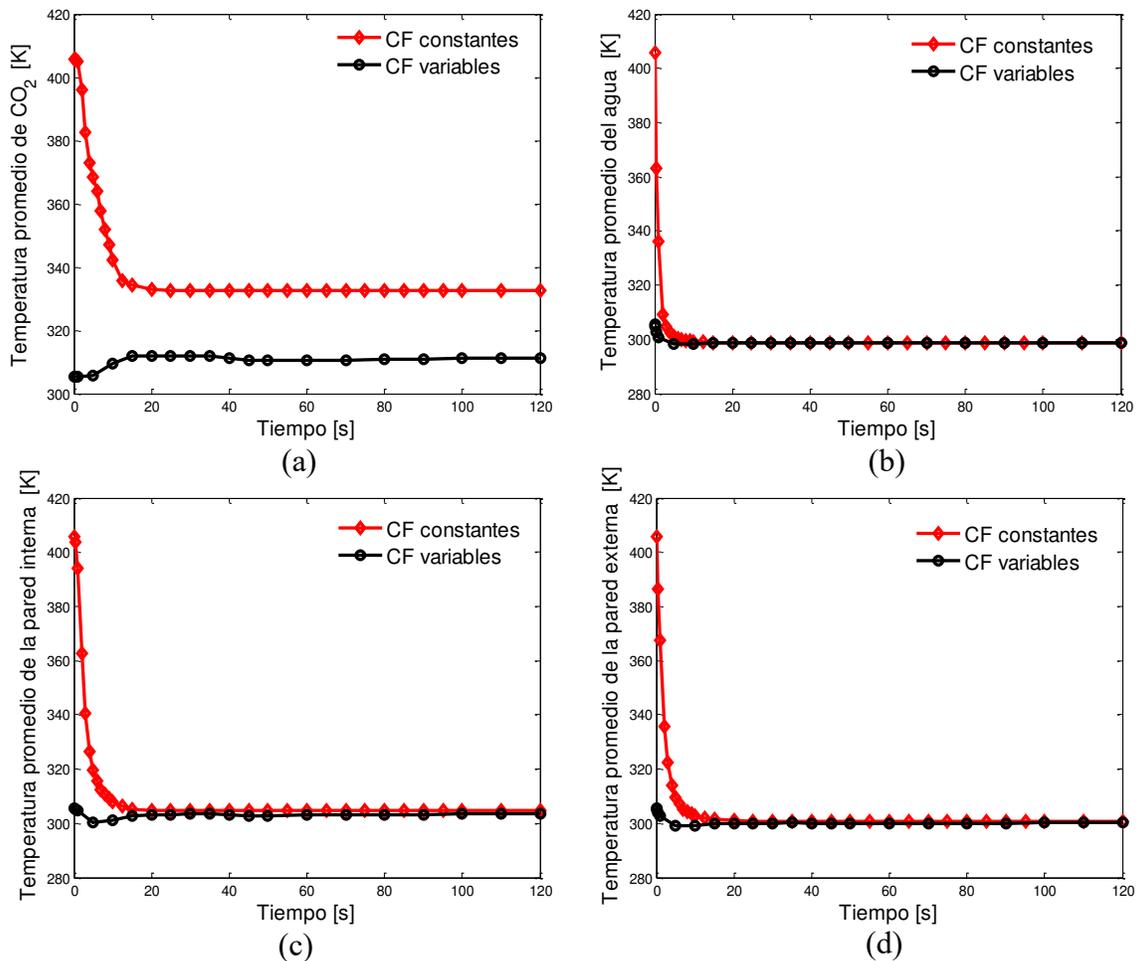


Figura 5.21 Comparativa de la temperatura de los fluidos y de las paredes entre ambos casos de condiciones de frontera del modelo en U.

Se puede apreciar que los cambios en las condiciones de frontera afectan significativamente la temperatura del CO₂. Estos cambios provocan una disminución de alrededor de 23 K en la

temperatura del mismo. En cuanto a la temperatura promedio del agua en el circuito secundario y la temperatura de paredes, la única diferencia se aprecia en los primeros 15 s del arranque. Esto debido a la alta temperatura inicial bajo condiciones de frontera constante.

Por otro lado, el calor específico es la propiedad termofísica más afectada por las variaciones en las condiciones de frontera en el enfriador de gas como se puede ver en la Figura 5.22a. Se aprecia en esta gráfica que el modelo bajo condiciones de frontera variables presenta un mayor calor específico. Esto debido a que la temperatura del mismo se acerca del valor crítico (Bae, 2016; Eldik et al., 2014; Bae et al., 2010; Hoo-Kyu y Chang-Hyo, 2010). Este aumento en el calor específico provoca un incremento en la capacidad térmica mínima (ver Figura 5.22b) que es un parámetro importante en el cálculo de la tasa máxima de transferencia de calor.

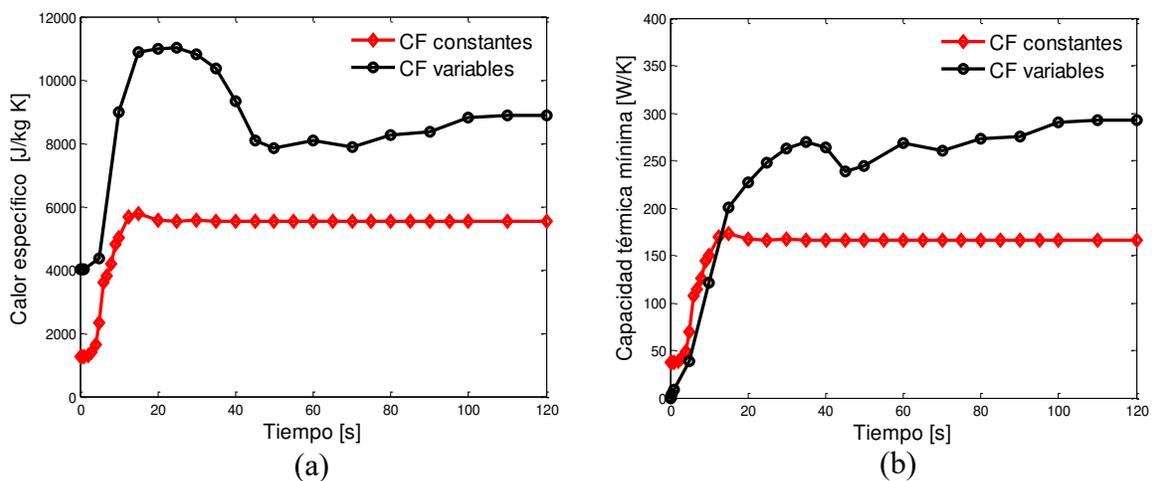


Figura 5.22 Comparativa del calor específico y de la capacidad térmica mínima entre ambos casos de condiciones de frontera del modelo en U.

Otro aspecto relevante en el caso de condiciones de frontera variables es el periodo transitorio largo (alrededor de 110 s). Esta situación puede afectar el desempeño del intercambiador como se puede ver en la Figura 5.23.

El comportamiento transitorio de la tasa real y de la tasa máxima de transferencia de calor en ambos casos es prácticamente diferente. El caso basado en condiciones de frontera variables se caracteriza por una menor tasa de transferencia de calor, ya que el bajo nivel de temperatura del CO₂ no favorece un elevado gradiente de temperatura entre ambas corrientes en el enfriador de gas. Por otro lado, la tasa máxima de transferencia de calor (Figura 5.23b) es mayor en el caso de las condiciones de frontera variables. Esto debido a que está relacionada con la capacidad térmica mínima (ver Figura 5.22b).

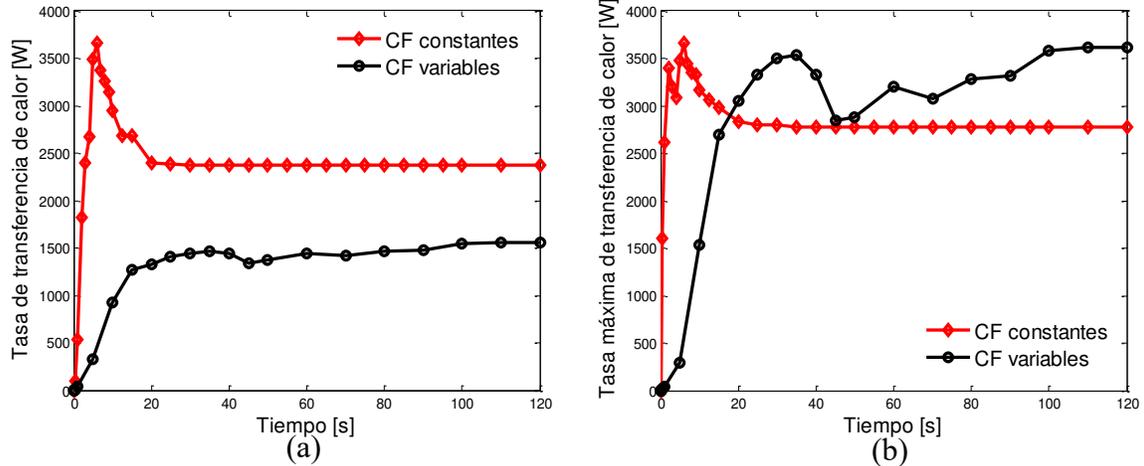


Figura 5.23 Comparativa de las tasas de transferencia de calor entre ambos casos de condiciones de frontera del modelo en U.

La mayor tasa máxima de transferencia de calor puede llevar a una disminución en la efectividad térmica del enfriador de gas en el caso de condiciones de frontera variables como se puede observar en la Figura 5.24a.

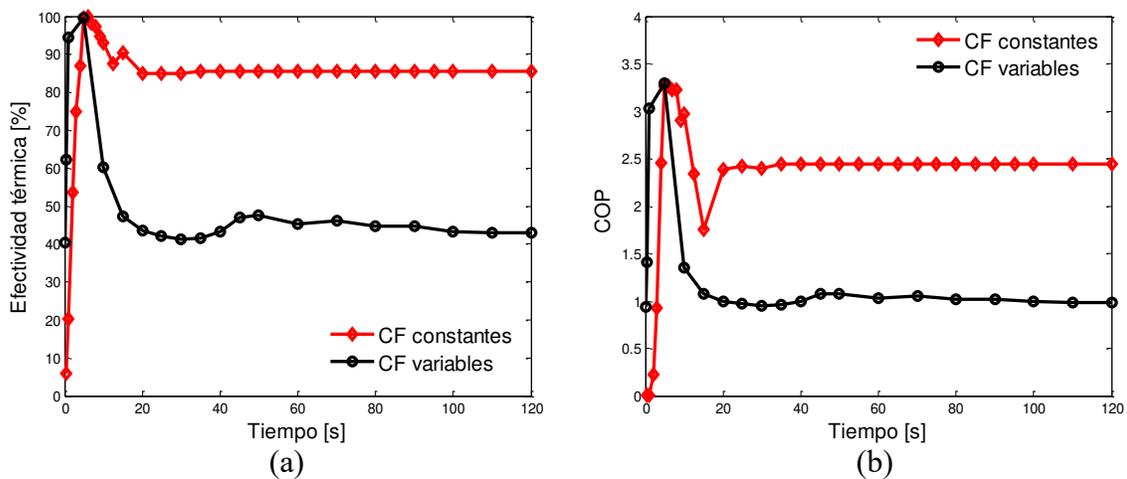


Figura 5.24 Comparativa de la efectividad térmica y del COP entre ambos casos de condiciones de frontera del modelo en U.

Se concluye que el modelo del enfriador de gas en forma de U, bajo condiciones de frontera variables es menos eficiente en comparación con el que opera bajo condiciones de frontera constantes. En el estado estable la diferencia entre los dos casos es aproximadamente 48 %. Esta baja efectividad que caracteriza el modelo bajo condiciones de frontera variables afecta en gran medida al COP como se puede ver en la Figura 5.24b. Se observa que el COP alcanza su valor máximo de 3.3 durante los primeros 5 s en ambos casos, esto cuando el enfriador de gas tiene mayor efectividad. Después se aprecia la deterioración en el desempeño de la instalación bajo las dos condiciones de frontera, pero el caso más afectado es el de las condiciones de frontera

variables el cual tiene un COP de 1.0 en comparación con el caso basado en condiciones constantes cuyo COP se aproxima de 2.5 en estado estable.

5.2 Intercambiador de calor intermedio

De manera similar que el análisis del enfriador de gas, en esta sección se presentan los resultados del estudio del comportamiento transitorio de los parámetros del intercambiador de calor intermedio. Recordando que este equipo trabaja con el mismo CO₂ pero a condiciones distintas.

5.2.1 Distribución de presión y velocidad del CO₂ a lo largo del intercambiador de calor intermedio

En las Figuras 5.25a y 5.25b se muestra el campo de la presión en ambas corrientes. Las caídas de presión son casi nulas en ambas corrientes. La estabilización de la presión surge inmediatamente después de la puesta en marcha de la instalación alrededor de 9×10^6 Pa y 2.6×10^6 Pa, para la corriente caliente y la corriente fría, respectivamente.

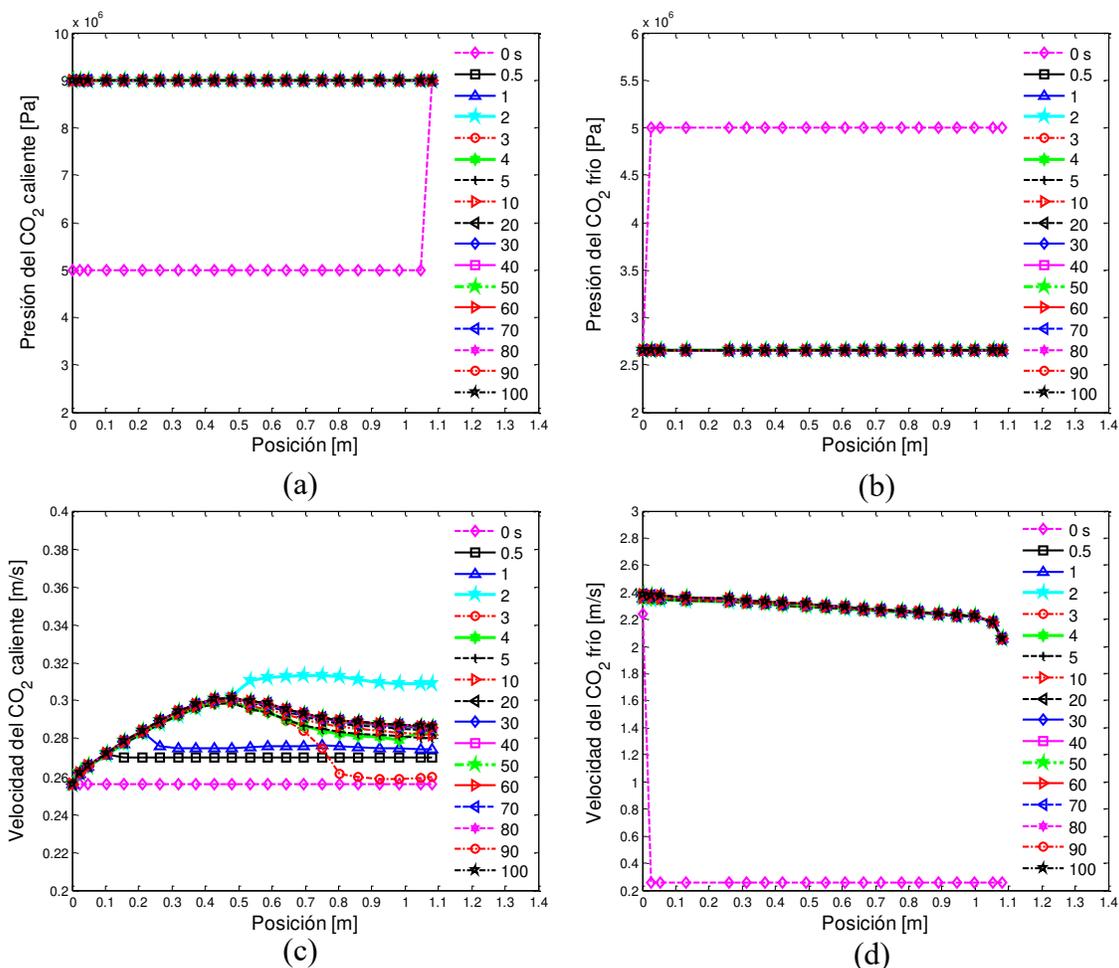


Figura 5.25 Distribución de la presión y de la velocidad del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

Por otro lado, en las Figuras 5.25c y 5.25d se presentan los perfiles de la velocidad de ambas corrientes a lo largo del intercambiador de calor. Dos comportamientos diferentes caracterizan la velocidad del CO₂ en ambas corrientes. En la corriente caliente el CO₂ presenta un cambio importante en la velocidad durante los primeros tres segundos del arranque de la instalación. La velocidad alcanza el estado permanente a los diez segundos con un perfil caracterizado por un valor pico de 0.3 m/s cerca de la región media del intercambiador de calor intermedio. En cuanto a la corriente fría, la velocidad varía a lo largo del intercambiador alrededor de 2 m/s y 2.4 m/s a la entrada y salida de la corriente, respectivamente, alcanzando el estado permanente prácticamente de manera inmediata. Un aspecto muy importante es la magnitud elevada de la velocidad que caracteriza la corriente fría y que puede causar una importante turbulencia en el CO₂.

5.2.2 Distribución de la temperatura del CO₂ y de pared a lo largo del intercambiador de calor intermedio

El comportamiento transitorio local de la temperatura del CO₂ y la pared en ambos lados (corrientes caliente y fría) se muestra en la Figura 5.26.

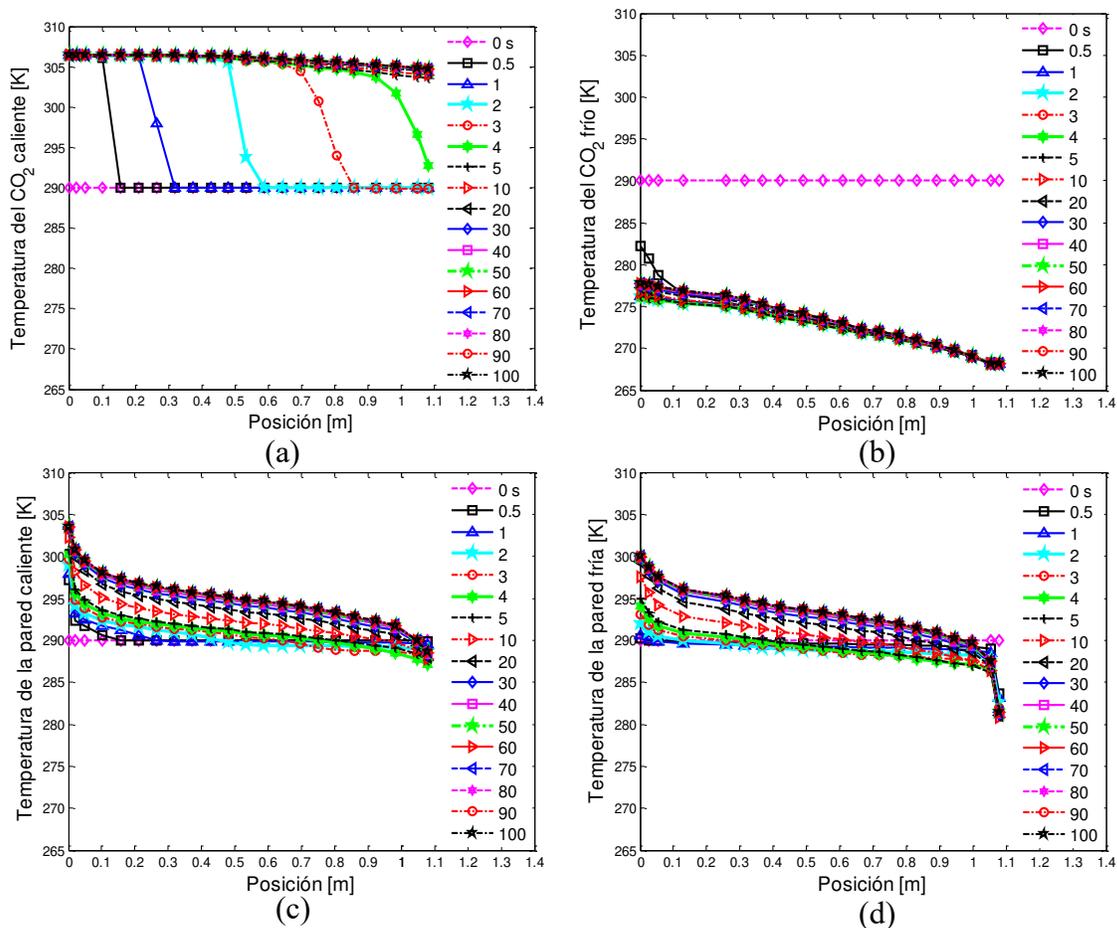


Figura 5.26 Distribución de temperatura del CO₂ y de pared a lo largo del intercambiador de calor intermedio.

El arranque de la instalación se rige por un cambio rápido en la temperatura del CO₂, especialmente en la corriente caliente (ver Figura 5.26a). En esta corriente, la temperatura del CO₂ cambia drásticamente entre 290 K y 305 K a lo largo del intercambiador de calor intermedio durante los primeros cinco segundos del arranque de la instalación. El comportamiento se estabiliza a los 10 s teniendo un perfil ligeramente decreciente a lo largo del intercambiador de calor con una diferencia de aproximadamente 2 K entre los dos extremos.

En cuanto a la corriente fría (Figura 5.26b), la temperatura del CO₂ se estabiliza rápidamente desde del primer segundo de la puesta en marcha. Como se puede observar en las Figuras 5.26a y 5.26b, la salida de cada corriente se caracteriza por un gradiente de temperatura en el periodo transitorio. Este comportamiento puede dar lugar a una variación en las propiedades del CO₂ en la entrada de los componentes vecinos (válvula de expansión y el compresor) y por lo tanto afectar el COP de la instalación.

Las Figuras 5.26c y 5.26d muestran el comportamiento de la temperatura de pared de ambas corrientes. Los cambios temporales en las temperaturas de ambos fluidos ocurren en un período muy corto, su influencia en las paredes es significativa, lo que puede causar variaciones importantes en la transferencia de calor en el intercambiador de calor intermedio.

5.2.3 Comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio

En la Figura 5.27 se presentan los perfiles del calor específico del CO₂ para ambas corrientes. Por lo general, se aprecia un mayor cambio en la corriente caliente (Figura 5.27a) en comparación con la corriente fría (Figura 5.27b). El calor específico en la corriente caliente decrece al reducir la temperatura del CO₂, mientras en la corriente fría, el incremento en la temperatura del CO₂ causa una disminución en el calor específico. Además, las variaciones en las temperaturas observadas en la salida de cada corriente influyen en el comportamiento del calor específico, ya que en las Figuras 5.27c y 5.27d se aprecia un importante cambio en la magnitud en los primeros cinco segundos del arranque de la instalación, específicamente en la corriente caliente.

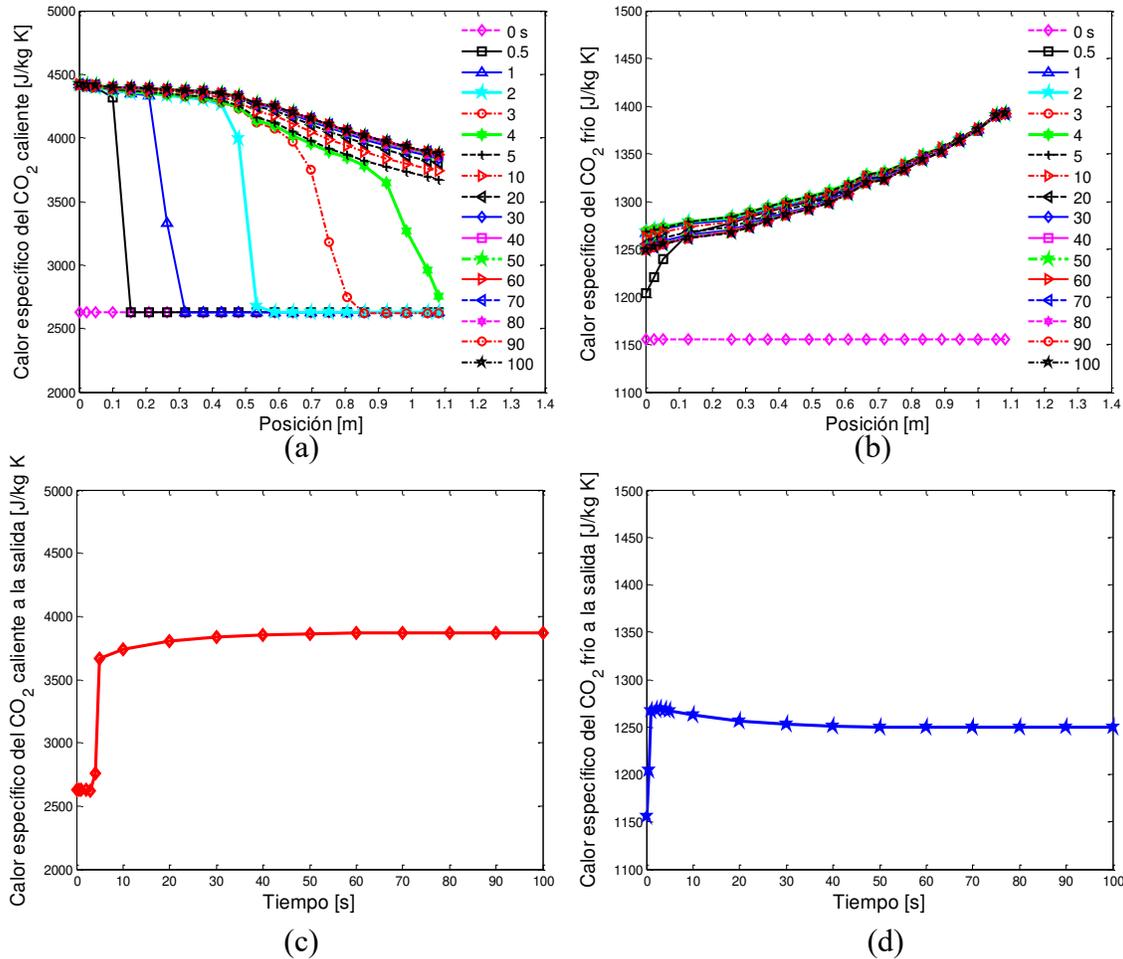


Figura 5.27 Comportamiento transitorio del calor específico del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

Por otro lado, el comportamiento de la conductividad térmica del CO₂ en ambas corrientes es afectado por la temperatura del CO₂. En la Figura 5.28a, se aprecia un cambio importante en la conductividad térmica del CO₂ en la corriente caliente durante el arranque de la instalación. Cada perfil se caracteriza por una reducción drástica entre 0.1 W/m K y 0.08 W/m K durante los primeros 5 s. La misma tendencia se muestra en el perfil a la salida del intercambiador (Figura 5.28c). El comportamiento estacionario se caracteriza por un ligero incremento a lo largo del intercambiador de calor entre ambos extremos. A diferencia de la corriente caliente, el comportamiento del CO₂ en la corriente fría (Figuras 5.28b y 5.28d) no presenta un cambio importante durante el periodo transitorio. El único cambio es a lo largo del intercambiador de calor donde la conductividad incrementa al aumentar la temperatura. Una diferencia de magnitud alrededor de 0.0003 W/m K se presenta entre la entrada y la salida. Estos resultados permiten entender que una menor cantidad de calor es transferida entre ambas corrientes del intercambiador de calor durante el arranque de la instalación.

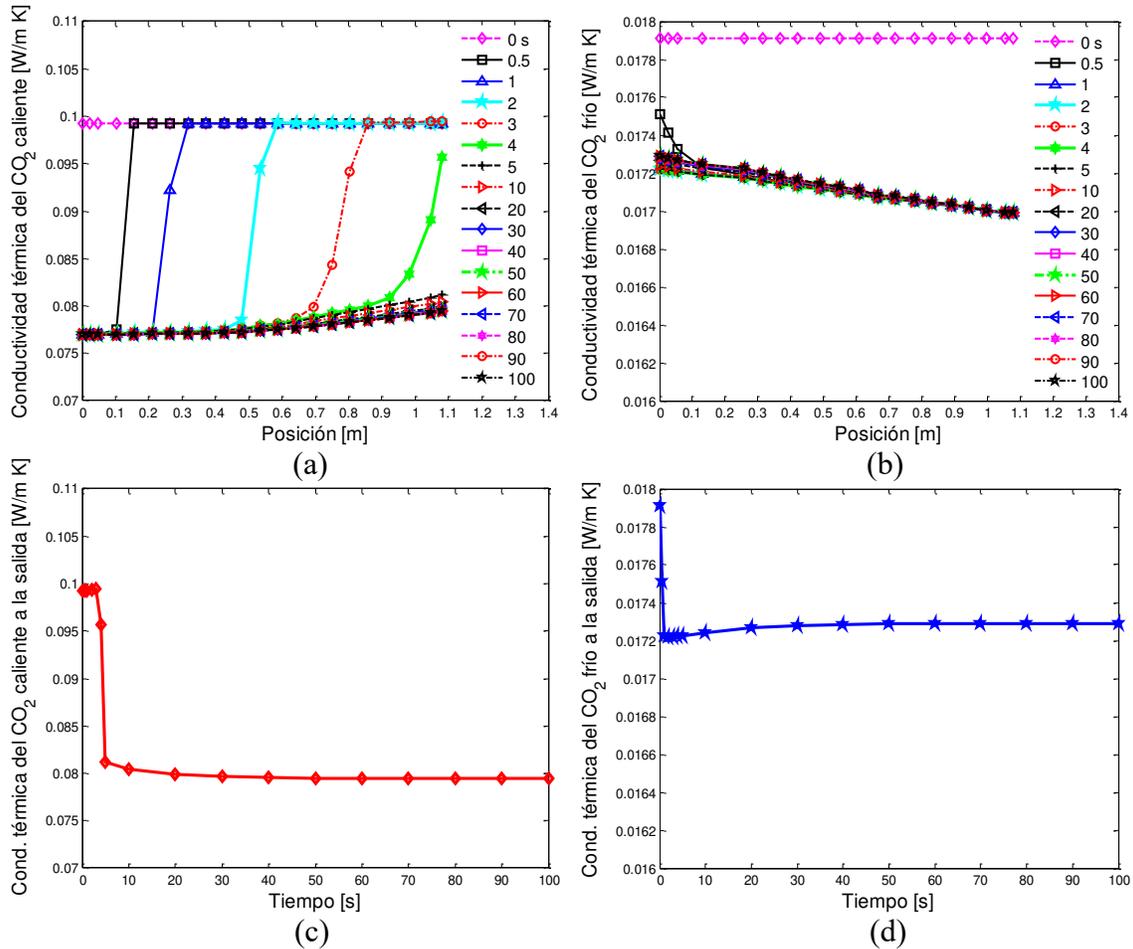


Figura 5.28 Comportamiento transitorio de la conductividad térmica del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

En la Figura 5.29 se presenta el comportamiento transitorio de la viscosidad dinámica del CO₂ para ambas corrientes. La corriente caliente sigue siendo la que más cambio presenta durante el arranque de la instalación. En la Figura 5.29a se observa que el CO₂ caliente se vuelve cada vez más viscoso cuando su temperatura disminuye. Esto es lo contrario del comportamiento que caracteriza la corriente fría (Figura 5.29b) donde el incremento en la temperatura se acompaña de un aumento en la viscosidad dinámica del CO₂. Las Figuras 5.29c y 5.29d permiten tener mayor información sobre el comportamiento transitorio de la viscosidad dinámica del CO₂ a la salida de cada corriente. Estos resultados permiten suponer que la corriente fría tendrá una tasa importante de turbulencia debido a la baja viscosidad.

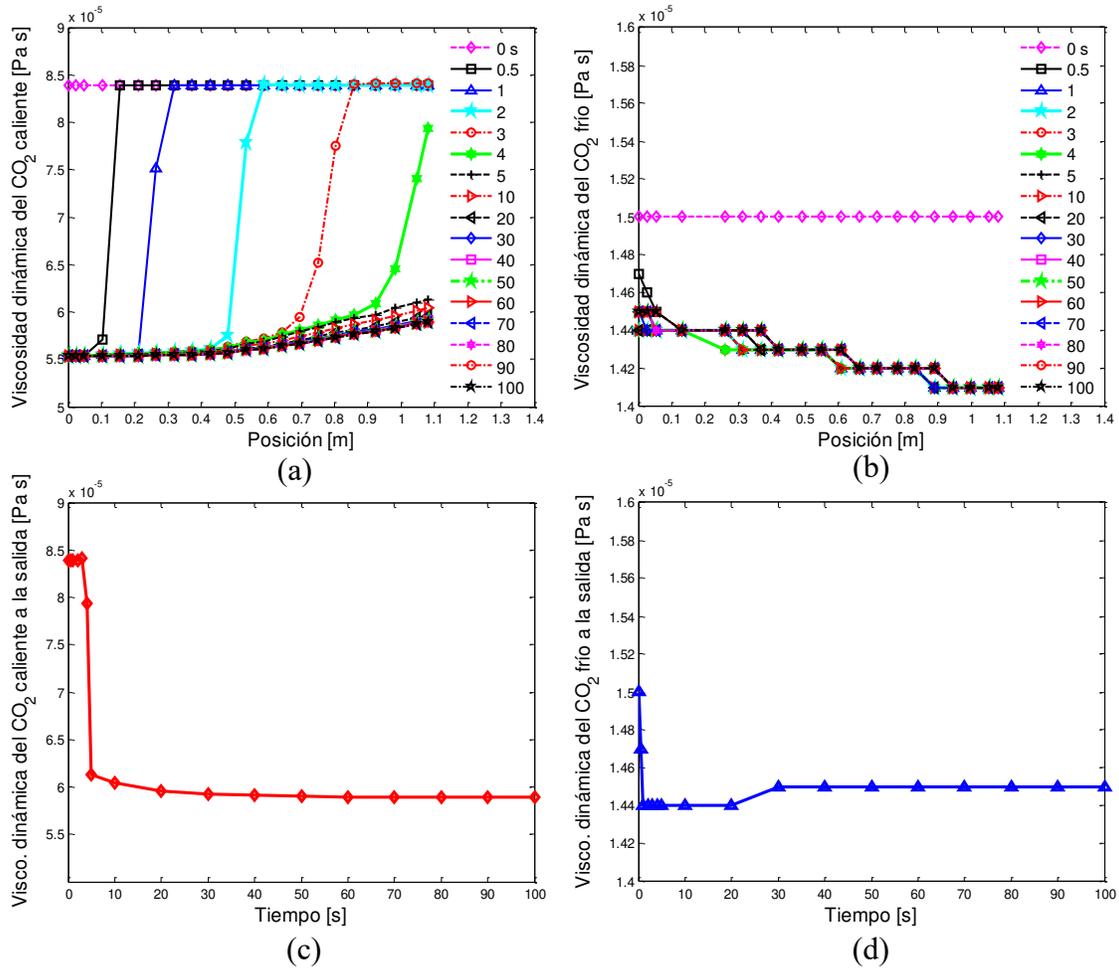


Figura 5.29 Comportamiento transitorio de la viscosidad dinámica del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

La Figura 5.30 muestra los perfiles de la densidad del CO₂ en ambas corrientes. Se aprecia que la temperatura del CO₂ influye sobre la densidad en cada corriente. En la corriente caliente (ver Figura 5.30a), la densidad tiene una tendencia muy similar a la conductividad térmica y a la viscosidad dinámica. Su magnitud incrementa ligeramente a lo largo del intercambiador, entre 700 kg/m³ a la entrada y 750 kg/m³ a la salida, después de 5 s. La corriente fría (ver Figura 5.30b) muestra un comportamiento similar al calor específico. Su magnitud decrece con el aumento en la temperatura. En estado permanente, la densidad varía entre 68 kg/m³ y 62 kg/m³, de la entrada a la salida. En las Figuras 5.30c y 5.30d se aprecia que la densidad del CO₂ se caracteriza por cambios rápidos durante los primeros cinco segundos, especialmente en la corriente caliente.

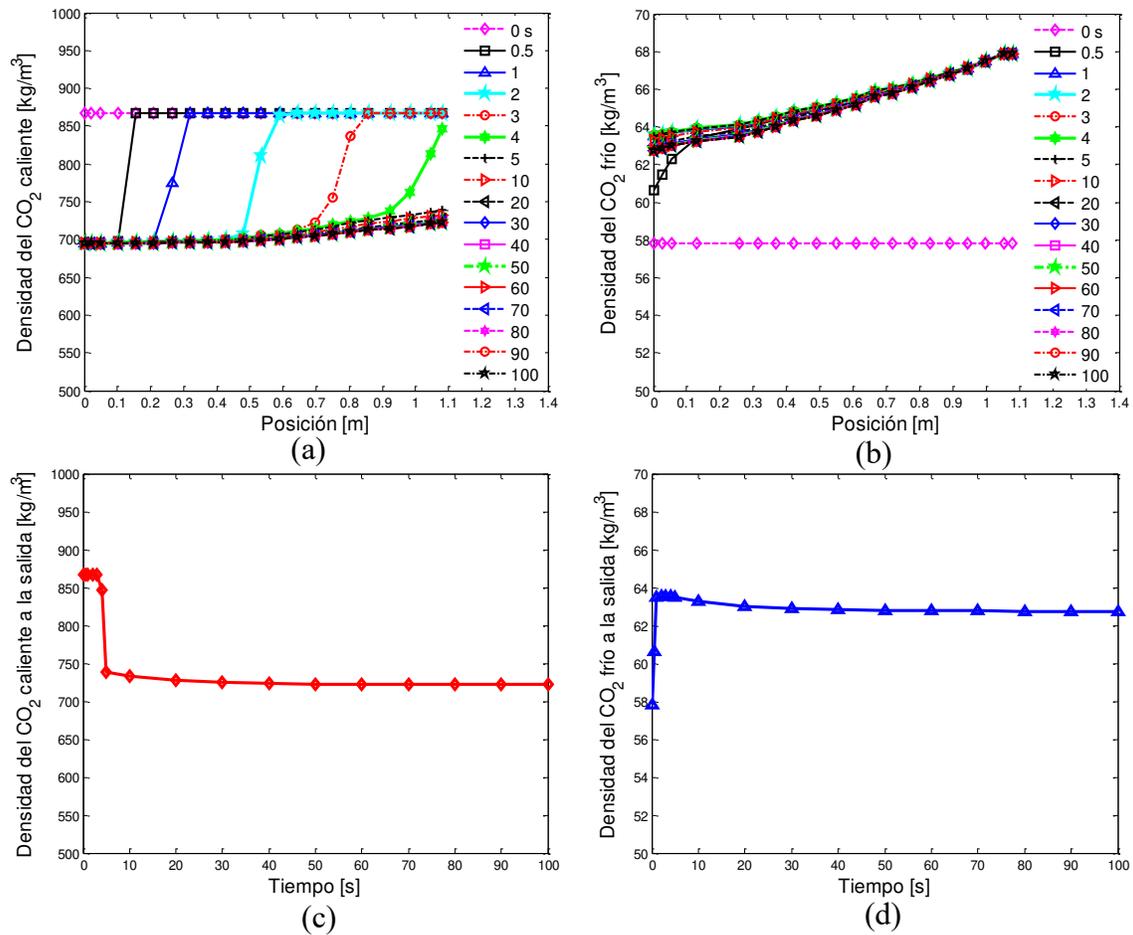


Figura 5.30 Comportamiento transitorio de la densidad del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

5.2.4 Comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia en el intercambiador de calor intermedio

En este apartado se analiza el comportamiento transitorio local de los parámetros de turbulencia en ambas corrientes del intercambiador de calor intermedio. Esto con el fin de entender cómo estos parámetros pueden afectar la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor. En la Figura 5.31 se presentan los perfiles de la energía cinética turbulenta y de la tasa de disipación turbulenta del CO₂ en cada corriente. Se aprecia de manera general que la corriente fría se caracteriza por una mayor variación a lo largo del intercambiador de calor. Esto se debe a la alta velocidad y de la baja viscosidad dinámica que caracteriza el CO₂ en esta corriente. En cuanto al comportamiento transitorio, ambas corrientes no presentan una variación importante durante el arranque de la instalación, es decir que alcanzan el estado permanente rápidamente. En la corriente caliente, la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta se acercan a cero a lo largo del intercambiador de calor.

Se puede deducir que la corriente fría tiene mayor capacidad de transferencia de calor convectiva debido a su alta tasa de disipación turbulenta.

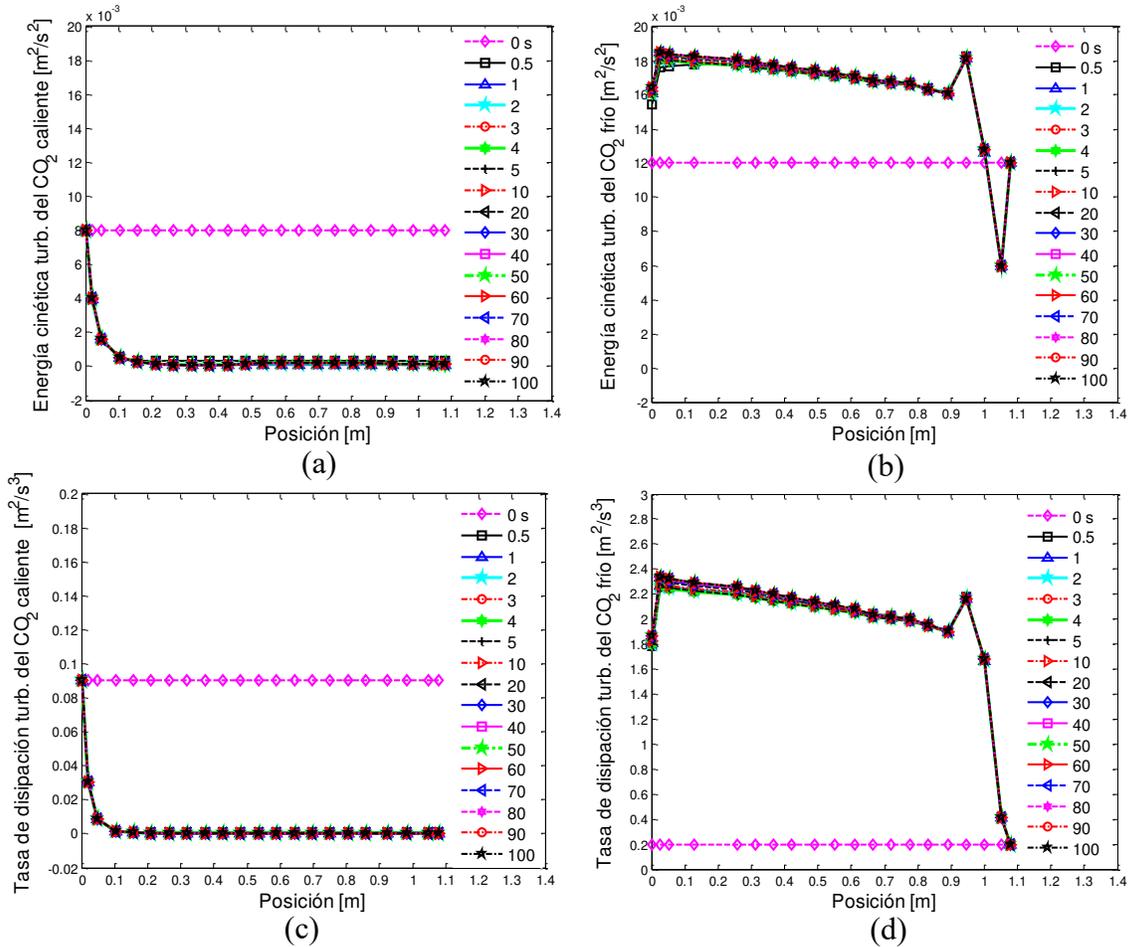


Figura 5.31 Comportamiento transitorio de la energía cinética turbulenta y de la tasa de disipación turbulenta del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

5.2.5 Comportamiento transitorio del flujo de calor y coeficiente convectivo de transferencia de calor

En este apartado se discute el comportamiento de del flujo de calor y coeficiente convectivo de transferencia de calor. En la Figura 5.32 se presentan los perfiles del flujo de calor en las paredes del intercambiador de calor intermedio. Como se puede observar en la Figura 5.32a, el flujo de calor en la pared de la corriente caliente tiene un cambio significativo durante el arranque de la instalación. Este comportamiento se debe a la influencia de la temperatura caliente del CO₂ en la pared como se ha observado en la Figura 5.26a. La región más afectada por este cambio es la situada cerca de la frontera de entrada del intercambiador intermedio. En esta frontera, el flujo alcanza un valor máximo de 38000 W/m² justo después de la puesta en marcha de la instalación. El comportamiento estacionario se caracteriza por una ligera disminución a la entrada, seguida por un incremento a lo largo del intercambiador de calor. La magnitud en la frontera de salida se aproxima a 16000 W/m².

Por otro lado, el comportamiento del flujo de calor en la pared de corriente fría es un poco diferente del anteriormente analizado. En la Figura 5.32b se aprecia que el flujo de calor no experimenta una variación significativa en el espacio, pero sí en el tiempo. El comportamiento estacionario se caracteriza por una ligera disminución a lo largo del intercambiador de calor intermedio, seguido por un incremento en la región de salida, con una magnitud que varía entre 12500 W/m^2 y 8000 W/m^2 a la entrada y la salida, respectivamente.

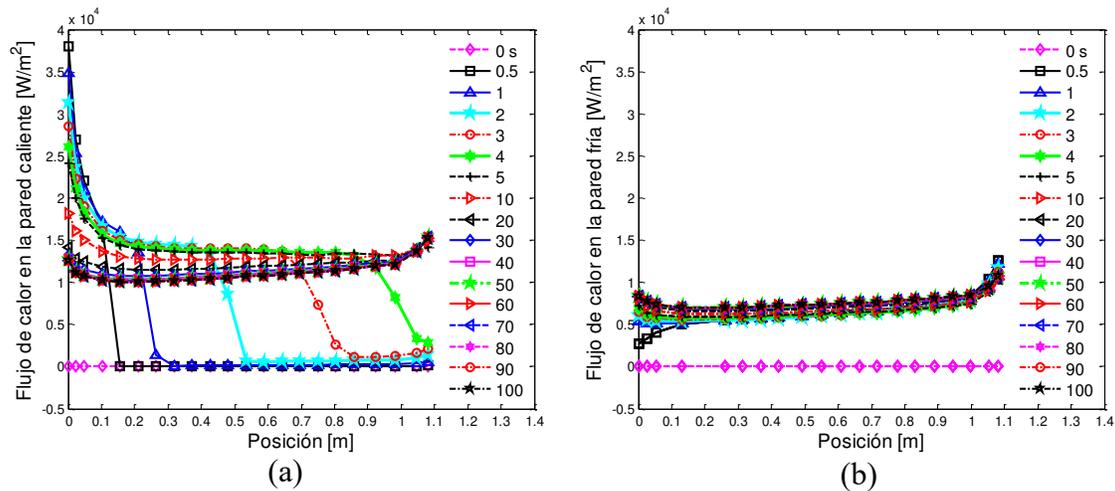


Figura 5.32 Distribución de flujo de calor a lo largo del intercambiador intermedio.

En la Figura 5.33 se describe el comportamiento transitorio del coeficiente convectivo de transferencia de calor del CO_2 en las corrientes caliente y fría. En general, ambas corrientes no presentan una variación significativa durante el arranque de la instalación. Los únicos cambios temporales importantes ocurren a la salida de cada corriente (Figuras 5.33c y 5.33d). En esta región, el coeficiente convectivo presenta una variación en los primeros 10 s del arranque de la instalación. Después de 60 s, el coeficiente convectivo prácticamente no cambia a la salida para ambas corrientes. En las Figuras 5.33a y 5.33b el coeficiente convectivo presenta mayor cambio en la zona cerca de la entrada de cada corriente. Esto debido al importante flujo de calor en las paredes de la misma zona. El coeficiente convectivo es prácticamente uniforme en gran parte del intercambiador de calor, con valores alrededor de $900 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ en la corriente caliente y $380 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ en la corriente fría.

Cabe mencionar que, una tendencia similar del coeficiente convectivo de transferencia de calor en la corriente caliente en estado estable ha sido reportado en la literatura (Chen et al., 2015; Zhang et al., 2011).

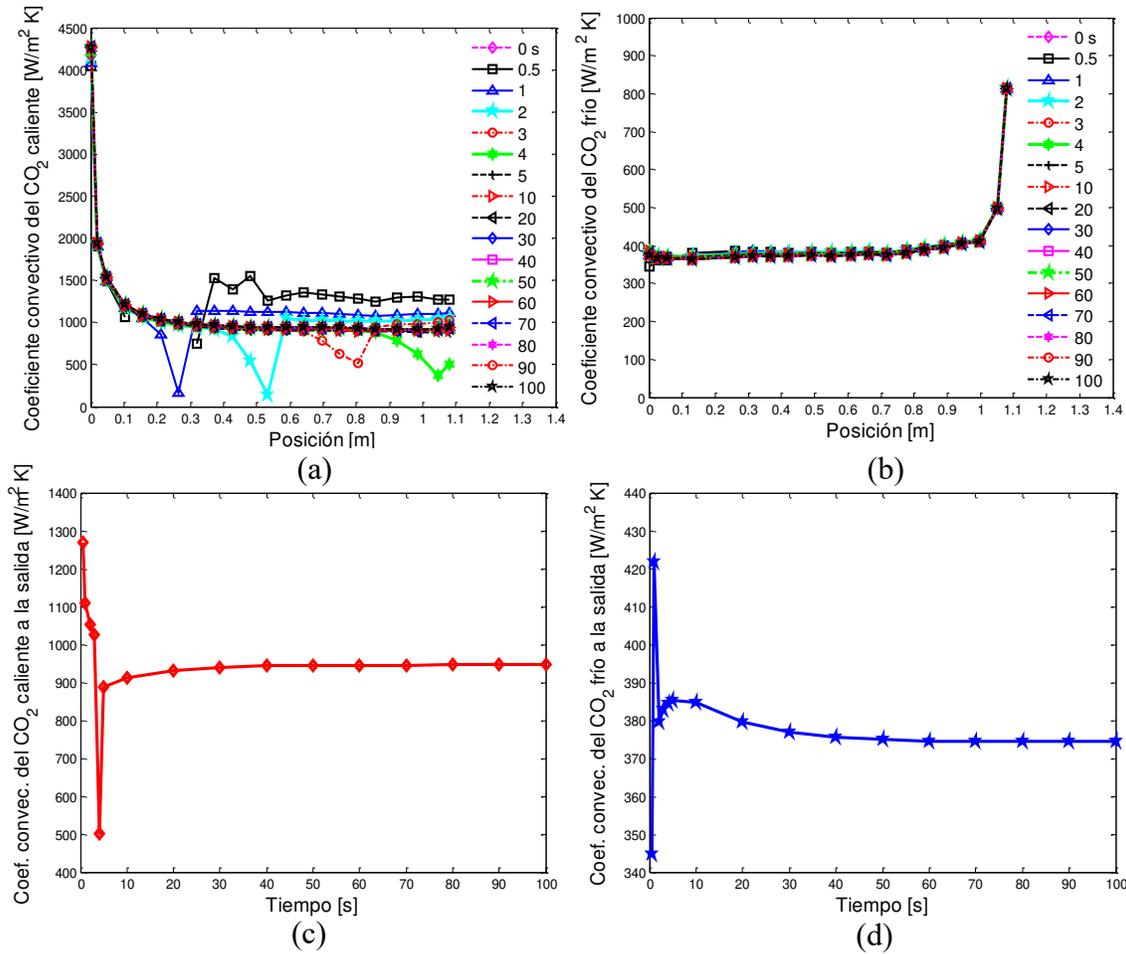


Figura 5.33 Comportamiento transitorio del coeficiente convectivo del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

5.2.6 Comportamiento transitorio de los parámetros adimensionales de transferencia de calor en el intercambiador de calor intermedio

El comportamiento transitorio de los números de Reynolds, de Prandtl y de Nusselt es discutido en esta sección. En la Figura 5.34 se presentan los perfiles del número de Reynolds, y de Prandtl para ambas corrientes. Se aprecian dos diferentes tendencias: el número de Reynolds tiene una tendencia similar a la velocidad (Figuras 5.25c y 5.25d), mientras que la tendencia del número de Prandtl es muy similar al calor específico (Figuras 5.27a y 5.27b). Es bien sabido que el número de Reynolds es un parámetro adimensional más influenciado por la velocidad del fluido. Por otra parte, la semejanza entre número de Prandtl y el calor específico ha sido una de las características específicas del CO₂ en la región supercrítica (Bae, 2016; Eldik et al., 2014; Bae et al., 2010) ya que la corriente caliente opera bajo condiciones supercríticas.

En cuanto a las magnitudes de ambos parámetros, se nota que la corriente fría tiene mayor número de Reynolds (aproximadamente 65000) y menor número de Prandtl (alrededor de 1.1)

lo que conduce a decir que es la corriente más turbulenta del intercambiador de calor intermedio. Por otro lado, en la corriente caliente el número de Reynolds presenta un máximo de 60000 y el número de Prandtl se encuentra alrededor de 3, lo que la clasifica como la corriente de mayores efectos térmicos en el intercambiador de calor intermedio.

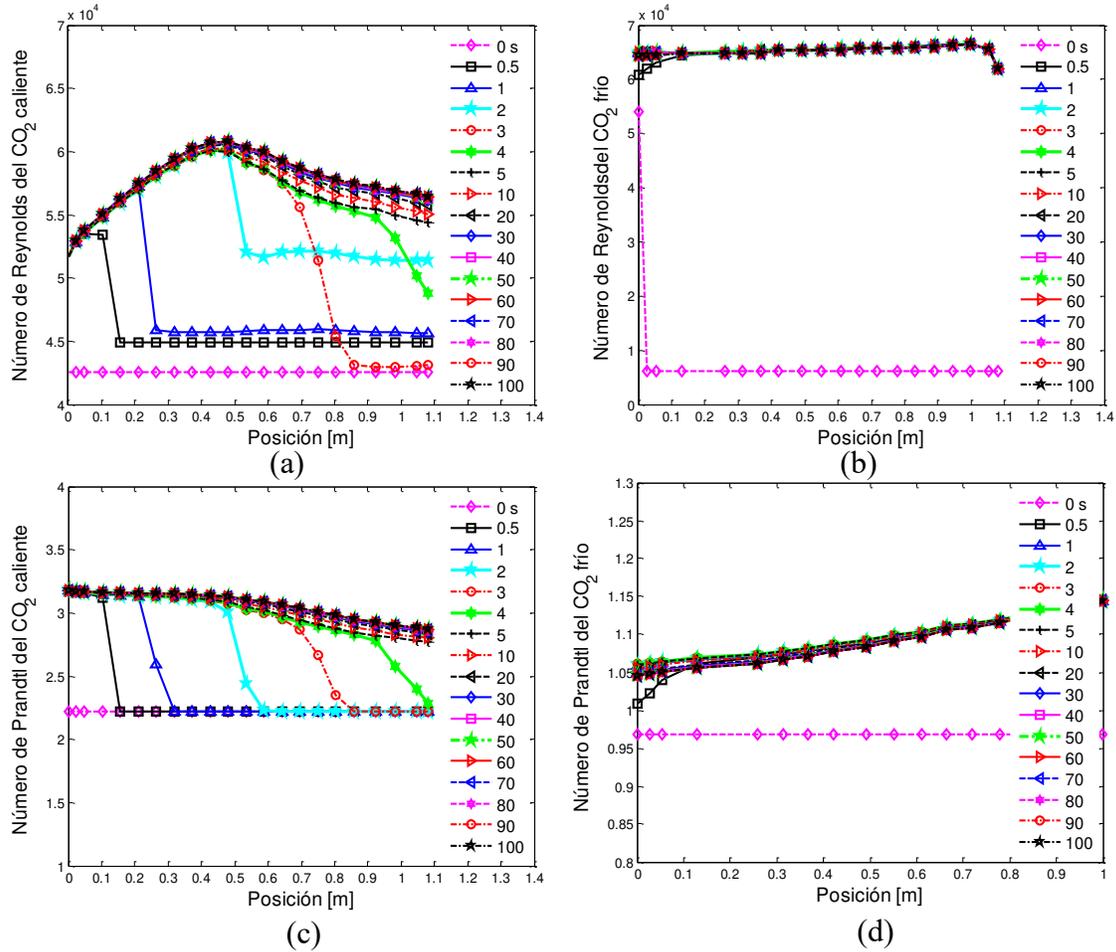


Figura 5.34 Comportamiento transitorio del número de Reynolds y de Prandtl del CO_2 en el intercambiador de calor intermedio.

Por otra parte, la Figura 5.35 presenta el comportamiento transitorio del número de Nusselt a lo largo del intercambiador de calor intermedio. Las tendencias en ambas corrientes son muy similares a las del coeficiente convectivo (Figura 5.33) debido a que ambos parámetros están estrechamente relacionados. Cabe señalar que el perfil en estado estacionario que caracteriza el número de Nusselt del CO_2 en la corriente caliente ha sido reportado en la literatura (Chen et al., 2015; Zhang et al., 2011).

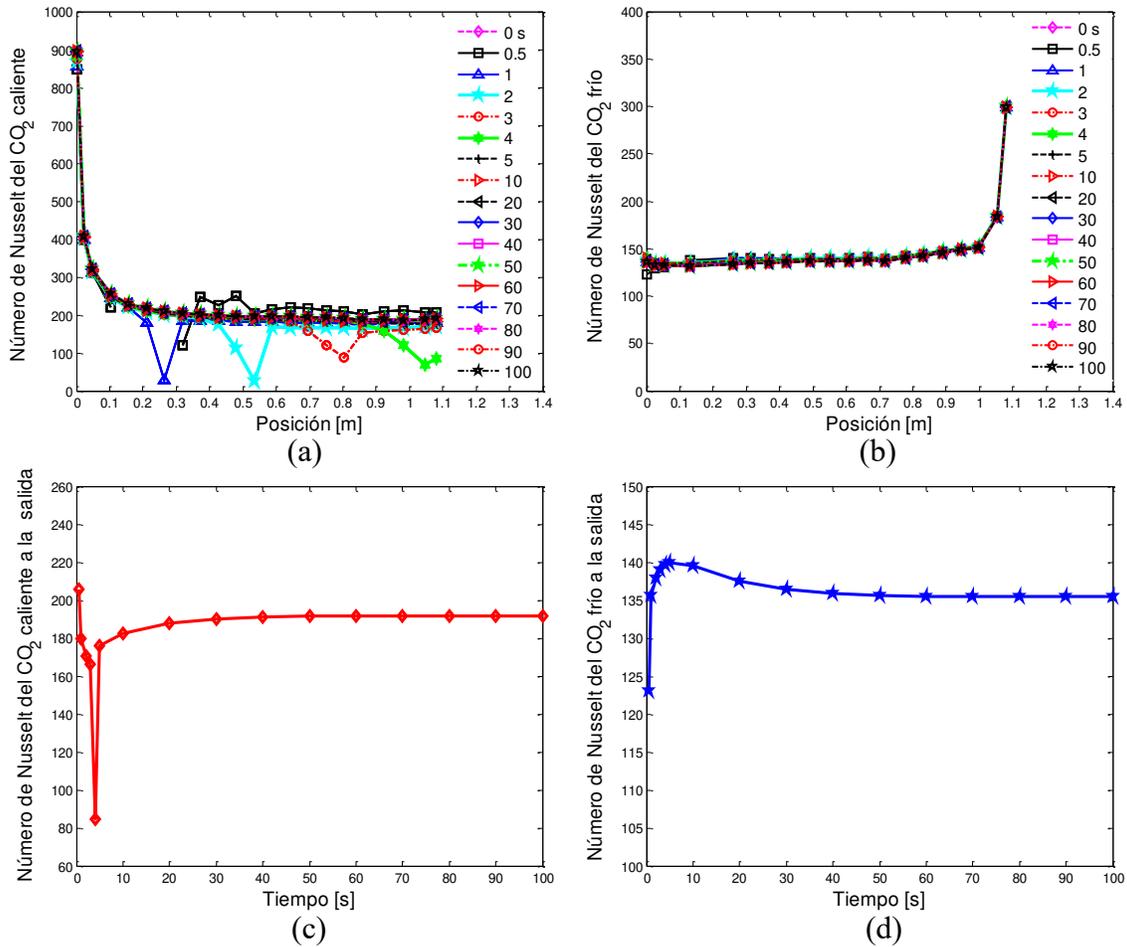


Figura 5.35 Comportamiento transitorio del número de Nusselt del CO₂ en el intercambiador de calor intermedio.

5.2.7 Comportamiento transitorio de la tasa de transferencia de calor y la efectividad térmica del intercambiador de calor intermedio

La Figura 5.36a reporta el comportamiento transitorio de la tasa de transferencia de calor y de la efectividad térmica del intercambiador intermedio. Se aprecia que el periodo transitorio se caracteriza por una discrepancia entre las tasas de transferencia de calor de ambas corrientes. En la corriente caliente la tasa de transferencia de calor experimenta un importante incremento hasta alcanzar un máximo alrededor de 800 W a los 5 s. Prácticamente a los 60 s, ambas corrientes se equilibran alrededor de 600 W. Por otro lado, en la Figura 5.36b se observa que la puesta en marcha de la instalación comienza con una efectividad térmica de aproximadamente 75%, esto cuando el gradiente de temperatura entre ambas corrientes es mínima. El comportamiento toma una tendencia decreciente cuando el flujo del CO₂ caliente en proveniencia del enfriador de gas entra en el intercambiador de calor intermedio y se inicia el proceso de transferencia de calor entre ambas corrientes. Se estabiliza el comportamiento

alrededor del 43% de efectividad, esto cuando la diferencia entre tasas de transferencia de calor en ambas corrientes es prácticamente nula.

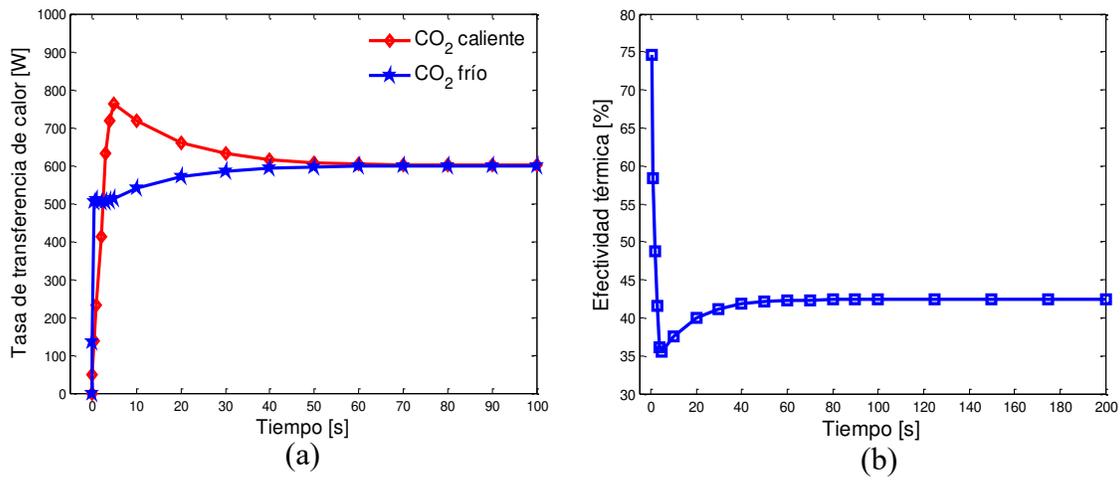


Figura 5.36 Comportamiento transitorio de la tasa de transferencia de calor y de la efectividad térmica del intercambiador de calor intermedio.

La Figura 5.37 muestra otra relación entre la tasa de transferencia de calor y la efectividad térmica. Se puede observar que la efectividad térmica del intercambiador de calor intermedio es inversamente proporcional a la tasa de transferencia de calor. Resultados similares fueron obtenidos por [Torrella et al., 2011](#); [Kang y Tseng, 2007](#).

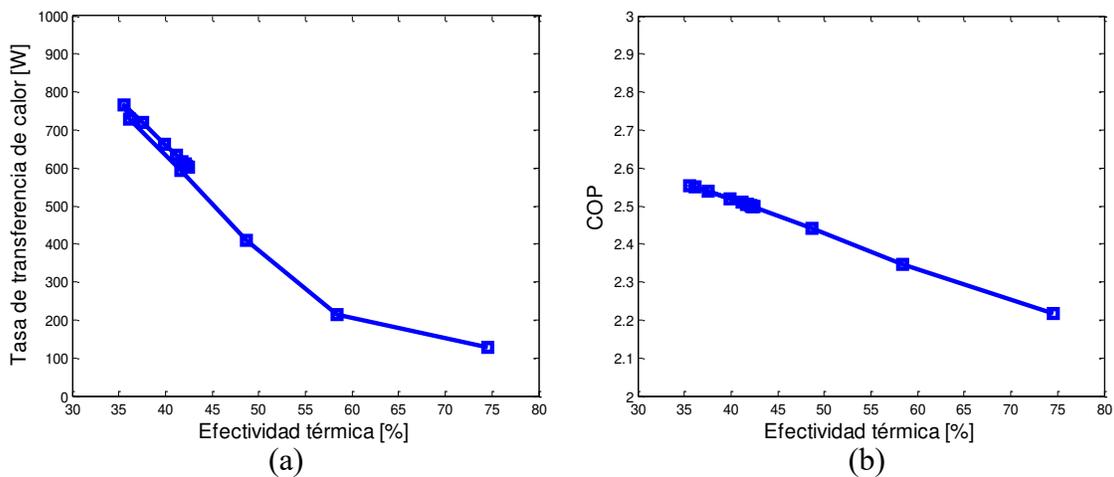


Figura 5.37 Relación entre la tasa transferencia de calor y la efectividad térmica y su influencia sobre el COP.

Con base a estos resultados, el COP de la instalación puede predecirse como se muestra en la Figura 5.37b. Este resultado se obtiene considerando la efectividad térmica del intercambiador de calor intermedio como la única variable independiente del sistema. Se puede observar que el aumento de la efectividad térmica causa una reducción en el COP de 2.55 a 2.2. Por lo tanto, la respuesta transitoria en la efectividad térmica durante el arranque de la instalación presenta una

pérdida de aproximadamente 13 % del COP, en comparación con el rendimiento durante el estado estacionario.

5.2.8 Análisis del modelo de IHX bajo diferentes condiciones de frontera.

En esta sección se comparan los resultados de simulación numérica del modelo del IHX bajo dos condiciones de frontera variables y aquellas condiciones de frontera constantes discutidos anteriormente. Las comparativas entre los tres casos se centran en el comportamiento promedio de los parámetros que representan un impacto en la transferencia de calor así como en la eficiencia global del ciclo transcrito. El análisis se basa en tres casos definidos anteriormente en la Tabla 3.9. El caso 1 denominado CF constantes es el en que las condiciones de frontera son constantes. Se denominan CF variables con T_{baja} al caso 2 de condiciones de frontera en que la temperatura del CO_2 caliente varía de 290 K a 306.5 K y las CF variables con T_{alta} al caso 3 en el cual la temperatura del CO_2 en la frontera de la corriente caliente varía de 305 K a 310.15 K.

En la Figura 5.38 se ilustran los perfiles temporales de la temperatura promedio del CO_2 caliente y frío así como la temperatura promedio de las paredes, para los tres casos del análisis.

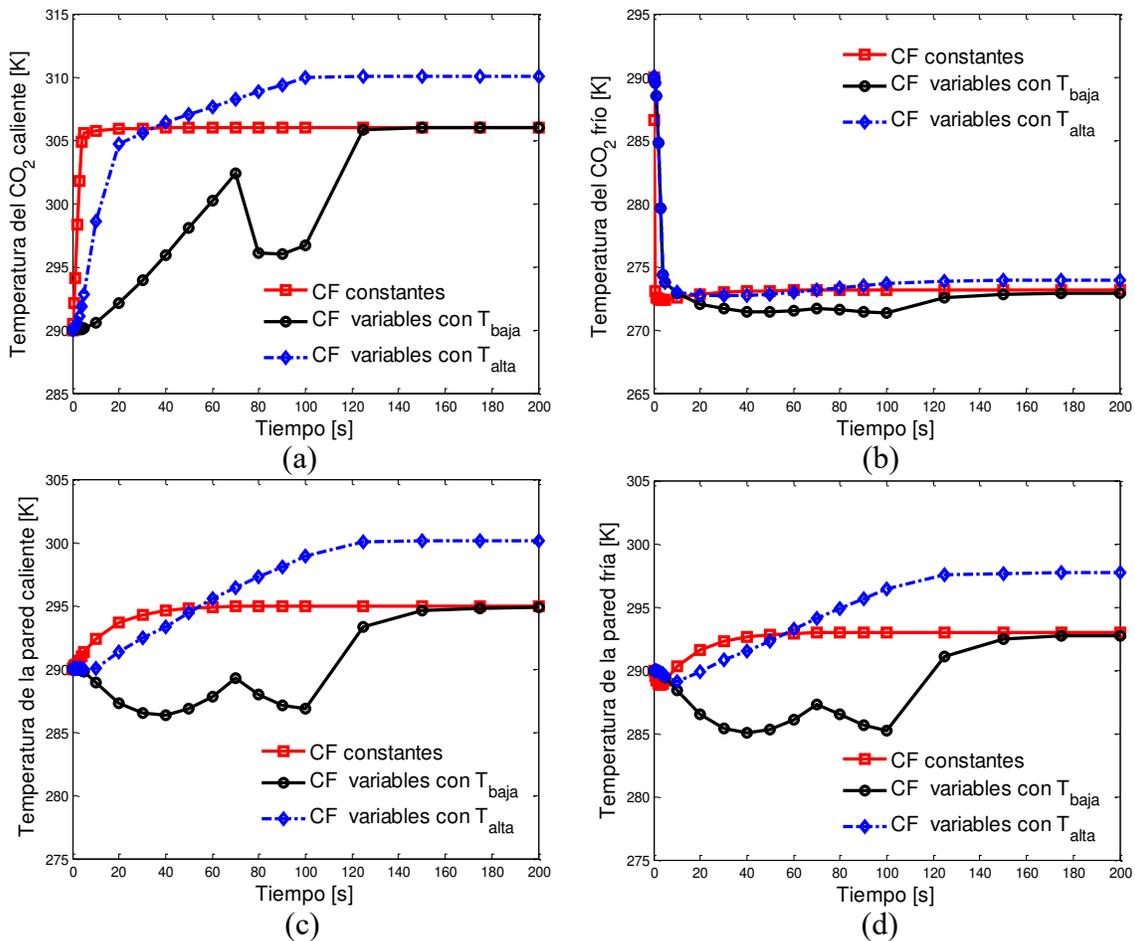


Figura 5.38 Comparativa de la temperatura de los fluidos y de las paredes bajo diferentes CF del IHX

Se puede apreciar en todas las gráficas que las variaciones temporales en la temperatura son muy significativas en el caso 2. En cuanto a la magnitud de temperatura, el caso 3 supera los dos otros casos debido al rango de temperatura en la frontera de entrada de la corriente caliente. Por otra parte una menor variación caracteriza el caso 1 (CF constantes), ya que todas las condiciones de frontera son constantes. Se aprecian las mismas tendencias en la corriente fría (Figura 5.38b) aunque las temperaturas no cambian considerablemente.

Por otro lado, en las Figuras 5.38c y 5.38d se observa que los perfiles de temperatura en las paredes tienen diversas tendencias las cuales se comportan de manera casi similar a los perfiles de temperatura de la corriente caliente (Figura 5.38b). Esta diversidad en el comportamiento de las temperaturas es muy interesante para el análisis de la transferencia de calor en el IHX ya que los parámetros de transferencia de calor son muy afectados por los cambios en la temperatura del CO₂, sobre todo cuando el CO₂ opera bajo condiciones supercríticas (Bae, 2016; Eldik et al., 2014; Bae et al., 2010; Hoo-Kyu y Chang-Hyo, 2010).

En la Figura 5.39 se presentan los perfiles temporales de la tasa real y de la tasa máxima de transferencia de calor para los tres casos de análisis.

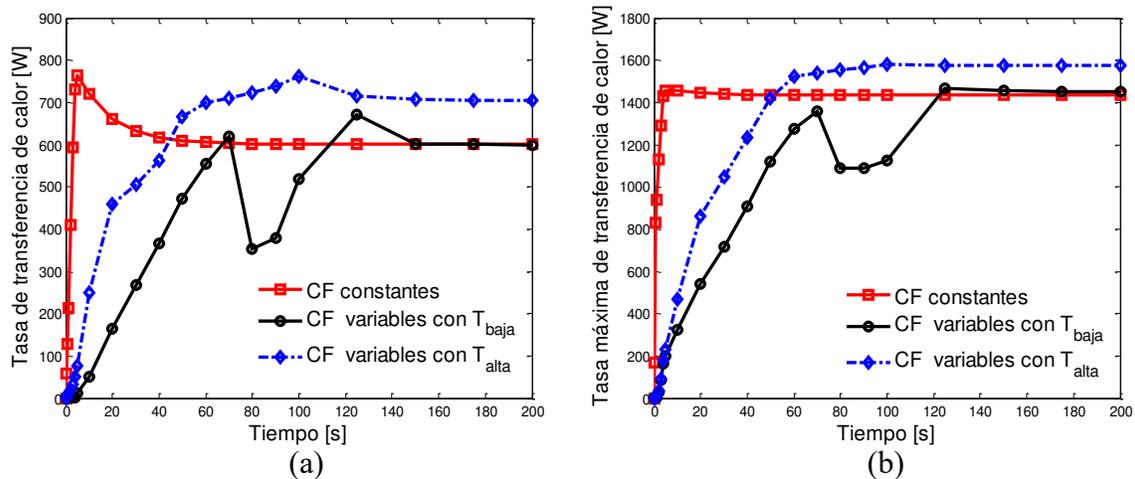


Figura 5.39 Comparativa de las tasas de transferencia de calor bajo diferentes CF del IHX.

En general, se observa que los dos parámetros de transferencia de calor son mucho más afectados por las condiciones variables. El caso 2 basado en baja temperatura de entrada tiene una menor disipación durante el periodo transitorio. Su comportamiento se estabiliza después de 150 s alrededor de 600 W para la tasa real y 1400 W para la tasa máxima. Por otro lado, el caso 3 es el que disipa más calor durante el arranque, de aproximadamente 700 W y 1600W, para la tasa real y la tasa máxima de transferencia de calor, respectivamente. Este es debido a la alta temperatura en la frontera de la corriente caliente. Conviene señalar que la gran discrepancia que se observa entre la tasa real (Figura 5.39a) y la tasa máxima de transferencia de calor (Figura 5.39b) puede provocar una reducción significativa en la efectividad térmica del

IHX como se puede ver en la Figura 5.40a. Se aprecia en esta Figura que el caso 2 es térmicamente menos eficiente, pero su bajo nivel de temperatura (Figura 5.38a) le favorece tener un impacto positivo en la instalación (ver Figura 5.40b), ya que contribuye a la mejora del COP de la misma, aunque causa una inestabilidad significativa durante el arranque. Aunque el caso el 3 presenta un mejor efectividad térmica, no contribuye a la mejora energética de la instalación, debido a su alto nivel de temperatura (Figura 5.38a). El caso 1, basado en condiciones de frontera constantes parece ser la mejor opción, ya que no presenta mayor variación durante el arranque y además promueve una mejora en el COP en comparación con el caso 3.

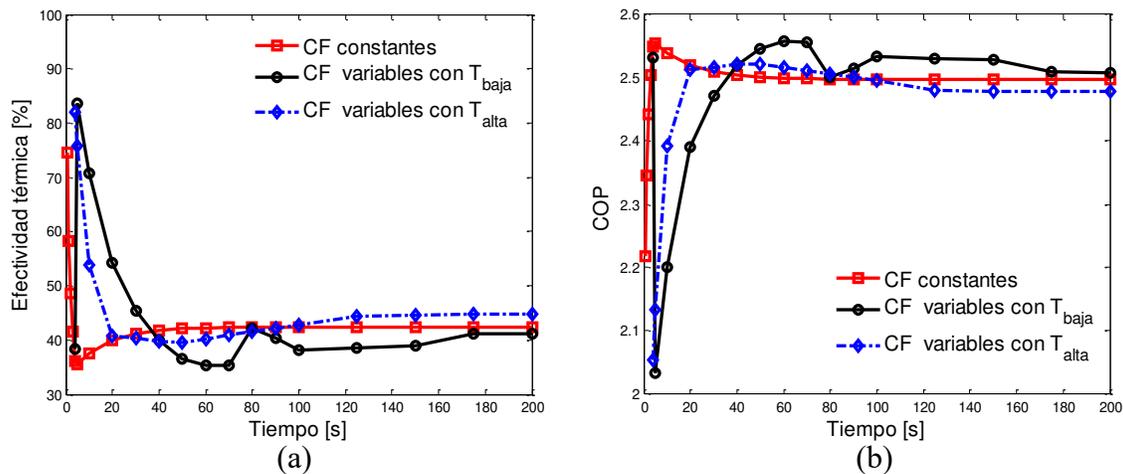


Figura 5.40 Comparativa de la efectividad térmica y del COP bajo diferentes condiciones de frontera del IHX.

5.3 Evaporador

En esta sección se presentan los principales resultados de las simulaciones realizadas para el evaporador del sistema transcrito. Los resultados son presentados mostrando la posición en que ocurre el fenómeno transitorio de cambio de fase del CO_2 a lo largo del evaporador. Se escogió una representación rectilínea de manera que cada vuelta de la parte helicoidal del evaporador (ver Figura 5.41) sea representada en términos de una recta. Cabe recordar que la parte helicoidal está constituida de dos y media vueltas. Conforme a las coordenadas de las gráficas de resultados, la posición de 0 m a 0.553 m corresponde a la longitud de la parte recta cercana a la entrada, de 0.553 m a 2.595 m corresponde a la longitud de la primera vuelta, de 2.595 m a 4.637 m corresponde a la segunda vuelta, de 4.637 m a 5.658 m corresponde a la última media vuelta, y la distancia de 5.658 m a 6.211 m corresponde a la longitud de la parte recta a la salida.

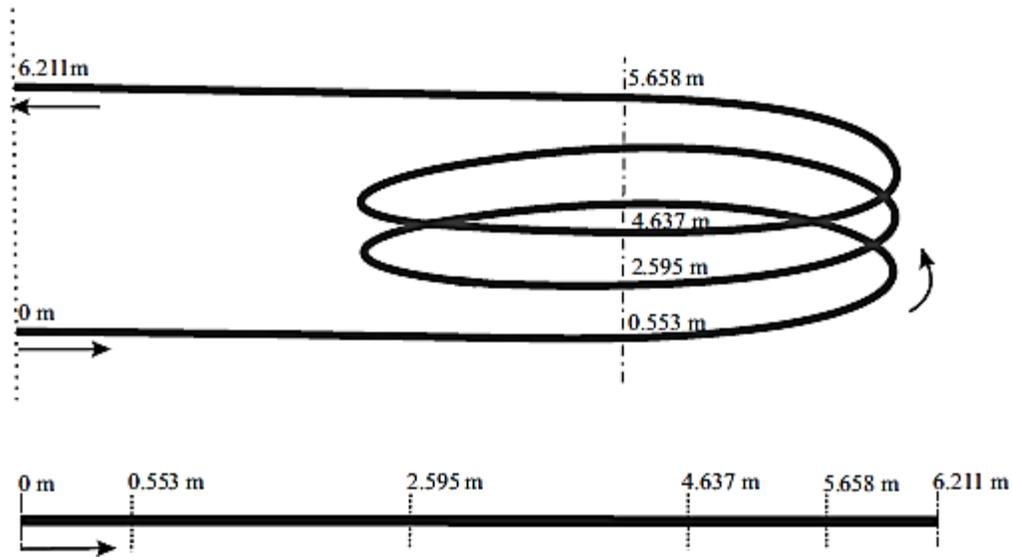


Figura 5.41 Representación rectilínea de la parte helicoidal del evaporador.

Por otro lado, los resultados se centran en los efectos de cambio de fase de las propiedades termofísicas del CO₂ así como de los parámetros energéticos del evaporador. Estos resultados permiten predecir la efectividad térmica del evaporador, aunado al impacto sobre el COP de la instalación frigorífica durante el arranque o cambios en las condiciones de operación.

5.3.1 Distribución de temperatura a lo largo del evaporador

La simulación numérica del evaporador fue llevada a cabo considerando un flujo de calor constante de 7900 W/m² a lo largo de la pared. Por medio del mecanismo de conducción, el flujo de calor suministrado en la pared se transfiere a la mezcla líquido-vapor del CO₂ proveniente de la válvula de expansión, acelerando el proceso de cambio de fase de la fracción líquido del CO₂ en vapor. Las Figuras 5.42a y 5.42b presentan los perfiles locales de temperatura de la pared y del CO₂ durante el periodo en que se lleva a cabo el proceso de cambio de fase.

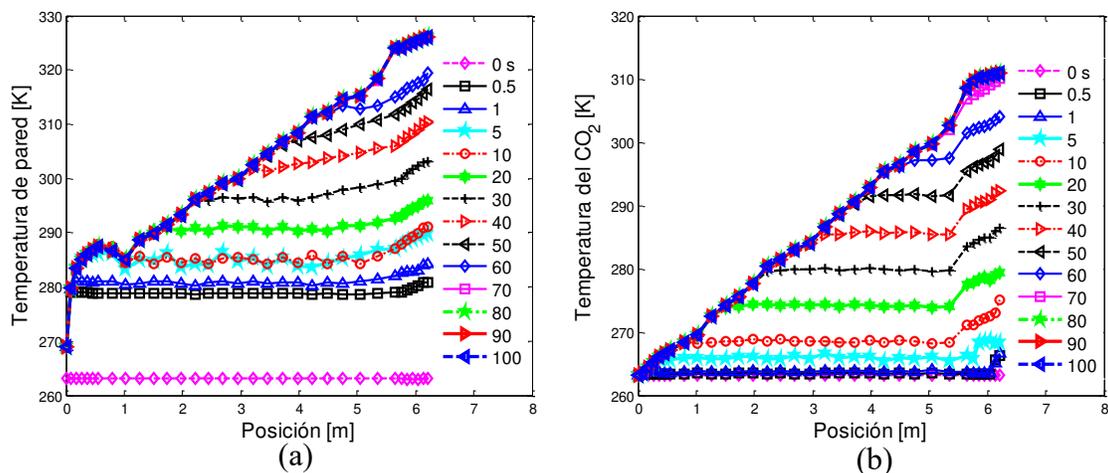


Figura 5.42 Distribución de temperatura a lo largo del evaporador.

Se puede apreciar en ambos comportamientos tienen tendencias similares. Los perfiles de ambas temperaturas experimentan un menor incremento durante los primeros 20 s, especialmente la corriente del CO₂ (Figura 5.42b). Este comportamiento es típico debido a que en este periodo ocurre el cambio de fase. Después de este periodo se inicia el equilibrio de fase dando lugar a un comportamiento caracterizado por un incremento significativo en la temperatura tanto de la pared como del CO₂.

5.3.2 Comportamiento transitorio de la fracción de volumen del vapor del CO₂

En la Figura 5.43a se ilustran los perfiles locales de la fracción de volumen de vapor del CO₂ durante el proceso de cambio de fase en el evaporador. Se aprecian variaciones importantes en la fracción de volumen de vapor tanto en el tiempo como en el espacio en la región próxima a la salida del evaporador. La causa principal de esta inestabilidad es debido al incremento de temperatura del CO₂ en la misma región (Figura 5.42b).

A partir de los 20 s, el proceso de cambio de fase empieza a mostrar un equilibrio. Se puede observar la misma tendencia en la frontera de salida del evaporador (Figura 5.43b), donde el perfil presenta variaciones en los primeros 20 s, y se estabiliza prácticamente en los 40 s con una magnitud de 0.8. Esto significa que el proceso de recalentamiento se hará mediante el intercambiador de calor intermedio el cual deberá transformar la mezcla en vapor sobrecalentado el 20% de la mezcla líquido-vapor antes de que el CO₂ entre en el compresor.

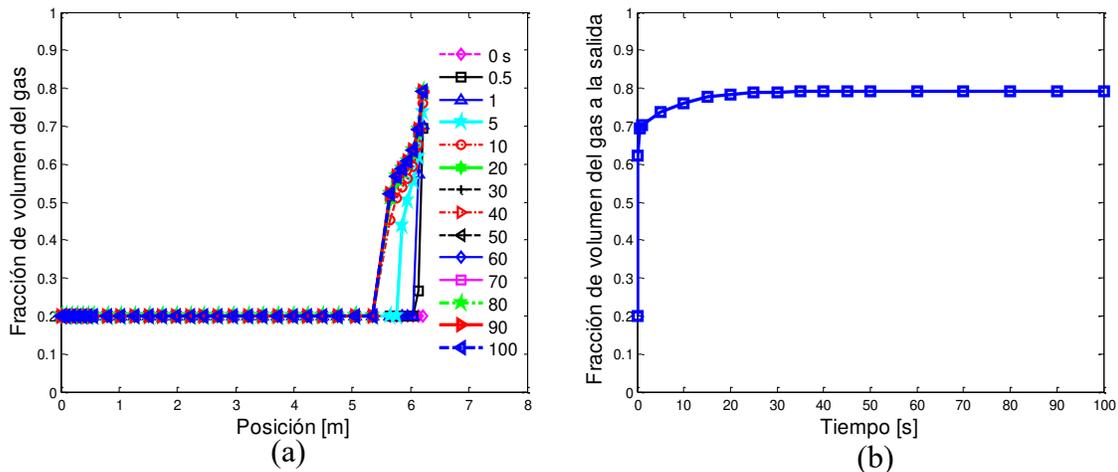


Figura 5.43 Comportamiento transitorio de la fracción de volumen de vapor del CO₂.

Por otro lado, la Figura 5.44 ilustra de manera detallada el comportamiento transitorio de la fracción de vapor. Los diagramas de contorno en la Figura 5.44 ilustran el fenómeno de cambio de fase a lo largo del evaporador, desde del arranque hasta el estado permanente. Se aprecia claramente que el proceso de cambio de fase inicia con una mezcla aproximada del 20 % de vapor. En 0.1 s, comienza la formación de vapor a la salida del evaporador, la cual se alarga mientras transcurre el tiempo hasta ocupar la gran parte del dominio recto de la última vuelta del evaporador (después de 10 s). El proceso entra en la fase de equilibrio a partir de los 30 s, donde la fracción de vapor ocupa alrededor de 30 % del volumen total del CO₂ en el evaporador.

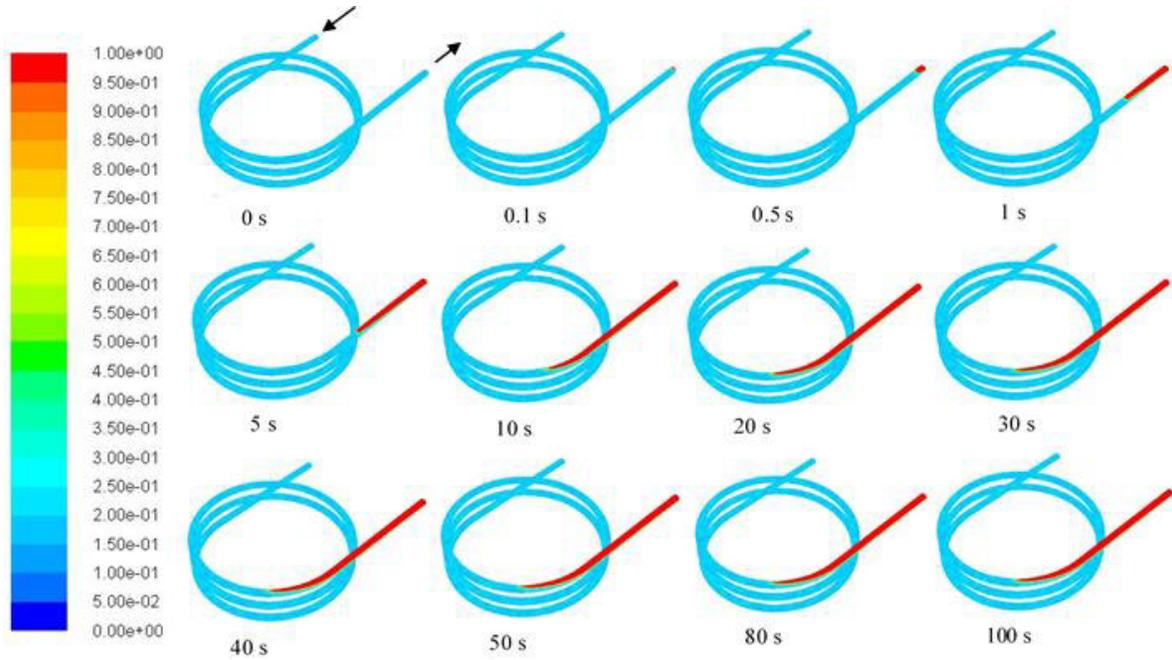


Figura 5.44 Contorno de la fracción de volumen del vapor del CO_2 .

Para una mayor información sobre este fenómeno, se presentan en la Figura 5.45 los contornos de la fracción de vapor del CO_2 en la frontera de salida del evaporador.

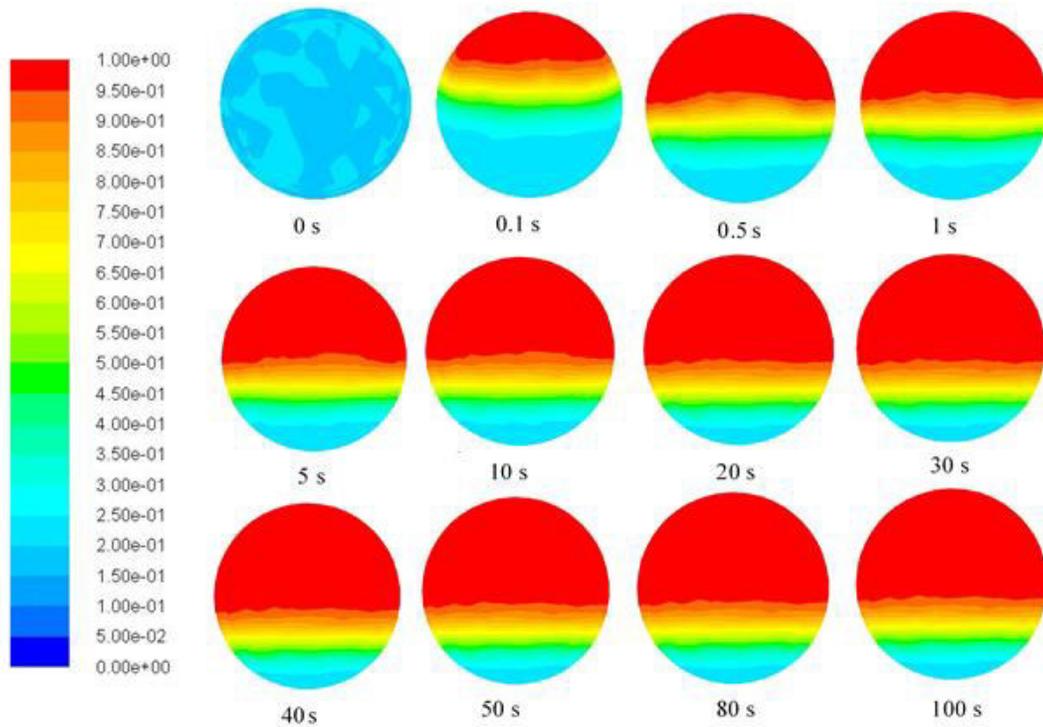


Figura 5.45 Contorno de la fracción de volumen del vapor del CO_2 .

Se puede claramente apreciar cómo se incrementa la fracción de volumen de vapor del CO₂ durante el periodo transitorio. Los contornos ya no presentan cambios prácticamente entre 40 s y 100 s, indicando que en este periodo no ocurre ninguna variación en el comportamiento del CO₂. En este periodo, el CO₂ se compone aproximadamente de 80% de vapor y 20 % de mezcla líquido-vapor.

5.3.3 Distribución de presión y velocidad a lo largo del evaporador

En la Figura 5.46a, se muestran los perfiles de presión a lo largo del evaporador durante el arranque de la instalación transcítica. Se observa que la presión no presenta cambio significativo durante el proceso de cambio de fase, ya que fue considerado como condición de frontera a la salida del evaporador. Sus perfiles se caracterizan por una caída en las zonas de vueltas (a 2.6 m y 4.6 m) donde la geometría cambia de dirección.

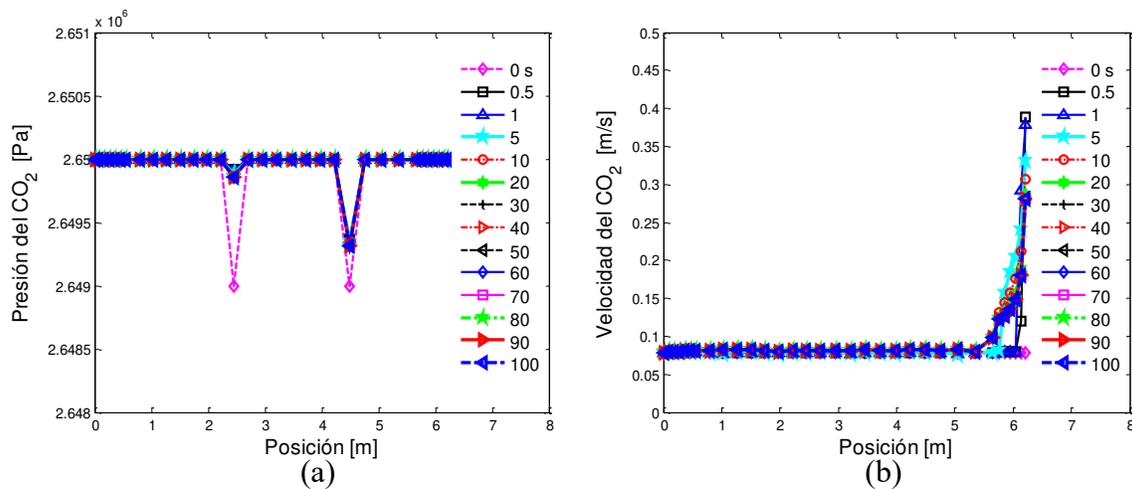


Figura 5.46 Distribución de la presión y velocidad del CO₂ en el evaporador.

Por otro lado, en la Figura 5.46b, se observa que la velocidad del CO₂ experimenta una inestabilidad tanto en el tiempo como en el espacio en la región cerca de la salida del evaporador. Esto se debe al incremento en la fracción de volumen de vapor ya que los dos parámetros están íntimamente relacionados. En estado de equilibrio, la velocidad del CO₂ alcanza un valor máximo de 0.28 m/s a la salida del evaporador debido a la gran cantidad de vapor en esta región.

5.3.4 Comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO₂

El comportamiento de las propiedades termofísicas del CO₂ es descrito en la Figura 5.47. Se puede ver claramente que todas las propiedades termofísicas presentan tendencias muy parecidas, aunque con magnitudes diferentes, y este comportamiento se ve influenciado por la fracción en volumen de vapor de CO₂ ya que las propiedades termofísicas en estado de saturación líquida y vapor no dependen de la temperatura ni de la presión. En general, todas las propiedades presentan una mayor inestabilidad en la región cercana a la salida del evaporador,

donde la magnitud de cada propiedad decrece mientras incrementa la fracción de volumen de vapor del CO₂.

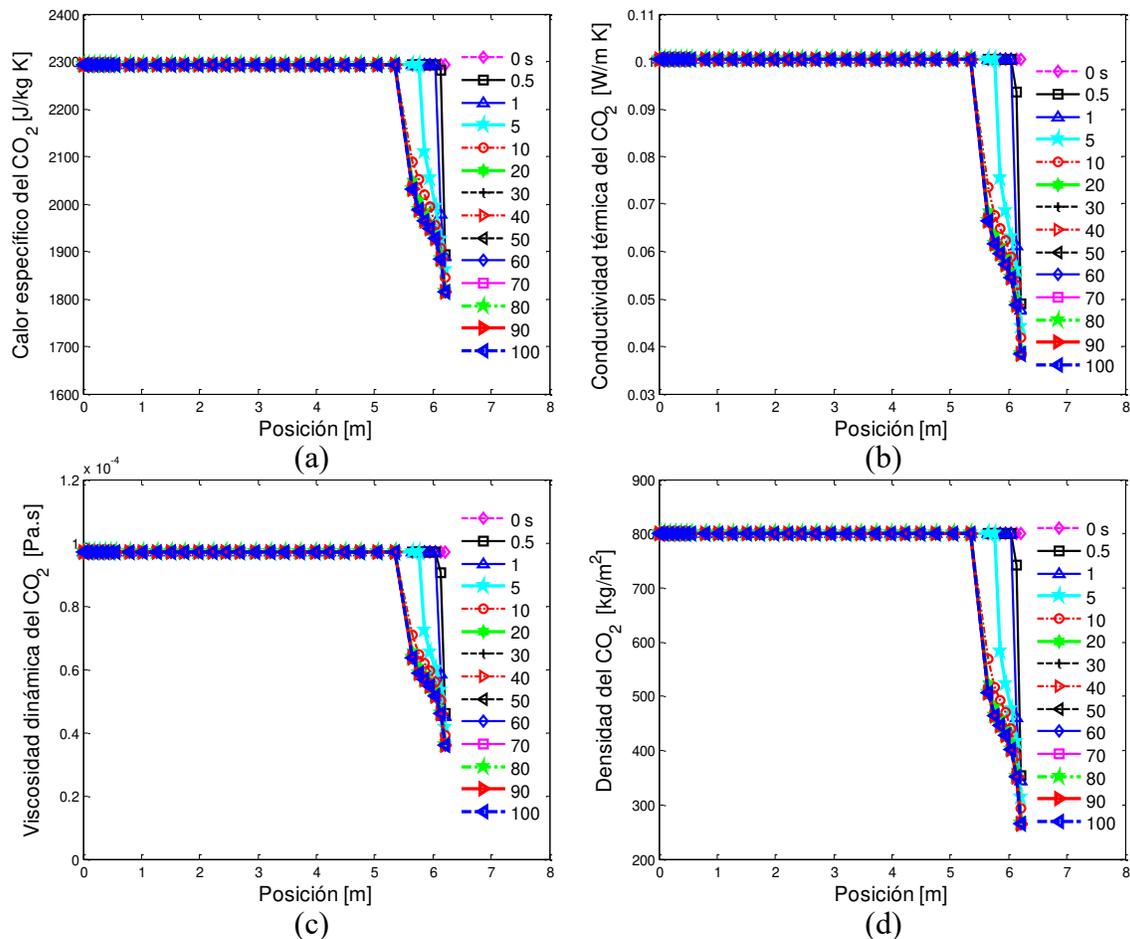


Figura 5.47 Comportamiento transitorio de las propiedades termofísicas del CO₂.

5.3.5 Comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia en el evaporador

Los perfiles de los parámetros de turbulencia son mostrados en la Figura 5.48, donde se aprecia que los parámetros de turbulencia se ven más influenciados por la velocidad del refrigerante (Figura 5.46). La energía cinética turbulenta así como la tasa de disipación turbulenta presentan una importante variación en la región cerca de la salida. En esta región, la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta cuyas magnitudes se aproximan de cero desde de la entrada del evaporador, incrementan drásticamente hasta alcanzar valores máximos de aproximadamente 0.0075 m²/m² y 0.12 m²/m³.

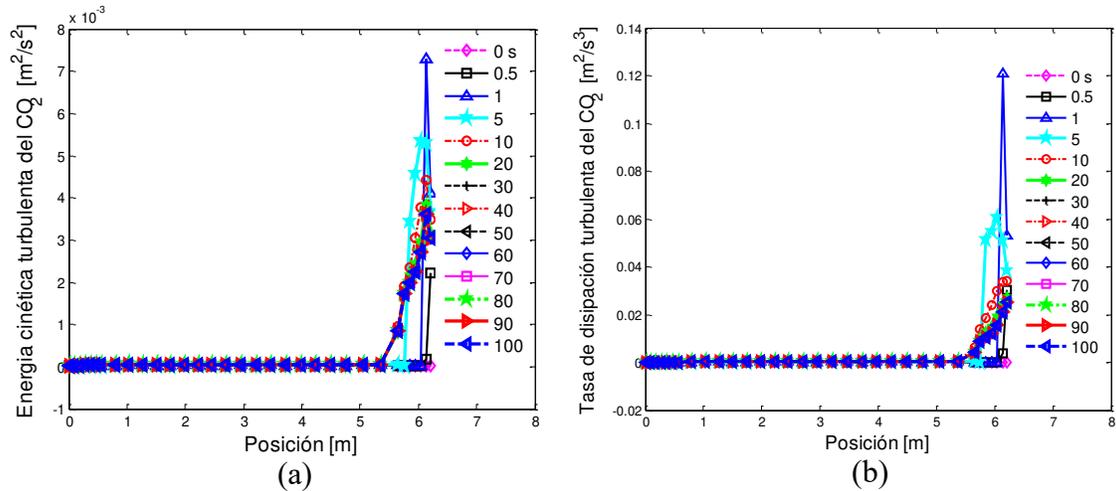


Figura 5.48 Comportamiento transitorio de los parámetros de turbulencia en el evaporador.

5.3.6 Comportamiento transitorio del coeficiente convectivo de transferencia de calor

El coeficiente convectivo de transferencia de calor es uno de los parámetros energéticos más importantes en el análisis de la transferencia de calor en los equipos de intercambio de calor. En estos equipos en el que el fluido de trabajo se somete a un cambio de fase, el conocimiento del coeficiente convectivo ayuda a cuantificar la tasa de transferencia de calor en el proceso de cambio de fase. Aunque en este análisis se ha considerado constante el flujo de calor en la pared, esto no significa que el coeficiente convectivo debe ser también constante.

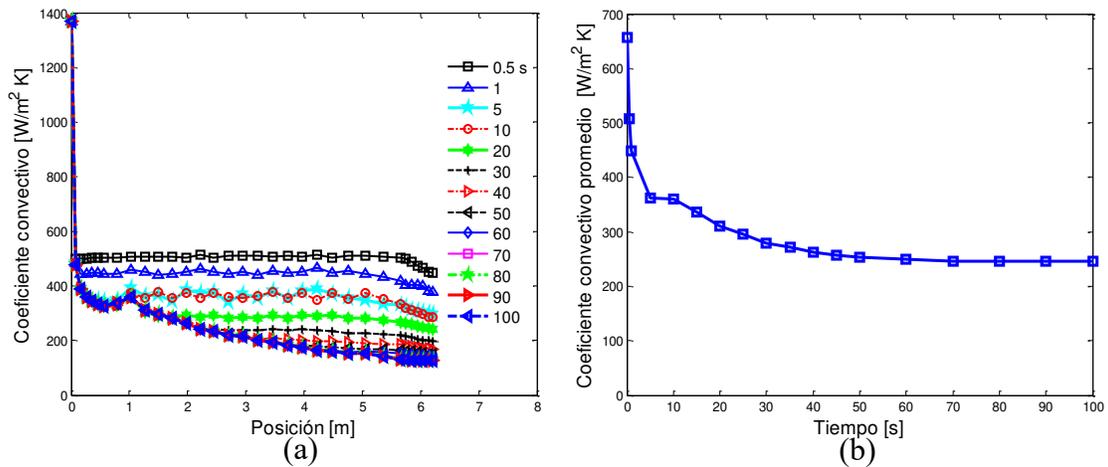


Figura 5.49 Comportamiento transitorio del coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador.

En la Figura 5.49b se aprecia en general que el coeficiente convectivo durante el cambio de fase es mucho más influenciado por los cambios en la temperatura tanto de la pared como del CO₂. Su magnitud se mantiene constante en la zona de mezcla, pero decrece en la zona de vapor cuando incrementa la fracción de volumen de vapor debido al aumento en la temperatura. En esta gráfica, no se presenta el perfil para el tiempo inicial ya que en este periodo, el gradiente de temperatura es cero.

Por otra parte en la figura 5.49b, se ilustra el perfil temporal del coeficiente convectivo promedio en el evaporador. De manera similar, se aprecia una disminución en el coeficiente convectivo durante el periodo transitorio entre $650 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ y $250 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. El periodo de transición se estima de 60 s, el cual es ligeramente superior a lo del proceso de cambio de fase.

5.3.7 Comportamiento transitorio de la potencia del compresor y del COP

La Figura 5.50 ilustra el perfil temporal de la potencia del compresor y del COP. Ambos parámetros son evaluados en base a un análisis del ciclo global de la instalación bajo estudio. Dentro de este análisis, la capacidad frigorífica de la instalación fue considerada constante, esto debido a que su valor fue un dado para el cálculo del flujo de calor el cual fue considerado como condición de frontera para el modelo numérico del evaporador.

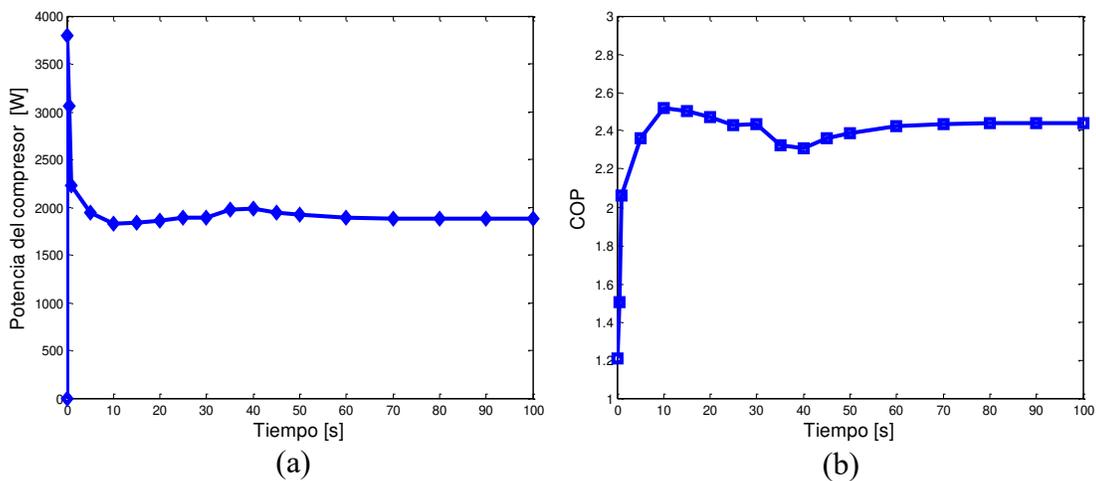


Figura 5.50 Comportamiento transitorio de la potencia del compresor y del COP

En general se aprecia en ambas graficas que el incremento de la potencia del compresor provoca una disminucion en el COP. Durante el periodo transitorio, el COP inicia por debajo de 1.3 cuando la potencia del compresor se aproxima de 3800 W. El comportamiento toma una tendencia creciente cuando la potencia empieza a disminuir. Después de 60 s la potencia del compresor se estabiliza alrededor de 2000W dando lugar al sistema de operar con un COP de 2.4. Este valor de COP se encuentra dentro del rango favorable de la instalación de refrigeración.

Referencias

- Alqaity, A.B.S., Al-Dini, S.A., Zubair, S.M. Effectiveness-NTU relations for parallel flow heat exchangers: The effect of kinetic energy variation and heat leak from outside. *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 1557-1569.
- Bae, Y.Y. A new formulation of variable turbulent Prandtl number for heat transfer to supercritical fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 92 (2016) 792-806.
- Bae, Y.Y., Kim, H.Y., Kang D.J. Forced and mixed convection heat transfer to supercritical CO₂ vertically flowing in a uniformly-heated circular tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (2010) 1295-1308.
- Berenson, P.J., *Transition Boiling Heat Transfer from a Horizontal Surface*, MIT Technical Report No. 17 (1960).
- Bishop, A.A., Sandberg, R.O., Tong, L.S. Forced convection heat transfer to water at near-critical temperatures and supercritical pressures. In: *American Inst. Chem. Engrs. – I. Chem. E. Symposium Series 2* (1965).
- Chen, J.C. A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development* 5:3 (1966) 322-329.
- Chen L., Chen Y.M., Sun M.H., Zhang X.R. Investigation of trans-critical CO₂ horizontal mini-channel flow with multi-peak heat transfer behaviors. *Annals of Nuclear Energy* 75 (2015) 559-569.
- Chen, Y.S., Wang, Y., Zhang, J.H., Yuan, X.F., Tian, J., Tang, Z.F., Zhu, H.H., Fu, Y., Wang, N.X. Convective heat transfer characteristics in the turbulent region of molten salt in concentric tube. *Applied Thermal Engineering* 98 (2016) 213–219.
- Dang C., Hihara E., 2004. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 736–747.
- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California, Berkeley, Publications in Engineering*, 2 (1930) 443-461.
- Eldik, M., Harris, P.M., Kaiser, W.H., Rousseau, P.G. Theoretical and experimental analysis of supercritical carbon dioxide cooling. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (2014) paper 1360.
- Fang, X., Bullard, C.W. & Hrnjak, P.S. Modelling and analysis of gas coolers. *Ashrae Transactions*, 107 (1): (2001) 4-13.
- Filonenko, G.K. Hydraulic Resistance in Pipes. *Teploenergetika*, 1 (1954) 10-44.
- Fluent Inc. Chapter 20: General Multiphase Models, November 28, 2001. Available from: <http://www.afs.enea.it/Fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp20.pdf>

- Gnielinski V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering* 16 (1976) 359-368.
- Huang, D., Wu, Z., Sunden, B., Li, W. A brief review on convection heat transfer of fluids at supercritical pressures in tubes and the recent progress. *Applied Energy* 162 (2016) 494–505.
- Jackson J.D. Fluid flow and convective heat transfer to fluids at supercritical pressure. *Nucl. Eng. Des.* 264 (2013) 24–40.
- Jiang P., Zhao C., Deng J., Zhang W. Experimental investigation of local heat transfer of carbon dioxide at super-critical pressures in a vertical tube and multi-port mini-channels under cooling conditions. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (2008) paper 892.
- Kang S.W., Tseng S.C. Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 877-885.
- Kim H, Kim HY, Song JH, Bae YY. Heat transfer to supercritical pressure carbon dioxide flowing upward through tubes and a narrow annulus passage. *Prog. Nucl. Energy* 2008; 50:518–25.
- Klimenko, V. A Generalized Correlation for Two-Phase Forced Flow Heat Transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer* 31:3 (1988)541-552.
- Krasnoshchekov, E.A., Kuraeva, I.V. & Protopopov, V.S. Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions. *High Temperature*, 7(5): (1969) 856-861.
- Lemmon, E.W., McLinden MO., Huber M.L. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v. 8.0. National Institute of Standards; Gaithersburg, Maryland 20899, USA; 2007.
- Liu, G., Huang, Y., Wang, J., Lv, F. Effect of buoyancy and flow acceleration on heat transfer of supercritical CO₂ in natural circulation loop. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 91 (2015) 640-646.
- McAdams, W.H. Heat transmission. New York: McGraw-Hill. 1954.
- Pérez-García V. Application of CO₂ in the production of cold: Dimensioning and construction of a transcritical installation. Ph.D. Thesis, University of Guanajuato, Mexico, 2014 (in Spanish).
- Petukhov B.S., Kurganov V.A., Gladuntsov A.I. Heat transfer in turbulent pipe flow of gases with variable properties. *Heat Transfer-Soviet Research* 5 (1973) 109-116.
- Pitla S.S., Groll E.A., Ramadhyani S. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 887-895.
- Rigola J., Raush G., Pérez-Segarra C.D., Oliva A., 2005. Numerical simulation and experimental validation of vapour compression refrigeration systems. Special emphasis on CO₂ trans-critical cycles, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 1225 - 1237.

- Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Torrella, E. Development and validation of a finite element model for water – CO₂ coaxial gas coolers. *Applied Energy* 93 (2012) 637–647.
- Son C.H. and Park S.J. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube. *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 539-546.
- Torrella E., Sánchez D., Llopis R., Cabello R. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 40–49.
- Venter, P.Z. A supercritical R-744 heat transfer simulation implementing various Nusselt number correlations. Dissertation submitted in partial fulfilment of the degree, Master of Engineering in the School of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering at the North-West University. Potchefstroom South Africa, 2010.
- Wang, K., Xua, X., Wu, Y., Liu, C., Dang, C. Numerical investigation on heat transfer of supercritical CO₂ in heated helically coiled tubes. *J. of Supercritical Fluids* 99 (2015) 112-120.
- Wang, Y.J., Wang, D.Z., Guo, W.Z., Yin, J.L., Hu, Y.Y. The effect of smaller turbulent motions on heat transfer in the annular gap flow of flywheel. *Annals of Nuclear Energy* 91 (2016) 1-7.
- Yoon S.H., Kim J.H., Hwang Y.W., Kim M.S., Min K., Kim Y. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region. *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 857-864.
- Zhang L, Zhang RL, Xiao SD, Jiang J, Le JL. Experimental investigation on heat transfer correlations of n-decane under supercritical pressure. *Int J Heat Mass Transfer* 2013; 64: 393-400.
- Zhang L., Liu M., Dong Q., Zhao S. Numerical research of heat transfer of supercritical CO₂ in channels. *Energy and Power Engineering* 3 (2011) 167-173.
- Zhang, H., Xie,Z.R., Yang,Y.H. Numerical study on supercritical fluids flow and heat transfer under buoyancy, in: *The 8th International Topical Meeting on Nuclear Thermal-Hydraulics, Operation and Safety (NUTHOS-8)*, Shanghai, China, October 10-14, 2010, Paper No.: N8P0187.
- Zhang, W., Wang, S., Li, C., Xu, J. Mixed convective heat transfer of CO₂ at supercritical pressures flowing upward through a vertical helically coiled tube. *Applied Thermal Engineering* 88 (2015) 61-70.

Capítulo 6

Conclusiones generales y perspectivas

En este capítulo se presentan las principales conclusiones derivadas de las diferentes etapas del desarrollo del presente trabajo de tesis doctoral, el cual fue enfocado en las mejoras energéticas basadas en un modelo dinámico para una instalación de compresión de vapor transcrítica. Además, se comentan los trabajos futuros que se tienen contemplados para dar continuidad a esta investigación.

6.1 Conclusiones

Frente a la problemática del bajo COP que adolecen los sistemas de compresión de vapor transcríticos en modo refrigeración, la implementación de un modelado dinámico en la búsqueda de mejoras energéticas, ha sido investigada en este trabajo de tesis doctoral. El trabajo ha sido enfocado al desarrollo del modelado y simulación numérica de los principales componentes de la instalación de compresión de vapor transcrítica que incluyen: enfriador de gas, intercambiador de calor intermedio y evaporador. El objetivo consistió en que cada modelo sea capaz de predecir el comportamiento transitorio del componente durante el arranque o cambios en las condiciones de operación de la instalación transcrítica experimental bajo estudio, esto con el fin de proponer mejoras energéticas en la misma. Se llevaron a cabo las simulaciones numéricas usando el código comercial ANSYS Fluent 14.0, considerando condiciones de frontera constantes y variables.

Para los modelos bajo condiciones de frontera constantes se ha observado de manera general que la inestabilidad en las propiedades termofísicas del CO_2 en cada equipo de intercambio de calor tiene un impacto importante en el comportamiento de la tasa de transferencia de calor, la cual influye en gran medida sobre la efectividad térmica de cada equipo así como en el COP de la instalación. De manera específica se concluye lo siguiente:

- Los cambios en las propiedades termofísicas del CO_2 en el enfriador de gas de forma geométrica en U durante el arranque, causan una disminución en el COP alrededor del 20% en comparación con su magnitud en estado estable.
- El modelo del enfriador de gas basado en la geometría en forma de U es de lo más eficiente, y además, tiene una menor tasa de transferencia de calor, lo que favorece un buen desempeño del sistema transcrítico.

- La efectividad térmica del IHX se somete a un cambio significativo durante el arranque de la instalación. Este cambio se acompaña de una disminución del COP de la instalación alrededor del 12 %.
- El cambio en la fracción de volumen en el evaporador afecta en gran medida las propiedades termofísicas de la mezcla del CO₂, el cual conduce a una disminución en el COP de la instalación durante el arranque.

Para los modelos bajo condiciones de frontera variables, los resultados mostraron que:

- Los cambios en las condiciones de frontera en el enfriador de gas tienen efectos negativos tanto en la efectividad térmica del mismo como en el desempeño de la instalación, ya que provoca una reducción en el COP de la instalación y además incrementa el periodo transitorio.
- El incremento en la temperatura de entrada de la corriente caliente del IHX puede causar una reducción no solamente en la efectividad térmica del IHX, también en el COP de la instalación.

Con base a los resultados obtenidos, se recomienda lo siguiente:

- Mantener en estado de equilibrio las condiciones de operación de los circuitos secundarios de la instalación, con el fin de reducir las variaciones en las condiciones de operación del CO₂ en las fronteras de los equipos de intercambio de calor.
- Mantener la temperatura del agua a la entrada del circuito secundario del enfriador de gas alrededor de 290 K, con el fin de reducir la temperatura del CO₂ a la salida del enfriador de gas (o a la entrada del IHX), y así favorecer un mejor desempeño de la instalación bajo estudio.

6.2 Perspectivas

En base a los resultados de este trabajo se describen a continuación los trabajos futuros sobre la instalación transcítica experimental bajo estudio:

- El desarrollo de un modelo dinámico para la válvula de expansión electrónica y el compresor semi-hermético de la instalación transcítica experimental.
- Análisis del fenómeno de cambio de fase en el evaporador bajo condiciones de frontera variables.

- Validación experimental de los modelos dinámicos de los componentes principales de la instalación transcritical experimental bajo condiciones de frontera variables.
- El desarrollo y validación experimental de un modelo dinámico global para la instalación transcritical experimental.

Anexos

7.1 Anexo A: Artículos científicos derivados de esta tesis

7.1.1. Artículos en revistas indizadas (JCR)

Ituna-Yudonago, J.F., Belman-Flores, J.M., Elizalde-Blancas, García-Valladares O. Numerical investigation of CO₂ behavior in the internal heat exchanger under variable boundary conditions of the transcritical refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 115 (2017) 1063–1078.

Belman-Flores, J.M., **Ituna-Yudonago, J.F.**, Elizalde-Blancas, F., Serrano-Arellano, J., Morales-Fuentes, A. Comparative analysis of a concentric straight and a U-bend gas cooler configurations in CO₂ refrigeration system. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 106 (2017) 756–766.

Ituna-Yudonago, J.F., Belman-Flores, J.M., Elizalde-Blancas, F., Serrano-Arellano, J., Gutiérrez-León, D.G, Pérez-García, V. Transient behavior of CO₂ in the internal heat exchanger during the start-up of the transcritical refrigeration system. *Science and Technology for the Built Environment*, (2016) DOI: 10.1080/23744731.2016.1234876.

Ituna-Yudonago, J.F., Belman-Flores, J.M. Thermophysical properties of R744 in supercritical region during the startup of gas cooling process. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 14: 1 (2015) 213–229.

Ituna-Yudonago, J.F., Belman-Flores, J.M., Pérez-García, V. An overview of refrigeration and its impact on the development in the Democratic Republic of Congo. *Journal of Energy in Southern Africa* 26: 3 (2015) 79–89.

Belman Flores J.M., Pérez-García Vicente., **Ituna-Yudonago Jean Fulbert**, Rodríguez-Muñoz José Luis, Ramírez-Minguela José de Jesús, General aspects of carbon dioxide as a refrigerant. *Journal of Energy in Southern Africa* 25 (2014) 96–106.

7.1.2. Artículos en congresos

Ituna-Yudonago, J.F., Belman-Flores, J.M., Rodríguez-Muñoz, J.L., Elizalde-Blancas, F. Behavior of the R744 heat transfer coefficient under variable operating conditions during the cooling process in the supercritical region. *Memories of XXIX National congress of thermodynamics, 1 to 5 September 2014 IER-UNAM*, Cuernavaca, Morelos, Mexico.

Ituna-Yudonago, J.F., Belman-Flores, J.M., Rodríguez-Muñoz, J.L., Elizalde-Blancas, F. Sensitivity analysis of the operating conditions on the energy performance of a transcritical refrigeration system. *Memories of XXVIII National congress of thermodynamics*, (2013) 249-265, ISBN: 978-607-7593-10-2.

7.2 Anexo B: Fundamento matemático del método de volúmenes finitos

La formulación matemática del MVF se basa en el método de los residuos pesados aplicado en la ecuación estándar de Poisson (Bosch-Moreno, 2006):

$$\Gamma \nabla^2 \phi = S \quad (\text{a.1})$$

donde ϕ es una función escalar, Γ es un parámetro asociado a la ecuación constitutiva y S es una función escalar llamada “fuente”. Sea $\phi(x, y, z)$ una solución que aproxima a la ecuación (a.1), entonces:

$$\Gamma \nabla^2 \phi - S = R; \quad R \neq 0 \quad (\text{a.2})$$

Si la función representa adecuadamente la solución, entonces el residuo (R) será muy cercano a cero o inclusive cero. Considerando la expresión general del método de los residuos pesados:

$$\iiint_{\Omega} R w d\Omega = 0 \quad (\text{a.3})$$

donde Ω es el dominio y w es la función de peso asociada. Sustituyendo R por su expresión (a.2), se obtiene:

$$\iiint_{\Omega} (\Gamma \nabla^2 \phi - S) w d\Omega = 0 \quad (\text{a.4})$$

Para el método de los volúmenes finitos se toma la función peso asociada, $w = 1$ (Cruz-Salas, 2009; Bosch-Moreno, 2006):

$$\iiint_{\Omega} (\Gamma \nabla^2 \phi) d\Omega = \iiint_{\Omega} S d\Omega \quad (\text{a.5})$$

Por definición del Laplaciano el término del lado izquierdo se puede expresar como:

$$\iiint_{\Omega} (\Gamma \nabla^2 \phi) d\Omega = \iiint_{\Omega} \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) d\Omega \quad (\text{a.6})$$

Usando el teorema de la divergencia de Gauss (Demidov, 2001):

$$\iiint_{\Omega} \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) d\Omega = \iint_A (\Gamma \nabla \phi \cdot \vec{n}) dA \quad (\text{a.7})$$

donde \vec{n} es el vector normal a la superficie dA . Por definición de la derivada direccional (Grzybowski et al., 2007) se obtiene:

$$\iint_A (\Gamma \nabla \phi \cdot \vec{n}) dA = \iint_A \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial \vec{n}} \right) dA \quad (\text{a.8})$$

Por lo tanto, la ecuación (3.4) se reescribe como:

$$\iint_A \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial \vec{n}} \right) dA = \iiint_{\Omega} S d\Omega \quad (\text{a.9})$$

Debido a que el dominio se puede dividir en volúmenes de control (rectangulares), se separa la integral en i dominios para cada uno de los cuales su frontera consta de m número de segmentos j . De ese modo el primer miembro de la ecuación anterior se convierte en (Bosch-Moreno, 2006; Demidov, 2001):

$$\iint_{A_i} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial \vec{n}} \right) dA_i = \sum_{j=1}^m \iint_{A_{i,j}} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial \vec{n}} \right) dA_i \quad (\text{a.10})$$

Por lo tanto, la ecuación (a.9) se reescribe como:

$$\sum_{j=1}^m \iint_{A_{i,j}} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial \vec{n}} \right) dA_i = \iiint_{\Omega_i} S d\Omega_i \quad (\text{a.11})$$

La solución de esta ecuación es la ecuación algebraica general del MVF:

$$\sum_{j=1}^m \left(\Gamma_j \frac{\phi_j - \phi_i}{h} L(A_{i,j}) \right) = S \Omega_i \quad (\text{a.12})$$

donde h es la distancia entre los nodos y $L(A_{i,j})$ es el área perpendicular a la dirección donde ocurre la difusión. Considerando un volumen de control tridimensional en coordenadas cilíndricas (Figura a.9) donde ocurren la difusión y la convección de calor en estado transitorio como lo describe la ecuación general de transporte (a.13).

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + v_r \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial z} = \\ + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\Gamma}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \right] + S \end{aligned} \quad (\text{a.13})$$

donde v_r , v_θ y v_z son los componentes radial, angular y axial de la velocidad, Γ es el coeficiente de difusión correspondiente a ϕ , y S el término fuente.

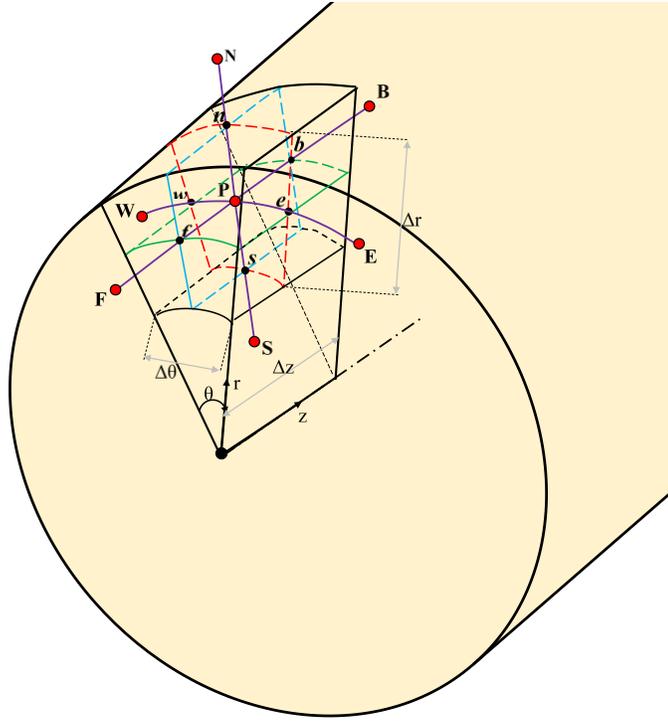


Figura a.1 Volumen de control tridimensional en coordenadas cilíndricas.

Se integra la ecuación (a.13) sobre el volumen de control:

$$\begin{aligned}
 & \int_t^{t+\Delta t} \int_f^b \int_s^e \int_w^n \left(\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \right) dt dr d\theta dz + \int_t^{t+\Delta t} \int_f^b \int_s^e \int_w^n v_r \frac{\partial(\rho \phi)}{\partial r} dr d\theta dz dt + \\
 & \int_t^{t+\Delta t} \int_f^b \int_s^e \int_w^n \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial(\rho \phi)}{\partial \theta} d\theta dr dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_f^b \int_s^e \int_w^n v_z \frac{\partial(\rho \phi)}{\partial z} dz dr d\theta dt = \\
 & \int_t^{t+\Delta t} \int_f^b \int_s^e \int_w^n \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) d\theta dr dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_f^b \int_s^e \int_w^n \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) dr d\theta dz dt \\
 & + \int_t^{t+\Delta t} \int_f^b \int_s^e \int_w^n \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) dz dr d\theta dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_f^b \int_s^e \int_w^n S dr d\theta dz dt
 \end{aligned} \tag{a.14}$$

Mediante el uso de los esquemas “*upwind*” para la discretización de los términos convectivos y “*diferenciación central*” para los términos difusivos (Patankar, 1980), la ecuación integral se convierte en una ecuación algebraica. Considerando una velocidad positiva en los términos convectivos, la discretización de la ecuación general de transporte se reduce en:

$$\begin{aligned}
& \frac{\Delta V r_P}{\Delta t} (\rho_P \phi_P - \rho_P^o \phi_P^o) = \\
& \lambda \left[(F_w \phi_w - F_e \phi_P) + (r_s F_s \phi_s - r_n F_n \phi_P) + (r_f F_f \phi_F - r_b F_b \phi_P) + \frac{D_e}{r_e} (\phi_E - \phi_P) + \frac{D_w}{r_w} (\phi_w - \phi_P) + \right. \\
& D_n r_n (\phi_N - \phi_P) + D_s r_s (\phi_s - \phi_P) + D_b r_b (\phi_B - \phi_P) + D_f r_f (\phi_F - \phi_P) + (S_c + S_p \phi_P) \Delta V r \left. \right] + \\
& (1 - \lambda) \left[(F_w \phi_w^o - F_e \phi_P^o) + (r_s F_s \phi_s^o - r_n F_n \phi_P^o) + (r_f F_f \phi_F^o - r_b F_b \phi_P^o) + \frac{D_e}{r_e} (\phi_E^o - \phi_P^o) + \frac{D_w}{r_w} (\phi_w^o - \phi_P^o) \right. \\
& \left. + D_n r_n (\phi_N^o - \phi_P^o) + D_s r_s (\phi_s^o - \phi_P^o) + D_b r_b (\phi_B^o - \phi_P^o) + D_f r_f (\phi_F^o - \phi_P^o) + (S_c + S_p \phi_P^o) \Delta V r \right]
\end{aligned} \tag{a.15}$$

donde

$$\begin{aligned}
F_e &= (\rho v_\theta)_e \Delta r \Delta z; F_w = (\rho v_\theta)_w \Delta r \Delta z; F_n = (\rho v_r)_n \Delta \theta \Delta z \\
F_s &= (\rho v_r)_s \Delta \theta \Delta z; F_b = (\rho v_z)_b \Delta r \Delta \theta; F_f = (\rho v_z)_f \Delta r \Delta \theta \\
D_e &= \frac{\Gamma_e \Delta r \Delta z}{(\delta \theta)_e}; D_w = \frac{\Gamma_w \Delta \theta \Delta z}{(\delta r)_w}; D_n = \frac{\Gamma_n \Delta \theta \Delta z}{(\delta r)_n}; D_s = \frac{\Gamma_s \Delta \theta \Delta z}{(\delta \theta)_s} \\
D_b &= \frac{\Gamma_b \Delta r \Delta \theta}{(\delta z)_b}; D_f = \frac{\Gamma_f \Delta r \Delta \theta}{(\delta z)_f}; \Delta V = \Delta r \Delta \theta \Delta z
\end{aligned}$$

La ecuación (a.15) es una representación combinada basada en el factor de peso (λ). Esta ecuación puede ser reducida a uno de los esquemas a continuación: un *esquema explícito* cuando $\lambda = 0$; un *esquema de Crank-Nicolson* para $\lambda = 0.5$ y un *esquema totalmente implícito* cuando $\lambda = 1$.

Los diferentes valores de λ pueden interpretarse en términos de las variaciones $\phi_p \approx t$. El *esquema explícito* esencialmente asume que el valor antiguo ϕ_p^o prevalece a través de todo el paso de tiempo excepto en el tiempo $t + \Delta t$. Esto significa que ϕ_p no está relacionada con otras incógnitas como: $\phi_P, \phi_E, \phi_w, \phi_N, \phi_s, \phi_B, \phi_F$, pero es explícitamente obtenible en términos previamente conocidos: $\phi_P^o, \phi_E^o, \phi_w^o, \phi_N^o, \phi_s^o, \phi_B^o, \phi_F^o$. Por ello, el esquema se llama explícito. Es un esquema sencillo, el cual es condicionalmente estable cuando $\Delta t \leq \rho c \Delta r^2 / 2\Gamma$ (Patankar, 1980). A continuación, el *esquema totalmente implícito* postula que, en el tiempo t , ϕ_p cae repentinamente de ϕ_p^o a ϕ_p y luego se queda en ϕ_p sobre todo el tiempo; por tanto, el escalar durante el paso de tiempo se caracteriza por ϕ_p que es el nuevo valor. El esquema completamente implícito es incondicionalmente estable, aunque la convergencia a veces puede ser difícil de conseguir dependiendo de las condiciones iniciales. Por otro lado, el *esquema de Crank-Nicolson* asume una variación lineal de ϕ_p . A primera vista, la variación lineal parece

más sensato respecto a las otras dos alternativas. Es un esquema incondicionalmente estable y es más usado por tal razón (Crank y Nicolson, 1947).

Para ser muy robusto, cada esquema debe garantizar la conservación de las propiedades del fluido en cada volumen de control (Cruz-Salas, 2009). Entre estos tres esquemas, el *totalmente implícito* es de lo más usado en la solución de problemas mediante el MVF. Debido a que sus suposiciones son mucho más cercanas de la realidad en comparación con el esquema de *Crank-Nicolson*, el cual se basa en la variación lineal de perfiles. Además, el esquema *totalmente implícito* es especialmente usado para pasos de tiempo grandes. Este esquema será el utilizado en este trabajo.

Por lo tanto, considerando el esquema totalmente implícito, la ecuación (a.15) se reduce a:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta V r_p}{\Delta t} (\rho_p \phi_p - \rho_p^o \phi_p^o) = & \\ (F_w \phi_w - F_e \phi_p) + (r_s F_s \phi_s - r_n F_n \phi_p) + (r_f F_f \phi_f - r_b F_b \phi_p) + \frac{D_e}{r_e} (\phi_E - \phi_p) + \frac{D_w}{r_w} (\phi_w - \phi_p) & \quad (a.16) \\ + D_n r_n (\phi_N - \phi_p) + D_s r_s (\phi_s - \phi_p) + D_b r_b (\phi_B - \phi_p) + D_f r_f (\phi_f - \phi_p) + (S_c + S_p \phi_p) \Delta V r_c & \end{aligned}$$

Agrupando los términos semejantes, se obtiene la expresión algebraica general de la ecuación de transporte.

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_B \phi_B + a_F \phi_F + b \quad (a.17)$$

donde

$$\begin{aligned} a_E = \frac{D_e}{r_e}; \quad a_W = F_w + \frac{D_w}{r_w}; \quad a_N = r_n D_n; \quad a_S = r_s (F_s + D_s); \quad a_B = r_b (F_b + D_b); \quad a_F = r_f D_f \\ a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_F + a_B - F_w + r_n F_n - r_s F_s + \frac{\rho_p \Delta V r_p}{\Delta t} - S_p \Delta V r_c \\ a_p^o = \frac{\rho_p^o \Delta V r_p}{\Delta t}; \quad b = S_c \Delta V r_c + a_p^o \phi_p^o \end{aligned}$$

La solución de la ecuación (a.17) requiere de *condiciones de frontera*, que se establecen por lo general como valores de ϕ (simbolizado por ϕ_{cf}) o su flujo en las fronteras. En caso de que el valor de ϕ_{cf} no sea conocido, entonces se discretiza su ecuación de igual manera que los nodos internos.

7.3 Anexo C: Correlaciones empíricas del número de Nusselt

a. Correlación de Gnielinski, (Gnielinski, 1976)

$$Nu_G = \frac{\left(\frac{f_k}{8}\right)(Re_r - 1000) \cdot Pr_r}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f_k}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_r^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (\text{a.18})$$

Re_r y Pr_r son los números de Reynolds y de Prandtl del CO_2 . f_k es el factor de fricción de Krasnochekov (Krasnochekov et al., 1969).

$$f_k = (0.79 \log Re_r - 1.64)^{-2}, \text{ valido por } 3000 \leq Re_r \leq 5 \times 10^6$$

b. Correlación de Dittus-Boelter (Dittus y Boelter, 1930)

$$Nu_{DB} = 0.023 Re_r^{0.8} Pr_r^n \quad (\text{a.19})$$

$n = 3$ para un proceso de enfriamiento

$n = 4$ para un proceso de calentamiento

c. Correlación de Son-Park (Son y Park, 2006)

$$Nu_{SP} = Re_r^{0.55} Pr_r^{0.23} \left(\frac{Cp_r}{Cp_w}\right)^{0.15} \quad (\text{a.20})$$

Cp_r y Cp_w son calor específico del CO_2 calculado en base a la temperatura de del CO_2 y de la pared interna, respectivamente.

d. Correlación de Pitla (Pitla et al., 2002)

$$Nu_{Pi} = \left(\frac{Nu_{Gw} + Nu_G}{2}\right) \frac{K_w}{K_r} \quad (\text{a.21})$$

Nu_{Gw} es el número de Nusselt evaluado en base a la correlación de Gnielinski considerando la temperatura de pared interna. K_r y K_w son conductividad térmica del CO_2 calculado en base a la temperatura de CO_2 y de la pared interna, respectivamente.

e. Correlación de Petukhov (Petukhov et al., 1973)

$$Nu_{Pe} = \frac{\left(\frac{f_b}{8}\right) Re_r \cdot Pr_r}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f_b}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_r^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (\text{a.22})$$

donde f_b es el factor de fricción de Blasius (McAdams, 1954).

$$f_b = 0.184 Re_r^{-1/5}, \text{ valido por } Re_r > 2 \times 10^4$$

f. Correlación de Fang (Fang et al., 2001)

$$Nu_F = \frac{\left(\frac{f_w}{8}\right) (Re_w - 1000) \cdot Pr_w}{(1 + 7 \cdot 10^{-8} \cdot Re_w) + 12.7 \left(\frac{f_w}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_w^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left(\frac{1 - 0.001 q_w}{G_r}\right) \frac{\overline{Cp}}{Cp_w} \quad (\text{a.23})$$

Re_w y Pr_w son los números de Reynolds y de Prandtl del CO₂ calculado en base a la temperatura de pared interna, q_w es el flujo de calor interno, G_r es la velocidad másica del CO₂, \overline{Cp} es el calor específico promedio definido por Krasnoshchekov et al., (1969) y f_w es el factor de fricción de Filonenko (Filonenko, 1954).

$$\overline{Cp} = \left(\frac{h_r - h_w}{T_r - T_w}\right) \quad (\text{a.24})$$

donde h_r y h_w son las entalpías de CO₂ calculadas en base a las temperaturas de CO₂ (T_r) y de pared interna (T_w), respectivamente.

$$f_w = (1.82 \log Re_w - 1.64)^{-2}, \text{ valido por } 3000 \leq Re_w \leq 5 \times 10^6$$

g. Correlación de Bishop (Bishop et al., 1965).

$$Nu_B = 0.0067 Re_r^{0.9} \overline{Pr}^{0.66} \left(\frac{\rho_w}{\rho_r^{0.43}}\right) \quad (\text{a.25})$$

donde ρ_r y ρ_w son las densidades de CO₂ calculadas en base a las temperaturas de CO₂ a las temperaturas de CO₂ y de pared interna, respectivamente, y \overline{Pr} es el número de Prandtl promedio.

$$\overline{Pr} = \left(\frac{\mu_r}{K_r} \right) \overline{Cp} \quad (\text{a.26})$$

donde μ_r es la viscosidad dinámica del CO_2 .

h. Correlación de Yoon (Yoon et al., 2003)

$$Nu_Y = 0.14 Re_r^{0.69} Pr_r^{0.66} \quad (\text{a.27})$$

i. Correlación de Jackson, (Jackson, 2013)

$$Nu_J = 0.0183 Re_r^{0.82} Pr_r^{0.5} \left(\frac{\rho_w}{\rho_r} \right)^{0.3} \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_r} \right)^{0.4} \quad (\text{a.28})$$

7.4 Anexo D: Correlaciones empíricas de fracción de huecos

a. Correlación de Armand (Armand, 1946)

$$\alpha_A = 0.833 \alpha_{ho} \quad (\text{a.29})$$

b. Correlación de Armand y Massena (Armand, 1946 y Massena, 1960)

$$\alpha_{A,M} = (0.833 + 0.167x) \alpha_{ho} \quad (\text{a.30})$$

c. Correlación de Chisholm (Chisholm, 1958)

$$\alpha_{Ch} = \left(\frac{1}{\alpha_{ho} + (1 - \alpha_{ho})^{0.5}} \right) \alpha_{ho} \quad (\text{a.31})$$

Llenar en computadora con ayuda del oficio de modalidad.

La modalidad de tesis es única para los posgrados

Nivel:	
Licenciatura	
Maestría	
Doctorado	X

Modalidad:	TESIS
-------------------	-------

Año:	2017
-------------	------

Marcar con una X

Poner el número de año p.e. 2015

Información sobre Obtención de Grado Académico:

Nombre	ITUNA YUDONAGO Jean Fulbert
NUA	144024
Programa	DOCTORADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Para modalidades con Jurado completar la siguiente información:

Lugar, hora y fecha de la presentación

Lugar	Auditorio 102
Hora	14:00
Fecha	07 / 04 / 2017



Título del trabajo	MEJORAS ENERGÉTICAS BASADAS EN UN MODELO DINÁMICO PARA UNA INSTALACIÓN DE COMPRESIÓN DE VAPOR TRANSCRÍTICA
---------------------------	--

Jurado

	Nombre con grado académico completo: p.e. Doctor en Informática Industrial Nombre Apellido Paterno Apellido Materno	Firma de autorización para realización de examen de grado o titulación.
Presidente	Dr. en Ingeniería RIESCO ÁVILA JOSÉ MANUEL	
Secretario	Dr. Ingeniero Industrial BELMAN FLORES JUAN MANUEL	
Vocal (1)	Dr. en Ingeniería GALLEGOS MUÑOZ ARMANDO	
Vocal 2 (Doctorado)	Dr. en Ingeniería Térmica DE ALBA ROSANO MAURICIO	
Vocal 3 (Doctorado)	Dr. en Ciencias en Ingeniería Mecánica SERRANO ARELLANO JUAN	

Asesoría

Director del trabajo	Dr. BELMAN FLORES JUAN MANUEL
Codirector	Dr. ELIZALDE BLANCAS FRANCISCO

(No llenar para uso exclusivo de la Coordinación.)

Valida (nombre y firma): _____

Una vez terminado de llenar imprimir en dos tantos (uno para entregar al iniciar el trámite de autorización del examen de grado o titulación y otro para firma de recibido).

Llenar en computadora con ayuda del oficio de modalidad.

La modalidad de tesis es única para los posgrados

Nivel:	
Licenciatura	
Maestría	
Doctorado	X

Modalidad:	TESIS
------------	-------

Año:	2017
------	------

Marcar con una X

Poner el número de año p.e. 2015

Información sobre Obtención de Grado Académico:

Nombre	ITUNA YUDONAGO Jean Fulbert
NUA	144024
Programa	DOCTORADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Para modalidades con Jurado completar la siguiente información:

Lugar, hora y fecha de la presentación

Lugar	Auditorio 102	Firma y sello de autorización de reservación de lugar.
Hora	14:00	
Fecha	07 / 04 / 2017	

Título del trabajo	MEJORAS ENERGÉTICAS BASADAS EN UN MODELO DINÁMICO PARA UNA INSTALACIÓN DE COMPRESIÓN DE VAPOR TRANSCRÍTICA
--------------------	--

Jurado

	Nombre con grado académico completo. p.e. Doctor en Informática Industrial Nombre Apellido Paterno Apellido Materno	Firma de autorización para realización de examen de grado o titulación
Presidente	Dr. en Ingeniería RIESCO ÁVILA JOSÉ MANUEL	
Secretario	Dr. Ingeniero Industrial BELMAN FLORES JUAN MANUEL	
Vocal (1)	Dr. en Ingeniería GALLEGOS MUÑOZ ARMANDO	
Vocal 2 (Doctorado)	Dr. en Ingeniería Térmica DE ALBA ROSANO MAURICIO	
Vocal 3 (Doctorado)	Dr. en Ciencias en Ingeniería Mecánica SERRANO ARELLANO JUAN	

Asesoría

Director del trabajo	Dr. BELMAN FLORES JUAN MANUEL
Codirector	Dr. ELIZALDE BLANCAS FRANCISCO

(No llenar para uso exclusivo de la Coordinación.)

Valida (nombre y firma): _____

Una vez terminado de llenar imprimir en dos tantos (uno para entregar al iniciar el trámite de autorización del examen de grado o titulación y otro para firma de recibido).

Llenar en computadora con ayuda del oficio de modalidad.

La modalidad de tesis es única para los posgrados

Nivel:	
Licenciatura	
Maestría	
Doctorado	X

Modalidad:	TESIS
------------	-------

Año:	2017
------	------

Marcar con una X

Poner el número de año p.e. 2015

Información sobre Obtención de Grado Académico:

Nombre	ITUNA YUDONAGO Jean Fulbert
NUA	144024
Programa	DOCTORADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

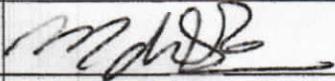
Para modalidades con Jurado completar la siguiente información:

Lugar, hora y fecha de la presentación

Lugar	Auditorio 102	Firma y sello de autorización de reservación de lugar.
Hora	14:00	
Fecha	07 / 04 / 2017	

Título del trabajo	MEJORAS ENERGÉTICAS BASADAS EN UN MODELO DINÁMICO PARA UNA INSTALACIÓN DE COMPRESIÓN DE VAPOR TRANSCRÍTICA
--------------------	--

Jurado

	Nombre con grado académico completo: p.e. Doctor en Informática Industrial Nombre Apellido Paterno Apellido Materno	Firma de autorización para realización de examen de grado o titulación.
Presidente	Dr. en Ingeniería RIESCO ÁVILA JOSÉ MANUEL	
Secretario	Dr. Ingeniero Industrial BELMAN FLORES JUAN MANUEL	
Vocal (1)	Dr. en Ingeniería GALLEGOS MUÑOZ ARMANDO	
Vocal 2 (Doctorado)	Dr. en Ingeniería Térmica DE ALBA ROSANO MAURICIO	
Vocal 3 (Doctorado)	Dr. en Ciencias en Ingeniería Mecánica SERRANO ARELLANO JUAN	

Asesoría

Director del trabajo	Dr. BELMAN FLORES JUAN MANUEL
Codirector	Dr. ELIZALDE BLANCAS FRANCISCO

(No llenar para uso exclusivo de la Coordinación.)

Valida (nombre y firma):	_____
--------------------------	-------

Una vez terminado de llenar imprimir en dos tantos (uno para entregar al iniciar el trámite de autorización del examen de grado o titulación y otro para firma de recibido).