



Institución Universitaria

Estudio numérico para la conversión de un horno eléctrico a uno dual de electricidad y gas natural

Iván Darío Palacio Caro

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingeniería

Medellín, Colombia

2019

Estudio numérico para la conversión de un horno eléctrico a uno dual de electricidad y gas natural

Iván Darío Palacio Caro

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al título
de:

Magister en gestión energética industrial

Director (a):

M. Ing. Luis Fernando Cardona

Codirector (a):

PhD Pedro Nel Alvarado

Línea de Investigación:

Eficiencia energética

Grupo de Investigación:

Materiales avanzados y energía - MATyER

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingeniería

Medellín, Colombia

2019

A Dios por guiare en el camino de la investigación, al ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

A mi madre Ana Palacio y a mi tía Mercedes Palacio quienes con su amor, paciencia y esfuerzo me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más.

A mi asesor Luis Fernando Cardona que siempre fue el guía en todo el proceso investigativo.

Agradecimientos

Agradezco a mi director de tesis M. Ing. *Luis Fernando Cardona quien* con su experiencia, conocimiento y motivación me oriento en la investigación. sobre todo, amistad brindada en los momentos más difíciles.

Agradezco la empresa Forjas Bolívar S.A.S. Por haberme abierto las puertas de su compañía para realizar la investigación en uno de sus procesos productivos.

Agradezco al ingeniero *Sebastián de Ossa* quien, con su experiencia, conocimiento en el área del diseño ayudo al desarrollo de esta investigación

Agradezco al MSc *Mario Sánchez quien*, con su experiencia, conocimiento en el área de combustión siempre estuvo dispuesto a guiarnos en el desarrollo de esta investigación

Agradezco al PhD Pedro Nel Alvarado, *quien*, con su experiencia, conocimiento siempre estuvo dispuesto a guiarnos en el desarrollo de esta investigación

Resumen

El presente trabajo evalúa la factibilidad de la conversión de un horno eléctrico de revenido por convección forzada a un horno dual de electricidad y gas natural. Al proponer realizar una conversión de un horno de tratamiento térmico hacia un sistema dual, se pretende dar más flexibilidad en la operación de un equipo que debe permanecer en funcionamiento las 24 horas del día. Al tener dos alternativas para generar calor, se pueden evitar paros en el proceso del horno debido a problemas en el suministro de electricidad, los cuales pueden resultar de fallas inesperadas en el sistema de interconexión nacional o crisis energéticas como la ocurrida a inicios del año 2017 en Colombia.

La metodología para realizar este estudio incluyó la realización de una evaluación energética del horno eléctrico en su estado actual, la propuesta de un nuevo diseño que incorpora un quemador no premezclado de gas natural y la evaluación de la transferencia de calor a la carga mediante simulaciones de dinámica de fluidos computacional, así como su eficiencia energética y la emisión de contaminantes.

Los resultados de este trabajo permitieron determinar la eficiencia del horno eléctrico, la viabilidad de adaptación de quemador a gas en el horno y la estimación de las emisiones resultantes de la combustión, bajo diferentes parámetros de operación.

Palabras clave: Dinámica de fluidos computacional, CFD, Combustión, Horno de revenido, Tratamientos térmicos.

Abstract

The present work evaluates the feasibility of the conversion of a tempering electric furnace by forced convection in a dual electricity-natural gas furnace. By proposing to perform a conversion of a heat treatment furnace towards a dual system, it is intended to give more flexibility in the operation of an equipment that must stay working for 24 hours a day. By having two alternatives for heat generation, it can be avoided a non-programmed stop in the process of the furnace due to problems in the electricity supply, which could result from unexpected failures in the National Interconnected System or energy crisis such the one occurred at the beginning of 2007 in Colombia.

The methodology for conducting this study included an energy assessment of electric furnace in its current state, the proposal of a new design that incorporates a non-premixed natural gas burner and the assessment of the heat transfer to the load using computational fluid dynamics simulations, as well as its energy efficiency and emission of pollutants.

The results of this study allowed to determine the efficiency of the electric tempering furnace, the viability of adaptation of a gas burner into the furnace and the estimation of emissions resulting from the combustion, under different operating parameters.

Keywords: Computational fluid dynamics, CFD, Combustion, Tempering furnace, Heat treatment

Contenido

Resumen	IX
Lista de figuras	XIII
Lista de tablas	XVI
Lista de Símbolos y abreviaturas	XVII
1. Introducción	23
1.1 Justificación.....	26
1.2 Hipótesis	29
1.3 Objetivo general	29
1.4 Objetivos específicos	29
1.5 Estructura de este trabajo	29
2. Descripción del proyecto	31
2.1 Marco teórico	31
2.1.1 Combustión	31
2.1.2 Gas natural	32
2.1.3 Contaminantes en la combustión de gas natural.....	33
2.1.4 Panorama energético mundial	36
2.2 Estado del arte	39
2.2.1 Hornos industriales basados en la combustión de gas natural.....	39
2.2.2 Hornos industriales eléctricos	41
2.2.3 Simulación CFD de sistemas térmicos con combustión	43
2.2.4 Llamas turbulentas no premezcladas de coflujo.....	48
3. Metodología	52
3.1 Evaluación experimental del horno	53
3.1.1 Recolección de datos de operación del equipo	53
3.1.2 Medición de temperaturas superficiales del horno	55
3.1.3 Determinación de pérdidas de calor por paredes.....	59
3.1.4 Balance energético del horno actual	61
3.2 Evaluación numérica del horno actual.....	63
3.2.1 Ecuaciones de transporte	63
3.2.2 Método de marco de referencia móvil (MRF) para dominio rotacional	69
3.2.3 Estimación del coeficiente convectivo hacia la carga.....	70
3.3 Simulaciones del horno a gas	72

3.3.1 Ecuaciones de transporte en combustión a gas	74
3.3.2 Malla computacional para el horno a gas	78
3.3.3 Balance de masa y energía con combustión a gas natural.....	81
4. Resultados y discusión	87
4.1 Desempeño energético.....	87
4.1.1 Parámetros operacionales.....	87
4.1.2 Mediciones energéticas y térmicas.....	88
4.1.3 Balance energético.....	92
4.2 Modelado CFD horno eléctrico.....	94
4.2.1 CAD del horno eléctrico.....	94
4.2.2 Independencia de malla del horno eléctrico.....	95
4.2.3 Validación con el escenario base	96
4.2.4 Distribución de temperatura y velocidad en el interior del horno eléctrico en diferentes condiciones de operación.	102
4.3 Modelado CFD horno a gas natural	111
4.3.1 CAD del horno a gas natural	111
4.3.2 Simulación con gas natural	114
4.3.3 Eficiencia de la combustión de gas natural.....	124
4.3.4 Emisiones.....	129
5. Conclusiones y recomendaciones	133
5.1 Conclusiones.....	133
5.2 Recomendaciones.....	135
5.3 Trabajo futuro	136
Bibliografía	137

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1-1: Hornos de temple y de revenido eléctrico por convección forzada (Forjas Bolivar SAS, 2019)	24
Figura 1-2: Horno de temple (Forjas Bolivar SAS, 2019)	24
Figura 1-3: Precio de bolsa, escasez y oferta por tipo de combustible (Subdirección de hidrocarburos UPME, 2016)	27
Figura 2-1: Generación mundial de electricidad por combustible, en trillones de kilovatios-hora (U.S. Energy Information Administration, 2016)	37
Figura 2-2: Consumo mundial de energía, 1990-2040 (cuatrillones de Btu) (U.S. Energy Information Administration, 2016)	37
Figura 2-3: Consumo mundial de gas natural, 2012-40 (Trillones de Pies Cúbicos) (U.S. Energy Information Administration, 2016).....	38
Figura 2-4: Sistema de resistencias en hornos de cementación (temple) (Forjas Bolivar SAS, 2019).....	41
Figura 2-5: Vista de planta del horno de revenido (Barreira Duarte, 2013)	45
Figura 2-6: Vista frontal del horno de revenido (Barreira Duarte, 2013)	46
Figura 2-7: Relación combustible/aire local y distribución de temperatura (Magel et al., 1996),.....	49
Figura 2-8: Temperatura y concentración de CH ₄ y CO ₂ a lo largo del eje de simetría de la Símbolos: datos; líneas: predicciones (Magel et al., 1996),	49
Figura 2-9: Perfiles radiales de CO ₂ , CH ₄ y fracción de mezcla utilizando sonda de agua enfriada (o) y sondas de enfriamiento de agua (Δ) en una ubicación axial de 47,6 cm (Lewis & Smoot, 1981)	50
Figura 3-1 : Ubicación de los termopares en el horno.....	54
Figura 3-2: Ubicación puntos 1 y 18 en el horno.....	56
Figura 3-3: Ubicación puntos 2 y 23 en el horno.....	57
Figura 3-4: Ubicación puntos 3, 4, 5, 20, 21 y 22 en el horno.....	57
Figura 3-5 : Ubicación puntos 19 y 24 en el horno.....	58
Figura 3-6: Ubicación puntos 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 13 en el horno	58
Figura 3-7: Ubicación puntos los puntos 14,15,16 y 17 en el horno.....	59
Figura 3-8: Dominio del horno simulado.	68
Figura 3-9: Dominio del recirculador simulado con método MRF.....	70
Figura 3-10: Representación gráfica de la función densidad de probabilidad de $f, \rho (f)$ (Barreira Duarte, 2013).....	75

Figura 3-11: Representación gráfica del mallado utilizando el método AMR en la geometría de generación de calor (sección gris).....	80
Figura 3-12: Diferencia entre malla sin adaptar y adaptada (ANSYS, 2018)	81
Figura 4-1: Variación de la temperatura de proceso en el tiempo de la cámara de proceso del horno.	88
Figura 4-2: Termografía del horno con la tapa de proceso cerrada.	90
Figura 4-3: Diagrama Sankey en porcentajes de la energía requerida.	93
Figura 4-4: Geometría exterior e interior del horno de revenido.	95
Figura 4-5: Resultados de la temperatura en una línea horizontal situada en el centro del espacio de trabajo del horno.	96
Figura 4-6: Distribución de la temperatura del horno en el escenario de línea base.	97
Figura 4-7: Temperaturas internas de operación a diferentes alturas en la cámara de proceso.....	98
Figura 4-8: Temperaturas internas de operación.....	98
Figura 4-9: Vectores de la velocidad de recirculación dentro de la cámara de calentamiento y de proceso.	100
Figura 4-10: Líneas de flujo de recirculación dentro de la calefacción y cámaras de proceso.....	101
Figura 4-11: Distribución del Y+ en la geometría el horno.....	101
Figura 4-12: Diagrama Sankey del horno eléctrico teniendo en cuenta la recirculación	102
Figura 4-13: Perfil de temperatura en una línea horizontal situada en el centro del espacio de trabajo para diferentes velocidades angulares.	103
Figura 4-14: Perfil de velocidad axial en una línea horizontal situada en el centro del espacio de trabajo para diferentes velocidades angulares.	104
Figura 4-15: Número de Nusselt vs rpm.....	105
Figura 4-16: Distribución de la temperatura en el horno con canasta de proceso.	108
Figura 4-17: Líneas de corriente de recirculación dentro de la cámara de calentamiento y de proceso con la canasta de proceso.....	109
Figura 4-18: Geometría y fronteras utilizada para la inyección de aire y combustible...	111
Figura 4-19: Banco de resistencias completo con tapa.	113
Figura 4-20: Ubicación y geometría de la chimenea.....	114
Figura 4-21: Distribución del Y+ para la simulación del horno a gas a 990 rpm.....	115
Figura 4-22: Distribución de temperatura y líneas de flujo de la simulación del sistema a gas con velocidad angular del recirculador de 0 RPM.....	116
Figura 4-23: Distribución temperatura y líneas de flujo de la simulación del sistema a gas con velocidad angular del recirculador de 990 RPM.....	117
Figura 4-24: Distribución temperatura y líneas de flujo simulación del sistema a gas a 1800 RPM.....	119
Figura 4-25: Distribución de la temperatura al interior del horno trabajando a diferentes RPM.....	120
Figura 4-26: Distribución de la Temperatura al interior del horno trabajando a 495 RPM	121

Figura 4-27: Distribución de la Temperatura al interior del horno trabajando a 495 RPM y con cambio de posición del quemador	122
Figura 4-28: Distribución de la Temperatura al interior del horno trabajando a 495 RPM y con cambio de posición del quemador	123
Figura 4-29: Distribución de la Temperatura al interior del horno trabajando a 495 RPM y con la canasta.	124
Figura 4-30: Histórico porcentaje de CH ₄ en gas natural para nodo Sebastopol.	125
Figura 4-31: Pérdida total de calor en paredes en simulación CFD	128
Figura 4-32: Fracciones másicas de CH ₄ , CO y OH a 0 rpm.....	131
Figura 4-33: Fracciones másicas de CH ₄ , CO y OH a 495 rpm.....	132
Figura 4-34: Fracciones másicas de CH ₄ , CO y OH a 990 rpm.....	132

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 2-1: Efecto de la altitud sobre el contenido másico de oxígeno en el aire. Adaptado de (Lapuerta et al., 2006).....	32
Tabla 2-2: Composición considerada para la composición del gas natural (Barreira Duarte, 2013).....	46
Tabla 2-3: Propiedades del gas natural (Barreira Duarte, 2013).....	47
Tabla 2-4: Estudios representativos en hornos eléctricos y a gas.....	48
Tabla 3-1: Propiedades del acero Inoxidable AISI 304 (SolidEdge, 2018).....	62
Tabla 3-2: Características del ordenador utilizado para la realización de este trabajo	63
Tabla 3-3: Condiciones de contorno de la pared para el escenario base.....	67
Tabla 3-4: Métodos de solución y esquemas de discretización para simulación con resistencias eléctricas.....	68
Tabla 3-5 : Coeficientes de la correlación de Hilpert (Incropera & DeWitt, 2009).....	71
Tabla 3-6: Coeficientes de la correlación de Zukasuskas (Incropera & DeWitt, 2009)	72
Tabla 3-7: Modelos de turbulencia y combustión reportados en otros estudios	73
Tabla 3-8: Métodos de Solución y esquemas de Discretización para simulación con gas natural.....	78
Tabla 4-1: Reporte de temperaturas externas del horno.....	89
Tabla 4-2: Rangos de temperatura en termografía	91
Tabla 4-3: Comparación de temperaturas de termografía y termopares	91
Tabla 4-4: Pérdidas de calor en las paredes del horno en kW	91
Tabla 4-5: Resultados calor total requerido de calentamiento	92
Tabla 4-6: Datos del motor eléctrico del recirculador del horno tomados en campo	93
Tabla 4-7: Resultados de coeficiente convectivo y numero de Nusselt utilizando diferentes ecuaciones empíricas.....	106
Tabla 4-8: Eficiencias calculadas para las diferentes RPMS.	107
Tabla 4-9: Resultados de las simulaciones del horno con carga a diferentes RPM.....	110
Tabla 4-10: Flujo másico y temperatura del aire en la entrada superior y en la salida inferior de recirculación	110
Tabla 4-11: Composición de especies químicas utilizada en este trabajo.....	126
Tabla 4-12: Datos de entrada cálculos eficiencia térmica del proceso.	126
Tabla 4-13: Composición y propiedades del combustible, aire y gases de combustión .	127
Tabla 4-14: Eficiencia de la combustión a gas en el horno con ventilador	128
Tabla 4-15: Resultados de la eficiencia de la combustión a gas en el horno sin el ventilador.	129
Tabla 4-16: Comparación de resultados teóricos vs CFD.	129

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
A	Coefficiente de absorción	1/m
A_s	Área superficial en contacto con el fluido	m^2
C	Cantidad de masa por unidad de volumen	kg/m^3
C_μ	Constante del modelo de turbulencia	
C_d	Constante del modelo flamelet	
C_g	Constante del modelo flamelet	
C_p	Calor específico a presión constante del fluido	J / (kg K)
$\overline{f'^2}$	Promedio de Favre de la varianza de la fracción de mezclado	
\bar{f}	Promedio de Favre de la fracción de mezclado	
g	Vector de gravedad	m/s^2
h	Transferencia de calor por convección en la interface líquido-sólido	W / ($m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
\bar{H}	Entalpía	kJ
I	Matriz identidad	
I	Intensidad espectral de radiación	W / ($m^2 \cdot sr$)
\tilde{k}	Energía cinética turbulenta	m^2/s^2
k_t	Conductividad térmica del fluido	
m_{total}	Masa total de la carga	kg
N	Índice de refracción	
$\overline{Nu_D}$	Número de Nusselt	
\bar{p}	Presión promedio	Pa

P_{atm}	Presiona atmosférica	kPa
PCI	Poder calorífico inferior	MJ/ m ³
Pr	Número de Prandtl	
\dot{Q}_{Carga}	Tasa de transferencia de calor transferido a la carga	W
\dot{Q}_{Conv}	Tasa de transferencia de calor por convección	W
$\dot{Q}_{Entrada\ al\ proceso}$	Tasa de transferencia de calor entrada al proceso	W
$\dot{Q}_{Perdidas}$	Tasa de transferencia total de calor de pérdidas en las paredes	W
$\dot{Q}_{Perdido\ por\ pared}$	Tasa de transferencia de perdido en la pared	W
\dot{Q}_{RAD}	Tasa de transferencia de calor por radiación	W
\vec{r}	Vector de posición	m
Re_D	Numero de Reynolds	
\vec{s}	Vector de dirección	m
$S_{radiación}$	Término de generación debido a la radiación	W/m ³
t	Tiempo	s
T	Temperatura	K
T_{final}	Temperatura final	K
T_{∞}	Temperatura del fluido no perturbado lejos de la superficie transmisora del calor	K
$T_{Inicial}$	Temperatura Inicial	K
T_{Alred}	Temperatura en los alrededores	K
T_s	Temperatura de la superficie	K
\vec{v}	Vector de velocidad	m/s

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI
σ	Constante de Stefan-Boltzman	W / (m ² K ⁴)
Φ	Función de fase	
Ω	Tasa de disipación específica de la energía cinética turbulenta	1 / s
σ_t	Constante del modelo de turbulencia	

$\bar{\rho}$	Densidad promedio	kg/m ³
$\tilde{\epsilon}$	Tasa de disipación de energía cinética turbulenta	m ² /s ³
μ_l	Viscosidad dinámica laminar del fluido	kg/(m·s)
μ_t	viscosidad turbulenta	kg/(m·s)
σ_s	Coefficiente de dispersión	1/m
Ω	Ángulo solido	sr

Lista de Especies químicas

Especie	Nombre de la especie
C ₂ H ₆	Etano
C ₃ H ₈	Propano
CH ₄	Metano
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
H	Hidrógeno
H ₂ S	Sulfuro de hidrógeno
HNO ₃	Ácido nítrico
i C ₄ H ₁₀	i-butano
i C ₅ H ₁₂	I pentano
i C ₆ H ₁₄	n-hexano
n C ₄ H ₁₀	n-butano
n C ₅ H ₁₂	n-pentano
N ₂	Nitrógeno
NO	Monóxido de nitrógeno
NO ₂	Dióxido de nitrógeno
NO _x	Óxido de nitrógeno
OH	Hidróxido
SO ₂	Dióxido de azufre
SO _x	Óxidos de azufre

Abreviaturas

Abreviatura	Significado
AGA	Asociación americana de gas (American Gas Association)
AISI	Instituto americano de hierro y acero (American Iron and Steel Institute)
AMR	Refinamiento adaptativo de malla (Adaptive Mesh Refinement)
ASTM	Asociación americana de ensayo y materiales (American Society for Testing and Materials)
BTU	Unidad térmica británica (British Thermal Unit)
CAD	Diseño asistido por computador (Computer-Aided Design)
CFD	Dinámica de fluidos computacional (Computer Fluid Dynamics)
CNC	Control numérico computacional (Computer Numeric Control)
COP	Pesos Colombianos
COP-21	Conferencia de las Partes de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático
CPU	Unidad central de procesamiento (Central Processing Unit)
CREG	Comisión de Regulación de Energía y Gas
CPS	Escenario de políticas actuales (Current Policies Scenario)
DF	Dimensión fundamental
DIN	Normas y estándares técnicos para el aseguramiento de la calidad en productos industriales y científicos en Alemania
DNS	Simulación directa de las ecuaciones de Navier-Stokes (Direct Navier Stokes)
DO	Ordenadas Discretas (Discrete Ordinates)
EA	Exceso de aire
FR	Rotor rígido (Frozen Rotor)
GN	Gas Natural
GRI-Mech	Mecanismo de reacción química del instituto de investigación del gas
HP	Caballo de fuerza (Horsepower)
HRC	Escala de dureza Rockwell C (Hardness Rockwell C)
IEA	Agencia internacional de energía (International Energy Agency)

LES	Simulación de grandes escalas (Large Eddy Simulation)
MILD	Dilución moderada o intensa baja en oxígeno (Moderate or Intense Low-oxygen Dilution)
MRF	Modelo de marcos múltiple de referencia (Multiple Reference Frame Model)
MW	Peso molecular (Molecular Weight)
NPS	Escenario de nuevas políticas (New Policies Scenario)
OECD	Organización para la cooperación y el desarrollo económico (Organisation for Economic Co-operation and Development)
PDE	Ecuación diferencial parcial (Partial Differential Equation)
PDF	Función de densidad de probabilidad (Probability Density Function)
PLC	Controlador lógico programable (Programmable Logic Controller)
Ppm	Partículas por millón
RAM	Memoria de acceso aleatorio (Random Access Memory)
RANS	Simulación de las ecuaciones de Navier-Stokes promedio (Reynolds-Averaged Navier–Stokes)
RMS	Raíz media cuadrada (Root Mean Square)
RPM	Revoluciones por minuto
S.A.S	Sociedad por Acciones Simplificada
SFM	Modelo Flamelet estable (Steady Flamelet Model)
SST	Transporte de esfuerzos cortantes (Shear-Stress Transport)
TcF	Trillones de pies cúbicos
TGI	Transportadora de Gas Internacional
UPME	Unidad de Planeación Minero-Energética
US	Estados Unidos (United States)
WEO	Escenario mundial energético (World Energy Outlook)
WSGGM	Modelo de suma ponderada de gases grises (Weighted Sum of Gray Gases Model)

1. Introducción

Los diferentes tipos de hornos utilizados en las industrias se han vuelto máquinas de vital importancia para el desarrollo de nuestras sociedades debido a que contribuyen a la fabricación de la gran mayoría de los productos de consumo diario como lo son los envases para los alimentos y bebidas, las herramientas utilizadas para la fabricación de piezas o cultivos de alimentos y materiales metálicos para infraestructuras, entre otras aplicaciones. Uno de los sectores en donde se emplean es el sector metalmecánico donde se utilizan tratamientos térmicos para los metales utilizando altas temperaturas, lo cual tiene asociado un alto consumo energético.

La aplicación del proceso de tratamiento térmico a un metal ferroso requiere tres pasos distintos donde el metal debe ser calentado a una temperatura específica entre 840°C y 1200°C, mantenerse a esa temperatura durante un tiempo preciso y finalmente enfriarlo bruscamente, generalmente en un aceite dieléctrico especial u otros medios como lo son las sales o polímeros. Esto provoca una transformación que se puede emplear para endurecer una pieza de metal ferroso y templar su estructura para que sea útil dependiendo de la aplicación requerida en la industria (Bryson, 2015). Para la realización de estos procesos se utilizan en general tecnologías eléctricas o de convección forzada, hornos de inducción u hornos a gas.

El revenido es un tratamiento térmico el cual es aplicado a los metales a una temperatura que oscila entre 300°C y los 600°C aproximadamente, con el fin de aliviar tensiones acumuladas en las moléculas de los metales ocasionadas en el proceso de temple y mejorar la tenacidad de los aceros templados. En la Figura 1-1, se pueden observar ejemplos de hornos de temple y revenido anteriormente mencionados.



a) Horno de temple (b) Horno de revenido

Figura 1-1: Hornos de temple y de revenido eléctrico por convección forzada (Forjas Bolívar SAS, 2019)

En la **Figura 1-2** se puede observar el proceso en el cual es retirada una carga de platinas la cual estaba en proceso de temple. En este proceso la temperatura de calentamiento es controlada hasta su enfriamiento.



Figura 1-2: Horno de temple (Forjas Bolívar SAS, 2019)

Forjas Bolívar S.A.S es una empresa metalmecánica con más de 49 años de experiencia, ubicada en la ciudad de Medellín (Colombia), especializada en el proceso de forjado en caliente, dedicada a brindar soluciones de transporte de materiales, complementados con

servicios de ingeniería y montaje. Utiliza mano de obra altamente calificada y adecuada tecnología, sumadas a la utilización de variados tipos de aceros (carbono, aleados, inoxidable y refractarios), lo que les permite garantizar excelentes productos (Forjas Bolívar SAS, 2019).

La empresa Forjas Bolívar S.A.S fabrica gran variedad de piezas para todo tipo de maquinaria pesada a nivel industrial y cuenta además con una moderna planta de tratamientos térmicos totalmente automatizada que permite obtener las propiedades mecánicas deseadas para cada tipo de acero. Adicionalmente cuenta con un equipo CNC (control numérico computarizado) de temple por inducción.

Los hornos de revenido eléctricos de convección forzada son utilizados en la industria metalmecánica en procesos térmicos que toman tiempos de hasta 5 horas, en los cuales se utilizan temperaturas de hasta 850°C, convirtiéndose estos en procesos de alto consumo eléctrico. El horno motivo de este estudio está diseñado para realizar procesos con máximo 400 kg de carga, de diferentes tamaños y geometrías. El calentamiento de este horno originalmente es generado por resistencias eléctricas.

El objetivo de este trabajo está orientado a evaluar numéricamente un método diferente de suministro de calor para realizar el mismo proceso. Se estudia complementar el equipo con un quemador de gas natural, el cual no solo permita suplir el consumo eléctrico en eventos de mantenimiento o cortes de energía, sino garantizar la disponibilidad del horno en todo momento contando con dos tecnologías para realizar el mismo proceso.

Este trabajo pretende entonces ser la base para la conversión del horno eléctrico de revenido por convección forzada a un horno dual de electricidad y gas natural. Esta clase de conversiones para hornos de revenido no ha sido estudiada a profundidad en la literatura (Barreira Duarte, 2013). Un horno dual, que trabaje con electricidad o gas natural, tiene el potencial de garantizar la operación del equipo el mayor número de horas posibles, sin afectar la productividad por temas de mantenimiento en los componentes eléctricos o cortes inesperados de suministro eléctrico.

1.1 Justificación

Los hornos eléctricos funcionan generando calor por medio de corriente eléctrica. Son equipos que ayudan a que los procesos sean muy eficientes y confiables, además, cuando su fuente de energía proviene de fuentes renovables no generan emisión de contaminantes al medio ambiente como son las emisiones de CO, CO₂, SO_x, NO_x y hollín. Sin embargo, como desventaja de este tipo de hornos está el alto consumo de energía eléctrica, lo cual genera más costos de producción en la industria metalmeccánica y menos rentabilidad en sus procesos.

En estudios realizados por la unidad de planeación minero energética UPME (Subdirección de hidrocarburos UPME, 2016), se evidencia que los precios de la energía eléctrica o precio de bolsa nacional en el país durante el periodo de sequía, denominado el fenómeno del niño, fueron los más elevados, tal como se presenta en la Figura 1-3, registrando un pico importante a finales de 2015. Durante este fenómeno, las hidroeléctricas no pudieron generar al 100% de su capacidad por la escasez de agua en el país, lo que se tradujo en un alto precio de la energía eléctrica por su poca disponibilidad en el mercado. Además, a partir de la Figura 1-3, queda claro que los precios del gas natural en Colombia no tuvieron fluctuaciones tan significativas durante dicha temporada seca, ya que la disponibilidad del gas depende más de su extracción o importación que de las condiciones meteorológicas.

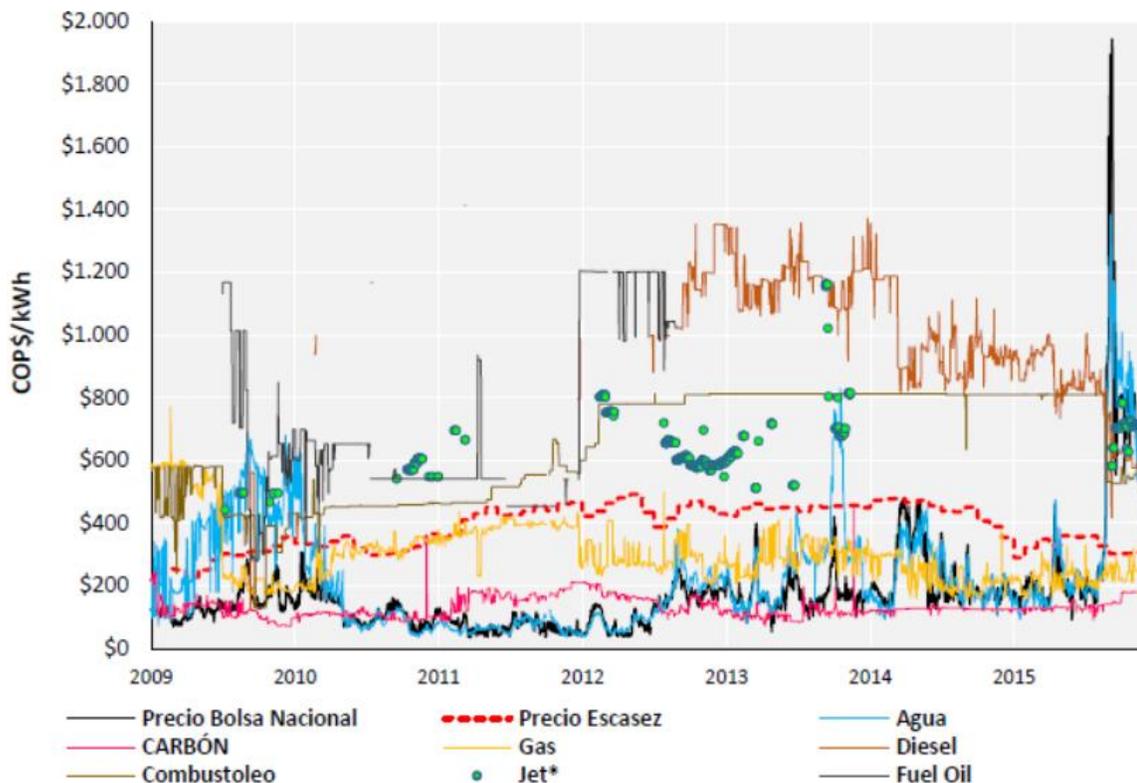


Figura 1-3: Precio de bolsa, escasez y oferta por tipo de combustible (Subdirección de hidrocarburos UPME, 2016)

El efecto climático que inicio en el año 2015 y su fase más seca se vivió en el año 2017 impactó de forma severa la hidrología, con una disminución del 30% en lluvias en las cuencas y ríos que alimentan los embalses de las plantas generadoras de energía eléctrica (Subdirección de hidrocarburos UPME, 2016). En Colombia existen históricos de dificultades con la generación de energía como lo fue el racionamiento eléctrico de 1992, la recesión económica de 1999 y la desaceleración económica de 2009.

Teniendo en cuenta estos factores que interactúan con la generación de energía eléctrica, es importante aclarar que la ejecución de este estudio no se justifica en la comparación del precio de dos tipos de combustibles o los ahorros que traería el uso de uno u otro. Este estudio se justifica por la necesidad de garantizar la continuidad de suministro de energía en el horno de revenido en acero, el cual opera de manera continua las 24 horas.

En los procesos de tratamientos térmicos las altas temperaturas son prioridad indispensable para garantizar la calidad de los productos y debido a esto se utiliza la

energía eléctrica como principal fuente de generación de calor dada la alta confiabilidad de este tipo de energía en la distribución del calor al interior del horno.

Con los avances de la tecnología y el desarrollo de nuevas formas de la aplicación del calor, se evidencia que el gas natural puede suplir a la electricidad como fuente principal de calor en este tipo de industrias, por su alto poder calorífico. Kayadelen ha estudiado diferentes combinaciones de los componentes del Gas Natural (GN) para analizar así su comportamiento termodinámico y temperaturas de llama que se genera con dichas combinaciones (Kayadelen, 2017). Este estudio muestra que las temperaturas de las llamas generadas por el GN pueden alcanzar y superar los 1200°C, necesarios para llevar a cabo el proceso de tratamientos térmicos de aceros. Estos resultados están de acuerdo con las simulaciones CFD de hornos con combustión de gas natural reportadas por otros autores (Cadavid, Herrera, & Amell, 2010),(Tu et al., 2017).

Sin embargo, es necesario analizar la generación de contaminantes al ambiente, ya que la combustión de combustibles gaseosos genera emisiones de NO_x, inquemados, CO₂ entre otros. Estas emisiones son motivo de estudio debido a que afectan al medio ambiente y a la salud de las personas que están en las áreas donde se presentan las operaciones con combustibles gaseosos. En las nuevas tecnologías de combustión estas emisiones se tienen que controlar basados en las normatividades ambientales existentes para cada uno de los países.

En la literatura hay pocas investigaciones relacionadas con cambios en la fuente de calor en hornos de tratamiento térmico y en particular de hornos de revenido en metales, para los cuales es muy importante evaluar aspectos tales como las temperaturas internas de proceso. El desarrollo de este trabajo permite entonces determinar, mediante simulaciones numéricas, la viabilidad para la conversión de un horno de revenido que actualmente funciona con energía eléctrica por uno dual, que pueda operar también con un quemador a gas natural para la generación de calor.

1.2 Hipótesis

Basados en un estudio de dinámica de fluidos computacional CFD, es posible plantear la conversión de un horno eléctrico de revenido a uno dual de electricidad y/o gas natural

1.3 Objetivo general

Estudiar la conversión de un horno eléctrico a un horno dual de electricidad y gas natural.

1.4 Objetivos específicos

- Evaluar el desempeño energético del horno de revenido eléctrico por convección forzada.
- Determinar la configuración geométrica adecuada para integrar un quemador de gas natural con un horno eléctrico mediante cálculos de dinámica de fluidos computacional (CFD).
- Evaluar a partir de las simulaciones CFD, las emisiones contaminantes y la eficiencia del proceso del horno dual operando a gas para determinar la factibilidad de la conversión del horno.

1.5 Estructura de este trabajo

El presente trabajo está dividido en 5 capítulos, tal como se describe a continuación:

En el **capítulo 1** se describe en el proceso de los tratamientos térmicos en la industria metalmeccánica mencionando las diferentes técnicas para los tratamientos térmicos para metales.

En el **capítulo 2** se presenta la descripción del proyecto los antecedentes y la justificación del por qué realizar la investigación y los objetivos, además de incluir un estado del arte de los hornos usados en la industria metalmecánica.

En el **capítulo 3** se realiza la descripción de la metodología utilizada para llevar a cabo a la investigación, en donde se especifican los modelos y las ecuaciones utilizadas.

En el **capítulo 4** se presenta el resultado de los estudios teórico-numéricos del horno, el cual utilizó sistemas de modelación numérica CFD como soporte para la conversión del horno, así como un análisis de cuál es la mejor configuración para la operación del horno asociado a la fuente de calor.

En el **capítulo 5** se presentan las conclusiones y recomendaciones técnicas, las cuales incluyen el análisis de cada una de las geometrías estudiadas con su medio de generación de calor. Se incluyen sugerencias para trabajos futuros a realizar en esta área.

2. Descripción del proyecto

2.1 Marco teórico

2.1.1 Combustión

Es un proceso de oxidación química que libera calor, el cual proviene de la energía química que se almacena internamente en cada una de las moléculas de los elementos combustibles. Esta energía genera en su punto de liberación un efecto luminoso dado por la excitación de los átomos de las moléculas debido a las altas temperaturas que se generan por la mezcla anteriormente mencionada. En el proceso de oxidación también se generan unos volúmenes de gases, que contienen una mezcla de radicales los cuales son moléculas o iones electrónicamente excitados que emiten fluorescencia y dan color a la llama. Es importante mencionar que no todas las reacciones químicas de oxidación (combustión) que se presentan en los elementos de la naturaleza generan el fenómeno luminoso denominado llama, ya que esto depende de las temperaturas que se alcanzan en las zonas de combustión y de las características fluido dinámicas del proceso (Mullinger, Jenkins, Mullinger, & Jenkins, 2013).

La combustión de un combustible ocurre de manera sostenida cuando exista una mezcla en proporciones adecuadas entre comburente -en la mayoría de las veces es el oxígeno (O_2) del aire- y el combustible. El comburente debe encontrarse dentro de los límites de inflamabilidad con el combustible, con un mezclado adecuado entre ambos. Adicionalmente se debe proporcionar energía inicial a la mezcla de tal forma que se alcance una temperatura adecuada para la ignición (Mullinger et al., 2013).

La cantidad de O_2 en el aire (comburente) es afectado por la altitud, medida respecto al nivel del mar, ya que a mayor altura se disminuye la presión parcial del oxígeno. Este efecto se puede observar en la Tabla 2-1, donde se presenta el efecto de la altitud sobre el

contenido másico de O_2 (Lapuerta, Armas, Agudelo, & Sánchez, 2006). Una menor cantidad de oxígeno puede traer como consecuencia la combustión incompleta del carbono en la reacción.

Tabla 2-1: Efecto de la altitud sobre el contenido másico de oxígeno en el aire. Adaptado de (Lapuerta et al., 2006).

Altitud (m)	P_{atm} (kPa)	T (K)	$C(O_2)$ (kg/m ³)	$\Delta\%$
0	101,3	293	0,2803	0
1500	85,2	293	0,235	16,2
2600	75,2	293	0,2080	25,8

2.1.2 Gas natural

El gas natural es uno de los combustibles fósiles que está relacionado con las emisiones de gases de efecto invernadero y otras emisiones contaminantes como los NO_x, debido a que se compone principalmente de metano, que oscila entre el 75% y el 99% de su volumen total (El-Mahallawy & Habik, 2002). Los gases naturales son incoloros e inodoros y por razones de seguridad, se somete a un tratamiento químico mediante la adición de sulfuro de hidrógeno, H_2S , proceso en el cual se le agrega un olor asociado al del huevo podrido, para hacerlo distintivo de los otros gases y olores del ambiente. La American Gas Association (AGA) clasifica los gases naturales como, *gas amargo*, el cual contiene derivados del azufre (ácido sulfhídrico, mercaptanos, sulfuros y disulfuros) y *gas dulce*, descrito como libre de derivados del azufre, el cual es obtenido al endulzar el gas amargo empleando diferentes tipos de químicos solventes (Erdmann, Ale Ruiz, Martínez, Gutierrez, & Tarifa, 2012).

Estos gases son también clasificados como gases asociados o no asociados. El gas asociado o húmedo se disuelve en reservas de petróleo crudo o se limita en casquetes de gas presurizados situados en la parte superior de los estanques de petróleo; este tiene concentraciones apreciables de eteno, buteno, propano, propileno y butileno (Erdmann et al., 2012). El gas no asociado o seco puede encontrarse en bolsas de gas atrapadas a alta presión que han emigrado de los estanques de petróleo o son los resultados de una fase temprana de gasificación. La composición del gas natural varía debido a las características

de los terrenos de donde es extraído científicamente llamados posos o reservas naturales (El-Mahallawy & Habik, 2002), (Erdmann et al., 2012).

2.1.3 Contaminantes en la combustión de gas natural

Emisiones atmosféricas en procesos de combustión

Las emisiones de CO, CO₂, SO₂, NO_x, CH₄, entre otros han aumentado notoriamente con la demanda de energía primaria más rápido en esta época que en el pasado, debido a las altas demandas de combustibles para consumos tanto a nivel residencial como a nivel industrial. Las nuevas tecnologías y tendencias de la industria surgen como respuesta a diversas proyecciones y acuerdos internacionales de mejoras ambientales, como lo son, por ejemplo:

- La conferencia sobre el clima de la ONU en Copenhague de diciembre de 2009 donde se estableció un acuerdo no vinculante entre países para limitar el incremento global de temperatura a dos grados por encima de los niveles preindustriales.
- La XXI conferencia sobre cambio climático, COP-21 y el acuerdo de Paris que resultó de dicha conferencia (United Nations Convention on Climate Change, 2015).
- Los diferentes escenarios del WEO (World Energy Outlook 2014), los cuales son:
 - El escenario central o base NPS (New Policies Scenario) que hace referencia a la ejecución de los compromisos medioambientales y planes de desarrollo para mejorar el nivel de emisiones al ambiente, incluso aunque todavía no hayan sido formalmente adoptados como normativas o leyes genera un punto de referencia para evaluar logros y limitaciones en el desarrollo de las políticas sobre el cambio climático y la energía.

- El escenario CPS (Current Policies Scenario), que solo hace mención a anteriores escenarios de referencia y solo toma en consideración las políticas que han sido formalmente aceptadas y adoptadas en el año 2010.
- El escenario 450S: Proyecto energético generado con el objetivo de limitar el aumento de la temperatura global a no más de 2°C de los niveles preindustriales y las emisiones de gases de efecto invernadero, generando concientización y procedimientos para la disminución concentración de esos gases en la atmósfera a 450 ppm de CO₂.

Óxidos de nitrógeno y su efecto en la salud humana y el ambiente

Cuando se habla de óxidos de nitrógeno (NO_x) se hace referencia a proceso que sufren los gases conocidos como óxido nítrico (NO) y el dióxido de nitrógeno (NO₂). La formación de óxidos de nitrógeno en la combustión comúnmente se genera por la oxidación del nitrógeno del aire y el nitrógeno del combustible; estos se generan en cualquier proceso de combustión. En la actualidad la formación de óxidos de nitrógeno se explican principalmente mediante tres mecanismos los cuales son: 1) el mecanismo térmico, 2) el mecanismo súbito (o prompt) y 3) el mecanismo debido al nitrógeno del combustible y es una función de la composición del combustible y de la estequiometría de la mezcla (López G., Polupan, & Toledo Velásquez, 2003), (El-Mahallawy & Habik, 2002).

Existen efectos de los óxidos de nitrógeno sobre la salud humana y el medio ambiente puesto que es una sustancia altamente nociva para el sistema respiratorio como para la piel humana. La exposición prolongada a ambientes con presencia de NO_x en concentraciones elevadas puede generar problemas de afectaciones pulmonares y vías respiratorias llegando a causar hasta la muerte (El-Mahallawy & Habik, 2002).

Los NO_x son sustancias con gran impacto en la atmósfera debido a que en base a estos se generan los llamados smog fotoquímicos, al reaccionar sus estructuras moleculares con otras sustancias contaminantes como los hidrocarburos aromáticos policíclicos (El-Mahallawy & Habik, 2002). Otro efecto que generan los NO_x, en el ambiente son las denominadas lluvias ácidas producidas por la reacción de los óxidos de nitrógeno y la humedad que tiene el ambiente, dando así un resultado del ácido nítrico (HNO₃). La lluvia

ácida es la causante de la acidificación de las aguas y el daño en los bosques naturales (International Energy Agency, 2010).

Formación de inquemados

Cuando las reacciones químicas de la combustión no se realizan completamente se detectan en los productos de combustión sustancias inquemadas, las cuales son sustancias tales como hollín (smog), monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos (THC, y VOC) (El-Mahallawy & Habik, 2002). Estos inquemados pueden ser de dos tipos: sólidos o gaseosos:

- **Inquemados Sólidos:** Surgen de combustibles sólidos o líquidos, los cuales están formados mayoritariamente por partículas de carbono e hidrocarburos. La generación de estos inquemados puede deberse fundamentalmente a dos causas: a) mal funcionamiento de los quemadores, y b) insuficiente aire en el proceso de combustión y por tanto no se puede completar la reacción de combustión. Los inquemados sólidos se pueden observar a simple vista por el ensuciamiento de las chimeneas o conductos de humo más conocido como hollín y por la producción de humo oscuro, el cual genera también efectos perjudiciales tales como la pérdida de potencia calorífica del combustible (El-Mahallawy & Habik, 2002).
- **Inquemados gaseosos:** Están formados por CO e hidrocarburos ligeros. Las causas de su formación normalmente son: a) Insuficiente aire de combustión, b) mal funcionamiento del quemador (mal mezclado), c) quemador inadecuado. Cuando en un proceso el combustible es un gas, su combustión incompleta puede generar grandes y elevadas concentraciones de CO y otros hidrocarburos. Los hidrocarburos ligeros principalmente el metano, pueden provocar explosiones, cuando hay de concentraciones elevadas en el conducto de evacuación o en la chimenea.

Emisiones de monóxido y dióxido de carbono

El monóxido de carbono (CO) es altamente tóxico y es el resultado de la combustión incompleta. Siempre hay algo de CO residual en los gases de combustión del horno porque

los procesos de mezcla no son perfectos y la reacción entre el (CO) y oxígeno para producir dióxido de carbono (CO₂) es $\text{CO} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$ (El-Mahallawy & Habik, 2002).

El monóxido de carbono es una sustancia química muy tóxica la cual al ingresar al cuerpo a través de la respiración. Puede generar diferentes síntomas como lo son el dolor de cabeza, náuseas, vómitos, desmayos e, incluso, la muerte. Es altamente peligroso porque no es detectable a través de los sentidos. Carece de olor, sabor y color. Tampoco irrita los ojos ni la nariz.

Por otra parte, el dióxido de carbono (CO₂) es un gas incoloro, denso y generalmente no reactivo. Está incluido en la composición de la tropósfera la cual se denomina la capa de la atmósfera más próxima a la tierra, actualmente establecido con una proporción de 350 ppm (partes por millón) y su ciclo en la naturaleza está vinculado al del oxígeno.

El continuo aumento del nivel de dióxido de carbono en la atmósfera es causado por una concurrencia de factores entre los cuales el uso de combustibles fósiles (carbón, petróleo y derivados, gas) y las quemadas con fines agrícolas pueden señalarse como los más significativos. Se calcula que este aumento ocasione cambios climáticos de gran magnitud (U.S. Energy Information Administration, 2016).

2.2.4 Panorama energético mundial

En la Figura 2-1 se presenta un esquema de generación mundial de electricidad por combustible y la Figura 2-2 se presenta la demanda mundial de energía por combustible.

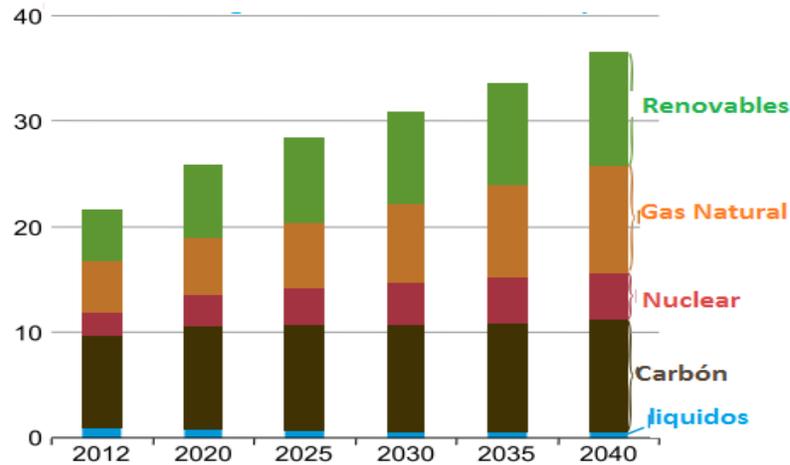


Figura 2-1: Generación mundial de electricidad por combustible, en trillones de kilovatios-hora (U.S. Energy Information Administration, 2016)

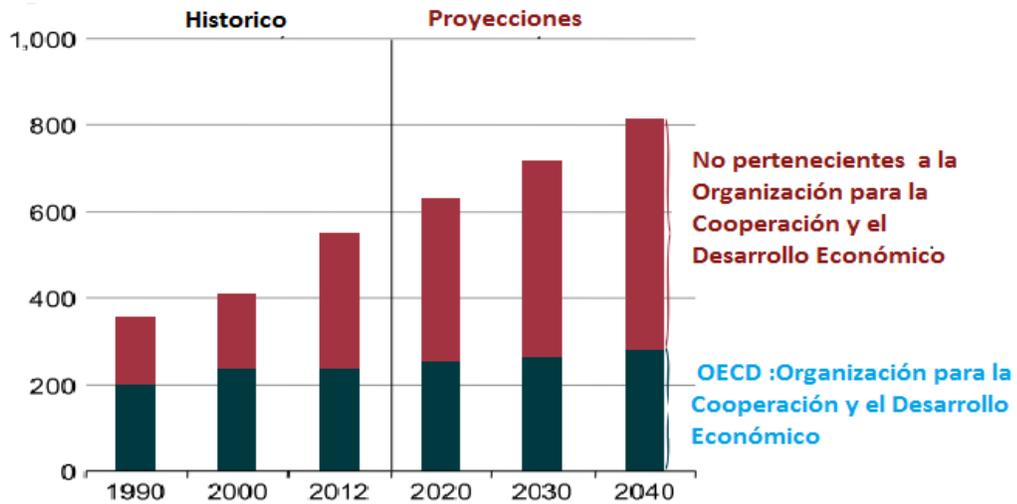


Figura 2-2: Consumo mundial de energía, 1990-2040 (cuatrillones de Btu) (U.S. Energy Information Administration, 2016)

Se pronostica que la generación de electricidad basada en todos los tipos de energía, excepto el petróleo, crecerá, y los aumentos más importantes provendrán del gas y el carbón. Se prevé que la demanda mundial de energía aumentará en un 71 % en los países que están en vía de desarrollo en un periodo de tiempo desde el año 2012 al año 2040. Esto corresponderá al aumento de la población aproximado de 5400 a 8000 millones de personas en los mismos años. Mientras que el consumo de energías primarias en los países más desarrollados se pronostica que solo aumentara un 18%, esto correspondiente

a su innovación en uso de nuevas tecnologías y mecanismos de ahorros. Por otra parte, el petróleo sigue como una de las principales fuentes de consumo a nivel mundial de energía, con el uso del transporte aumentando su cuota. El consumo de gas se eleva por su demanda pero el consumo de carbón incrementa rápidamente de igual forma su consumo en aplicaciones industriales en países como China, India y otros países asiáticos (U.S. Energy Information Administration, 2016), (El-Mahallawy & Habik, 2002).

Debido a la alta demanda de gas natural en todo el mundo se pronostica que para el 2040 se aumentará la producción de gas a 203 trillones de pies cúbicos (Tcf), tomando como referencia el consumo de gas natural mundial en el 2012 de 120 billones de pies cúbicos, un aumento del 69,16% (U.S. Energy Information Administration, 2016), tal como se muestra en la Figura 2-3. Los frecuentes descubrimientos de yacimientos de gas natural hacen generar indicadores de la abundancia recursos de gas natural y la robusta producción que estos hallazgos de gas generan contribuyen a la fuerte posición competitiva del gas natural frente a los otros recursos para la generación de energía (U.S. Energy Information Administration, 2016).

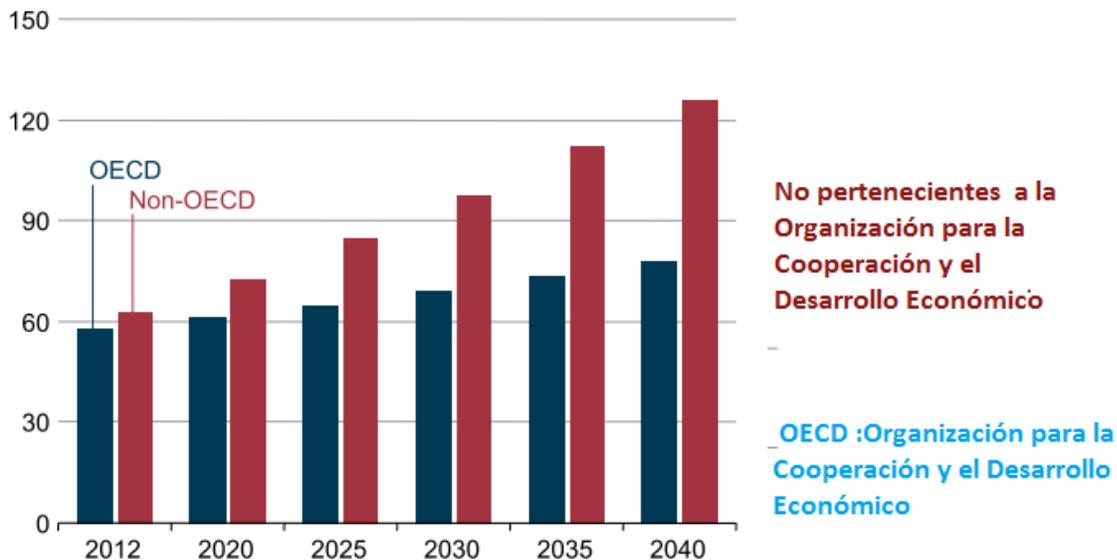


Figura 2-3: Consumo mundial de gas natural, 2012-40 (Trillones de Pies Cúbicos) (U.S. Energy Information Administration, 2016)

Una de las características que hacen más atractivo al gas natural para el uso en las industrias es que se quema más limpio que el carbón o los productos derivados del petróleo: Se estima que el consumo de gas natural puede emitir un 50% menos de contaminación, en comparación con otros combustibles fósiles (Solarin & Shahbaz, 2015). Por tanto, cada vez más autoridades ambientales mundiales y los gobiernos fomentan el uso de gas natural para desplazar el carbón como combustible base en muchas industrias (U.S. Energy Information Administration, 2016).

2.2 Estado del arte

2.2.1 Hornos industriales basados en la combustión de gas natural

Se han realizado diversos estudios sobre hornos industriales que han sido objeto de reconversiones de un medio de suministro de energía (combustible) a otro. Por ejemplo, en 2015 se realizó un estudio numérico a un horno en el que su combustible (gasóleo) se sustituye por gas natural (Azimi & Namazi, 2015), de tal manera que la temperatura de los gases de combustión y la velocidad de eliminación del calor del horno se mantienen sin cambios. Modelando el horno similar a un tanque de flujo agitado continuamente, los resultados computacionales muestran que la producción de NO para el gas natural equivalente es considerablemente menor que la del gasóleo. Por otro lado, se obtiene una reducción considerable de costes mediante el uso de gas natural en los hornos.

La combustión con dilución moderada o intensa de oxígeno (MILD) es una estrategia que ha sido utilizada para reducir las emisiones contaminantes a la atmósfera y aumentar la eficiencia térmica para los hornos a escala industrial (Tu et al., 2017), (Tu et al., 2015). Una de las características de combustión MILD es que se utiliza aire precalentado (Cavaliere & De Joannon, 2004). Sin embargo, también se ha utilizado aire de baja temperatura (130°C) sobre combustión de gas MILD en un horno industrial de 0,3MW, mostrando incremento de eficiencia energética y disminución de NO_x (Tu et al., 2017).

En una investigación realizada en Brasil se detalla que la elección del combustible líquido o de gas que se va a utilizar en un horno industrial puede ser de extrema importancia, teniendo un efecto directo en su rendimiento, en el nivel de emisiones de contaminantes y en la vida útil del equipo (Nieckele, Naccache, & Gomes, 2011). Estos factores son altamente dependientes del proceso de combustión y de factores tales como la forma de la llama y las distribuciones de temperatura y flujo de calor dentro del horno. En dicho estudio se realizaron simulaciones numéricas, utilizando el método del volumen finito con un software de dinámica de fluidos computacional (CFD), con el fin de analizar y comparar el proceso de combustión en un horno de fusión de aluminio cuando se operan con aceite líquido y un chorro de gas natural, ambos reaccionando con aire. Los resultados mostraron los posibles daños que pueden ser causados por el proceso de combustión si se presentan llamas largas o demasiado intensas y concentradas, aumentando las temperaturas de la pared y comprometiendo el flujo de calor sobre la superficie de aluminio fundido.

Como ejemplo de los posibles beneficios, los resultados del modelado numérico pudieron proporcionar información del cómo se puede contribuir a reducir los costos de mantenimiento de los muros refractarios, aumentar la eficiencia del proceso de combustión, el aseguramiento de la calidad del producto y las reducciones de las emisiones contaminantes. El caso de combustible líquido produjo 1,03 ppm de NO_x, mientras que el caso de gas natural produjo 10 veces más: 14,4 ppm. A pesar de ser más alta la emisión de NO_x al usar gas natural, su valor es demasiado bajo en comparación con otros hornos y con las regulaciones ambientales. Pero cabe anotar que cuando se emplea combustible líquido, se forma hollín y se produce una mayor cantidad de CO₂ aproximadamente entre 0,19 y 0,16 kg/s frente a 0,14 o 0,11 kg/s para el caso de gas natural. La formación de hollín no afectó directamente los resultados, pero alteró las características de transferencia de calor de radiación dentro del horno, reduciendo su temperatura. Para la selección del tipo de combustible, puede concluirse que la operación con gas natural conduce a una configuración más efectiva, proporcionando una vida más larga para las paredes refractarias, así como una menor cantidad de contaminantes (Nieckele et al., 2011).

2.2.2 Hornos industriales eléctricos

Los fenómenos dentro del horno eléctrico a simple vista parecen muy simples: unas resistencias se calientan por una fuente de energía eléctrica y al calentarse transmiten el calor a través de fenómenos de radiación y convección. El calor llega como un flujo térmico a las paredes y a las piezas de calentamiento, que se calientan ellas mismas. Parte de esta energía transita hacia las paredes exteriores del horno como un flujo térmico y este se considera como calor perdido. Los efectos en los hornos son mucho más complejos debido a que el calentamiento de las resistencias eléctricas se realiza en un determinado tiempo esto basado en la demanda de energía eléctrica absorbida por las resistencias para alcanzar la temperatura deseada en los procesos, durante este período la energía emitida en el horno se denomina flujo térmico (radiación + convección).

Las temperaturas de las paredes del horno dependen de su construcción y crecen a partir del flujo térmico recibido de las resistencias. Al mismo tiempo, con el aumento de la temperatura de las diferentes capas, incluida la carcasa exterior, el flujo térmico perdido cambia en cada momento. El aire desde el interior del horno recibe el calor de las resistencias y paredes a través de la convección para así trasmitirlo hacia las piezas que se encuentren dentro del horno durante el período de calentamiento deseado. A continuación, se puede observar en la Figura 2-4 un horno de resistencias para cementación.



Figura 2-4: Sistema de resistencias en hornos de cementación (temple) (Forjas Bolivar SAS, 2019)

En 2010 se ha realizado un modelado matemático de la transferencia térmica dentro de un horno eléctrico, primero vacío y después con carga que se calentarán para simular el efecto del tratamiento térmico (Neaca & Neaca, 2010). También se presenta una simulación para los elementos resistivos y la simulación de todo el horno. La simulación es aplicada para dos potencias diferentes: uno de potencia alta de 150 kW y el otro de potencia baja a 10 kW.

Los resultados obtenidos durante la simulación del periodo de funcionamiento de los elementos calefactores del horno eléctrico se resumen en que en el momento de la inserción de la carga en el horno de potencia alta 150 kW (aproximadamente después de 5 horas desde el precalentamiento), la temperatura de las resistencias tiende a disminuir debido a la aparición de un flujo térmico diferente entre las resistencias y la parte a calentar; a medida que las partes se calientan las temperaturas de las resistencias reanudan su curso ascendente hasta alcanzar la temperatura programada para el proceso. En el horno de baja potencia de 10 kW, al introducir las partes a calentar luego del mismo periodo de precalentamiento, aparece una caída repentina de la temperatura de las resistencias debido a la modificación de los flujos térmicos. Por lo que de inmediato se puede concluir que, sin importar la capacidad eléctrica del horno, al ingresar una carga o pieza la temperatura interior disminuye gracias a que el flujo de calor cambia hasta calentar las piezas.

Existen muchas formas y diseños para los hornos eléctricos utilizados para los procesos industriales de temple de materiales ferrosos. Estas formas pueden utilizar para su calentamiento resistencias eléctricas o calentamiento por inducción (en el primero si no existe escape de gas o de aire en el proceso). La eficiencia del proceso de se puede denominar ideal, debido a que en el calentamiento eléctrico no hay pérdida o generación de humo. Se hace hincapié en que el uso de tecnologías de calentamiento por medio eléctrico es de mayor costo que el uso de otras tecnologías para las mismas aplicaciones como son los hornos que usan gas natural (Trinks, Mawhinney, Shannon, Reed, & Garvey, 2003).

También se han realizado investigaciones para predecir las temperaturas de cargas térmicas colocadas en hornos calentados eléctricamente (Abraham & Sparrow, 2004). En dicho estudio se desarrolló un método predictivo, algebraico, para la predicción de la

variación temporal de la temperatura del sistema térmico. Este modelo toma en cuenta tanto la convección natural dentro de la cavidad del horno, como la radiación entre la carga térmica y las paredes del horno. También proporciona una descripción completa de la transferencia de calor externa a la carga térmica y puede usarse para proporcionar condiciones de contorno para un análisis de cargas térmicas de varias características de conducción de calor.

2.2.3 Simulación CFD de sistemas térmicos con combustión

Gracias a los desarrollos de la ingeniería en áreas computacionales, las investigaciones basadas en estudios de los diferentes tipos de fluidos, como lo pueden ser la transferencia de calor, el análisis de fluidos líquidos o fluidos gaseosos en diferentes geometrías, se han podido establecer nuevas formas de análisis e interpretación de la información. La rama de la mecánica de fluidos conocida como dinámica de fluidos computacionales (CFD) utiliza el método de volúmenes finitos para el análisis computacional de fenómenos en los fluidos (Ardila, Hincapié, & Casas, 2015), (Cadavid et al., 2010), (Tu et al., 2017). (Mayr, Prieler, Demuth, Moderer, & Hochenauer, 2017). Los programas CFD permiten predecir resultados numéricos aproximados a los resultados experimentales; la validación exitosa de estos resultados también se reporta en la literatura (Kumar, Saini, Sharma, & Nigam, 2006).

En una investigación en la que se relaciona los hornos de proceso convectivo se establece que estos hornos requieren una etapa de precalentamiento para lograr una temperatura homogénea (Díaz-Ovalle, Martínez-Zamora, González-Alatorre, Rosales-Marines, & Lesso-Arroyo, 2017). El consumo de energía es más alto durante esta fase y es proporcional al tiempo de precalentamiento. En esta investigación se realizan las simulaciones con software (CFD) con el módulo ANSYS FLUENT y se contrastan con las mediciones experimentales. Los resultados demostraron que la geometría de la placa deflectora ejerció una importante influencia hidrodinámica en la reducción del tiempo de precalentamiento del horno.

En otra investigación (Tu et al., 2015), se evalúan los efectos de la forma de la cámara del horno (cambiando el ángulo entre el techo del horno y la pared lateral) en las características de combustión MILD (dilución moderada o intensa de oxígeno) para gas natural usando aire de alta temperatura (1573 K) con la ayuda de simulaciones CFD realizadas en el Software ANSYS Fluent. El flujo turbulento viscoso se modeló utilizando el modelo k- ϵ estándar y funciones de pared estándar; además de se utilizó el modelo P1 de radiación asumiendo suma ponderada de gases grises para la absorptividad entre las moléculas gaseosas. El modelo de combustión utilizado en esta simulación fue el Eddy-dissipation concept (EDC), que resuelve una ecuación de transporte por cada una de las especies químicas. Dicho estudio permite determinar que es posible modificar el ángulo del quemador del horno para obtener una recirculación más fuerte de los productos de combustión los cuales son llevados hacia los reactivos, produciendo como resultado una zona de reacción donde se logra un pico de temperatura y disminución de emisiones de NO_x.

En las investigaciones realizadas por otros autores (Chen, Jiang, Zhang, & Zhang, 2019; Lee, Park, & Lee, 2017) se ha evaluado la influencia que tienen las condiciones de giro de un ventilador o recirculador interno en la transferencia de calor en hornos de tratamientos térmicos, ya que estos cambian las condiciones de funcionamiento del mismo. Estos estudios evidencian el papel importante que cumple la velocidad en la transferencia de calor por convección en el interior de las cámaras de proceso.

En una investigación realizada en Portugal, se modeló de un horno de revenido el cual utiliza gas natural como fuente de generación de calor (Barreira Duarte, 2013). En la Figura 2-5 y en la Figura 2-6 se detallan las geometrías en vistas frontal y vista en planta del horno simulado en esa investigación.

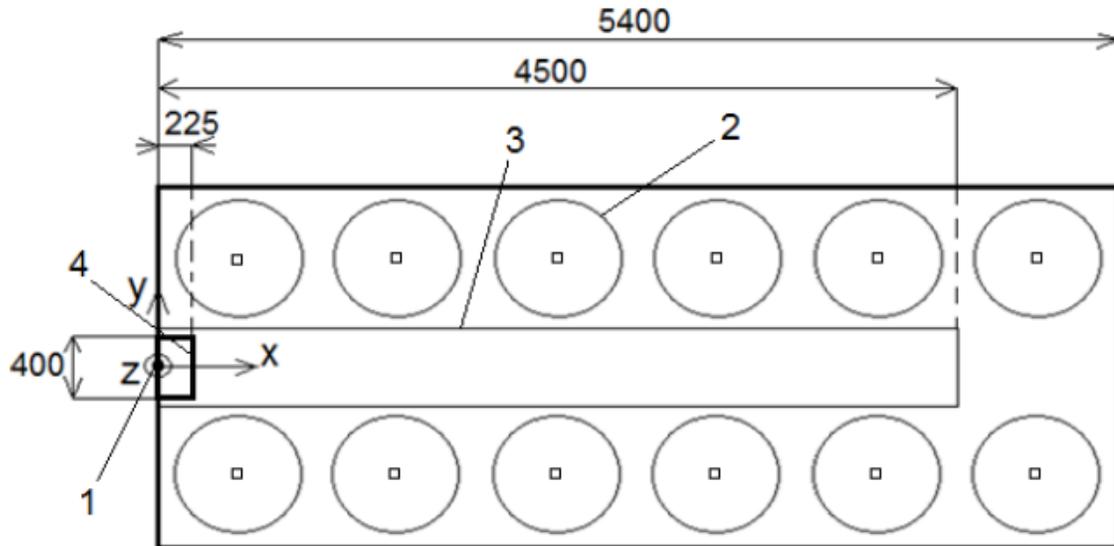


Figura 2-5: Vista de planta del horno de revenido (Barreira Duarte, 2013)

En la geometría se modelaron dos filas de seis pilas de discos cada una, como se puede observar en la Figura 2-6 las cuales son identificadas por el número 2. El horno tiene una cámara de conducción central para quemar el combustible identificada con el número 3, la cual muestra que guía los productos de combustión hacia abajo. A continuación, los gases salen hacia la zona de entrada de las pilas, dirigiéndose entonces hacia la salida de la chimenea que se identifica con el número 4 y que se encuentra situado encima del quemador que se identifica con el número 1, el cual está apoyado en la pared (Barreira Duarte, 2013).

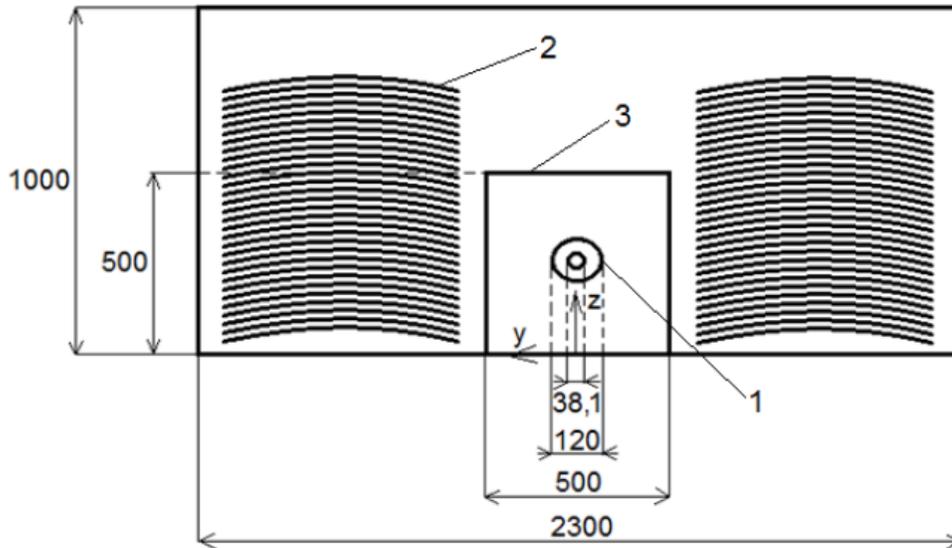


Figura 2-6: Vista frontal del horno de revenido (Barreira Duarte, 2013)

La función de la cámara de conducción es hacer de escudo de la llama hacia la carga y promover el flujo en U de los gases calientes, ayudando así a transferir el máximo de energía térmica posible dentro del horno sin afectar la calidad del proceso (Barreira Duarte, 2013). Para la realización de esta investigación se utilizó un gas natural con la composición que se muestra en la Tabla 2-2 como fuente de generación de calor en el proceso de revenido.

Tabla 2-2: Composición considerada para la composición del gas natural (Barreira Duarte, 2013)

Elemento	Fracción molar
CH₄	0,9030
C₂H₆	0,0680
C₃H₈	0,0126
C₄H₁₀	0,0027
N₂	0,0059
CO₂	0,0078

Las propiedades del gas natural considerado en dicho estudio se presentan en la Tabla 2-3.

Tabla 2-3: Propiedades del gas natural (Barreira Duarte, 2013)

Masa volumétrica (kg /m^3)	PCI (MJ /m^3)	PCI (MJ /kg)
0,79	38,0	48,1

En el presente trabajo se plantea el análisis por simulación CFD de un horno eléctrico de revenido por convección forzada, el cual es utilizado en la industria metalmeccánica para los procesos de revenido de materiales. Actualmente el horno es eléctrico y se quiere evaluar la inclusión de un proceso de combustión a gas para el calentamiento de la cámara convirtiéndolo así en un sistema dual eléctrico – gas disminuyendo el consumo energético de un proceso industrial. Adicionalmente, el funcionamiento dual obtendrá ventajas de operación al tener dos formas o medios de generación de calor que pueden llegar a suplir problemas como fallas en el sistema de interconexión nacional.

El estudio numérico de la transformación del horno a gas natural podría traer ahorros significativos de dinero al proceso; sin embargo, se debe garantizar que al realizar el cambio se obtengan una temperatura y una distribución de calor suministrado a la carga similar al suministrado por las resistencias eléctricas. Según la revisión de la literatura realizada no existen estudios numéricos en los cuales se evalúe la conversión de un horno eléctrico a uno a gas natural, orientado al proceso de los tratamientos térmicos de metales. Existen algunos estudios (Nieckele et al., 2011), (Azimi & Namazi, 2015) en los que se detallan hornos parecidos, en los cuales los combustibles originales se sustituyen por gas natural, de tal manera que la temperatura de los gases de combustión y la velocidad de eliminación del calor del horno se mantienen sin cambios. Se debe tener en cuenta que los resultados obtenidos en estos estudios muestran posibles daños causados por el proceso de combustión si se presentan llamas largas o demasiado intensas y concentradas, aumentando las temperaturas de la pared y comprometiendo el flujo de calor sobre la superficie del horno. Las simulaciones numéricas del presente estudio pretenden también ayudar a predecir y evitar tales consecuencias para la conversión de un horno eléctrico a uno dual.

A continuación, en la Tabla 2-4 se relacionan las eficiencias y modelos utilizados como referencias en la presente investigación.

Tabla 2-4: Estudios representativos en hornos eléctricos y a gas

Hornos eléctricos		
<i>Estudio</i>	<i>Modelo Turbulencia</i>	<i>Eficiencia</i>
(Royo, Ferreira, Víctor, López-Sabirón, & García-Armingol, 2019)	k- ϵ	70%
(Mayr et al., 2017)	k- ϵ	62,9%
(Ho & Chandratilleke, 1991)	N/A (auditoría energética)	40,9% a 62%
Hornos a gas		
<i>Estudio</i>	<i>Modelo Turbulencia</i>	<i>Eficiencia</i>
(Arrieta-Burgos, Cadavid-Sierra, & Amell-Arrieta, 2011)	k- ϵ	70%
(Chunsheng, Yan, Zejun, & Fuxiang, 2019)	k- ϵ realizable	90%
(Barreira Duarte, 2013)	k- ϵ RNG	5,69% a 21,7%

2.2.4 Llamas turbulentas no premezcladas de coflujo

La estructura de las llamas turbulentas no premezcladas de coflujo ha sido motivo de estudio desde el punto de vista numérico por parte de varios equipos de investigadores en el pasado (Saito, 2016; Vitorino et al., 2013). En dichos estudios se han incluido mecanismos de reacciones químicas en las simulaciones, utilizando modelos de volúmenes finitos, que incluyen además la solución de los submodelos para turbulencia y transferencia de calor por radiación.

En la investigación realizada en Alemania (Magel, Schnell, & Hein, 1996), se analizó una llama turbulenta no premezclada de coflujo utilizando como base de estudio un horno con una potencia térmica de 400 kW, cuyo combustible a analizar era gas natural, con aproximadamente 90% de metano y aproximadamente un 10% de nitrógeno en volumen. Este combustible fue alimentado junto con el aire a través de dos tuberías coaxiales con

diámetros de 60 y 100 mm. En este estudio se utilizó un mecanismo llama mediante un mecanismo C1 / C2 asumiendo un modelo de combustión de reactor perfectamente mezclado. En la Figura 2-7, se muestra la relación combustible/aire local (a) y la distribución de temperatura calculada en grados Kelvin (b) a lo largo de la distancia axial del equipo (en metros) obtenida en dicho estudio.

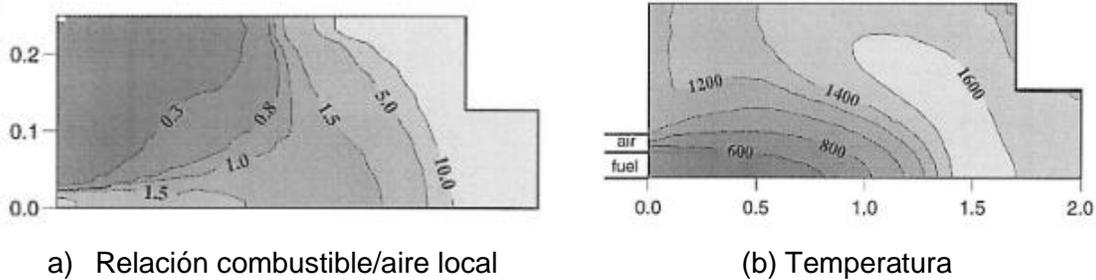


Figura 2-7: Relación combustible/aire local y distribución de temperatura (Magel et al., 1996),

Las concentraciones en volumen de CH_4 y CO_2 se graficaron a lo largo del eje de simetría, junto con los resultados obtenidos de las temperaturas de proceso. Tal como lo muestra la figura 2-8. Se puede ver que en este tipo de llamas la temperatura incrementa a medida que el combustible se consume y libera calor a lo largo del eje de simetría.

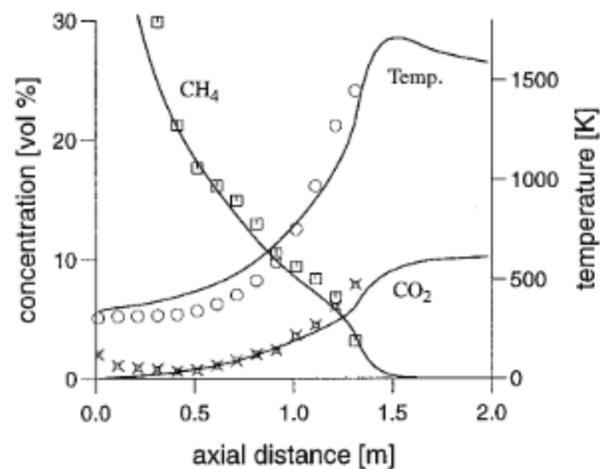


Figura 2-8: Temperatura y concentración de CH_4 y CO_2 a lo largo del eje de simetría de la. Símbolos: datos; líneas: predicciones (Magel et al., 1996),

En un estudio experimental realizado con anterioridad por otros investigadores (Lewis & Smoot, 1981), se desarrollaron veintiocho pruebas en un combustor axisimétrico con

alimentación coaxial de combustible de gas natural y aire, donde el aire de la combustión es precalentado para mejorar las propiedades de la combustión al interior de la cámara. Las mediciones experimentales se realizaron a perfiles de llamas no premezcladas de gas natural turbulento, midiendo las fracciones de mezcla de combustible y los perfiles de concentración de las especies (O_2 , N_2 , CH_4 , CO , CO_2 , H_2O y Ar). Los principales resultados se presentan en las figuras 2-9 y 2-10.

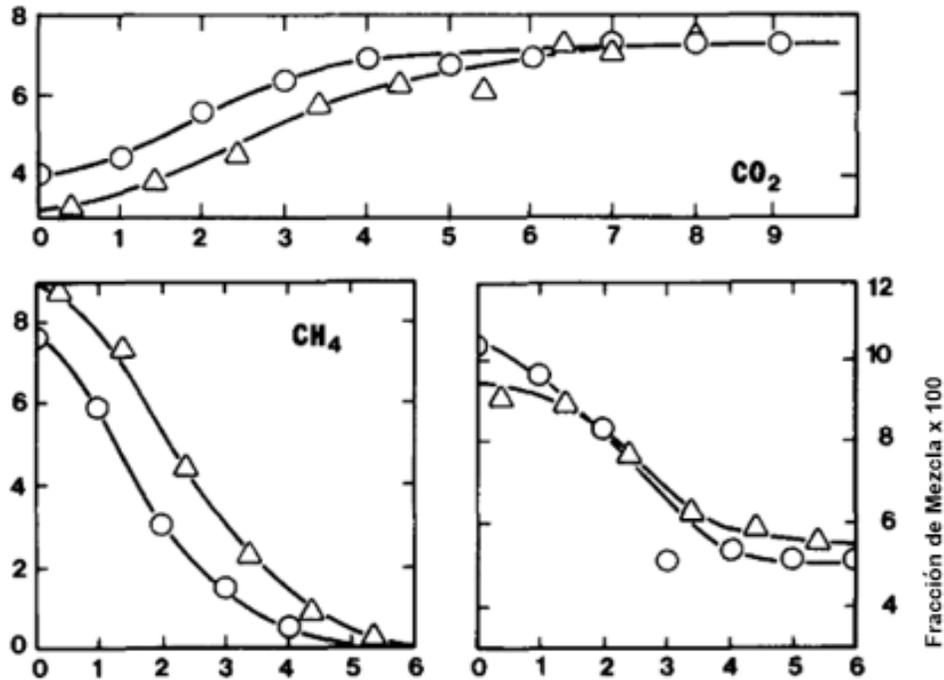


Figura 2-9: Perfiles radiales de CO_2 , CH_4 y fracción de mezcla utilizando sonda de agua enfriada (o) y sondas de enfriamiento de agua (Δ) en una ubicación axial de 47,6 cm (Lewis & Smoot, 1981)

En la Figura 2-10 se presenta las mediciones de temperatura de gas medidas y corregidas en ubicaciones axiales de 9,5 y 39,8 cm.

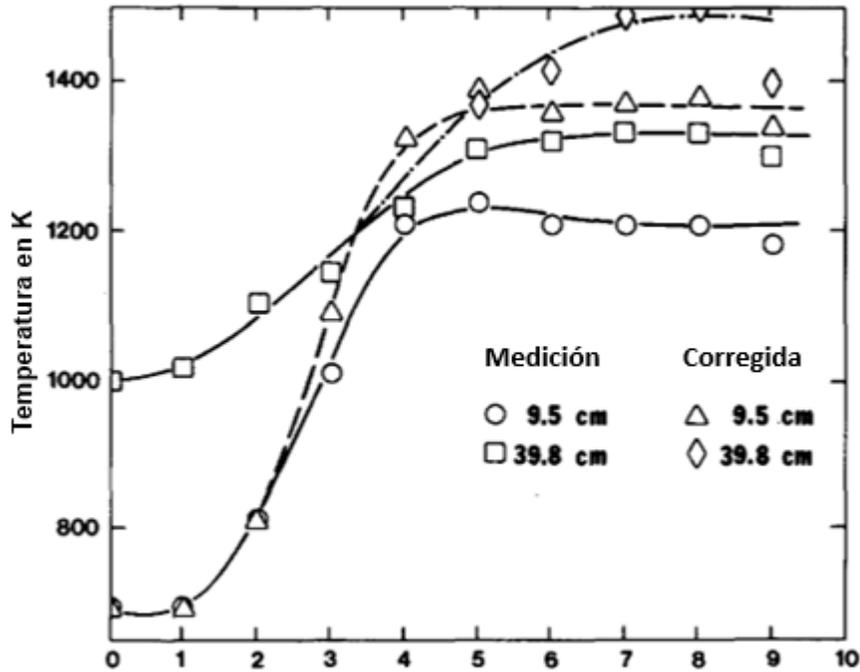


Figura 2-10: Perfiles radiales de temperatura de gas medidas y corregidas a dos ubicaciones axiales (Lewis & Smoot, 1981).

Al igual que en anterior estudio mostrado, a medida que el metano se consume a lo largo del eje de simetría, el CO_2 aumenta. A lo largo de este proceso de oxidación el calor se va liberando y aumenta la temperatura. Cabe anotar que, en este caso, la temperatura cerca del inyector es cercana a los 600K porque el flujo se está precalentando, mientras que en otro estudio de Magel y colegas (Magel et al., 1996), está cercana a los 400K.

3. Metodología

El horno por intervenir en este trabajo de investigación es un horno de revenido de tipo ciclón vertical. Este es apto para calentamiento por convección a baja temperatura otorgando una excelente uniformidad de temperatura en la carga. Fue fabricado en chapa de acero con espesor de 5/16" (7,94 mm). Su interior y exterior fue cubierto con pintura de aluminio siliconada, asegurando así protección contra la corrosión. La cámara de calefacción esta revestida interiormente con ladrillos refractarios - aislantes del grupo 23 (ASTM International, 2013), mientras que la cámara interior de calentamiento es de hormigón refractario revestido con una chapa de acero en aleación AISI 304 con espesor de 5/16" para protección térmica.

En este horno el sistema de calefacción se ubica en una cámara separada. Sus dimensiones generales son: carga máxima de diámetro 560 mm y alto 1070 mm. La capacidad de carga bruta es de 400 kg, en donde la carga se ubica en canastos a granel y se apoya en el fondo de la cámara de calentamiento. Su tensión es de 3 fases: cada fase de 220 V (trifásico), frecuencia 60 Hz con una potencia total 50 kW y una temperatura máxima de operación de 650 °C mientras que la temperatura máxima superficial de resistencias es de 850 °C.

El horno cuenta con un recirculador de 3HP ubicado en parte inferior de la cámara de calentamiento, que opera a una velocidad de giro fija de 990 RPM y está fabricado en aleación AISI 310. Este recirculador impulsa los gases calientes en forma ascendente a través de la carga y los recircula pasando por el sistema de calefacción que es de tipo eléctrico. Los gases entran a la cámara de proceso en forma tangencial favoreciendo la rotación e incrementando la velocidad y acelerando el fluido térmico. Un termopar ubicado sobre la entrada de los gases a la cámara de calentamiento controla la temperatura de proceso, mientras que un segundo termopar es ubicado en la cámara donde se aloja el sistema de calefacción evitando sobre temperaturas en el proceso. Ambos termopares trabajan en conjunto y controlan la potencia de calefacción para obtener una temperatura de proceso adecuada. Los hornos de revenido verticales son diseñados para instalar en un foso logrando así cómodas alturas de trabajo.

En la parte inferior del horno se utilizó cemento refractario tipo superaerofrax, como mortero en forma de caracol con la función principal de direccionar los flujos de calor hacia la cámara de proceso. Se utilizó también manta de fibra cerámica como revestimiento aislante de la tapa superior del banco de resistencias.

3.1 Evaluación experimental del horno

3.1.1 Recolección de datos de operación del equipo

La evaluación del desempeño del horno se realizó en dos etapas; la primera correspondiente a la toma de datos a partir de un cuestionario y la segunda con mediciones físicas en el horno. El cuestionario recopiló información relacionada con el día a día del equipo tal como: consumos de energía, tipos de materiales procesados, temperaturas típicas del proceso, tiempos de carga y descarga del producto en el horno. Con esta información se procedió a diagnosticar las pérdidas energéticas durante el proceso.

Para recolección inicial de información se procedió a visitar las instalaciones de la empresa Forjas Bolívar S.A.S. La información obtenida de este formato permitió conocer el itinerario de producción al que está sometida la máquina, además de permitir conocer cómo y cuáles son los tiempos de trabajo para cada proceso, la duración de cada carga dentro del horno y los principales metales tratados en esta máquina, además de información relevante como lo son las temperaturas requeridas para cada material.

Para obtener los datos de consumo energético del horno se procedió a tomar los datos del PLC (Programador lógico Programable) de marca Honeywell modelo 900cs10-00, instalado en el horno. Este PLC se utiliza como medio de control para el proceso y utiliza dos termopares tipo K, ubicados uno en la cámara de proceso y otro en la cámara de resistencias eléctricas, tal como se presenta en la Figura 3-1. Estos termopares tienen como función principal obtener y controlar las temperaturas internas del horno.

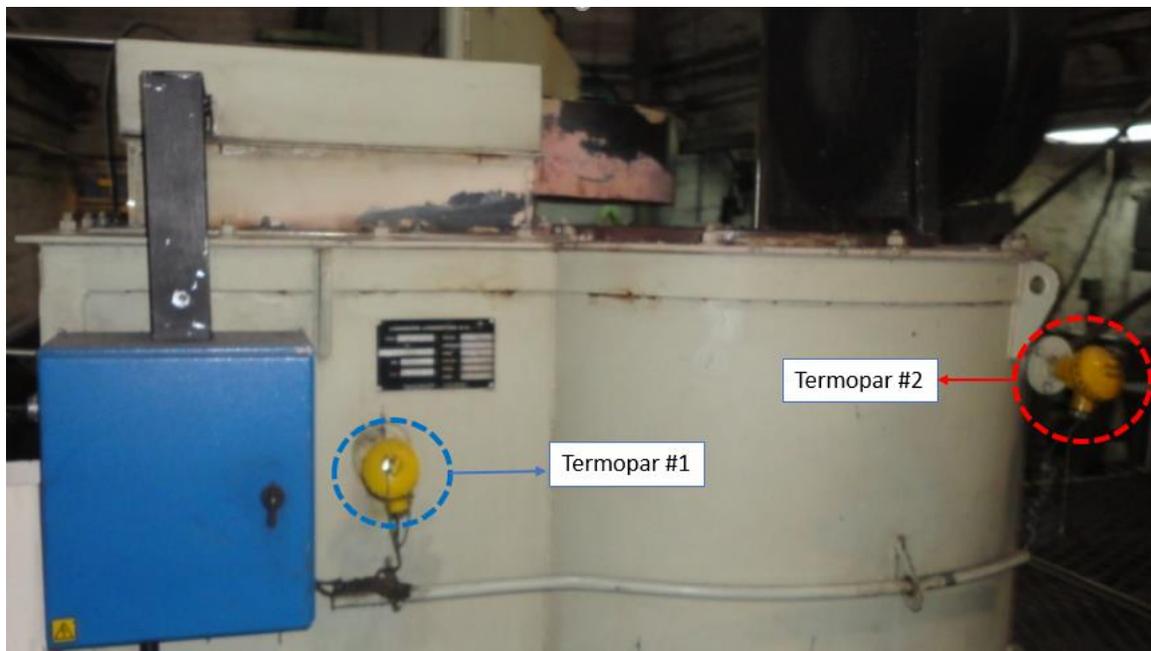


Figura 3-1 :Ubicación de los termopares en el horno.

3.1.2 Medición de temperaturas superficiales del horno

Esta etapa contempló la toma de datos mediante mediciones físicas en campo, en las que se tomaron las temperaturas externas del horno. Para tomar las temperaturas externas del horno se contó con dos equipos de medición:

- Termómetro digital con referencia UT321 Series de marca UNI-T, el cual es un termómetro digital con sonda de temperatura del termopar y microprocesador.
- Pistola laser de temperatura marca Milwaukee, con un rango de temperatura de -28.8 a 500 °C. la cual fue utilizada para realizar las mediciones de temperatura superficiales en las paredes exteriores del horno.

Se seleccionaron 24 puntos de la parte externa de horno para este muestreo como se muestra en las Figura 3-2 hasta la Figura 3-7.

- Los puntos 1, 2, 3, 4, 5 y 24 están ubicados a lo largo en la cámara de generación de calor y en la cámara de proceso, a 60 centímetros de la tapa superior hacia abajo y con una separación entre puntos de 32 cm.
- Los puntos 6, 7, 8 y 9 se ubicaron en la tapa superior de la cámara de proceso siendo cada punto equidistante con el eje central del horno.
- Los puntos 10,11, 12 y 13 se ubicaron en la base de la tapa de la cámara de proceso con las mismas distancias utilizadas en la tapa superior.
- Los puntos 14, 15, 16 y 17 se ubicaron en la tapa superior del banco de resistencias eléctricas.
- Los puntos 17,18,19, 20, 21, 22 y 23 se ubicaron a 60 centímetros de la base del horno hacia arriba y con una separación entre puntos de 32cm.

La Figura 3-2 muestra la distribución de los puntos de medición de temperatura usado en campo. Allí se observa la posición de los puntos 1 y 18 en la cara externa # 1 del horno.

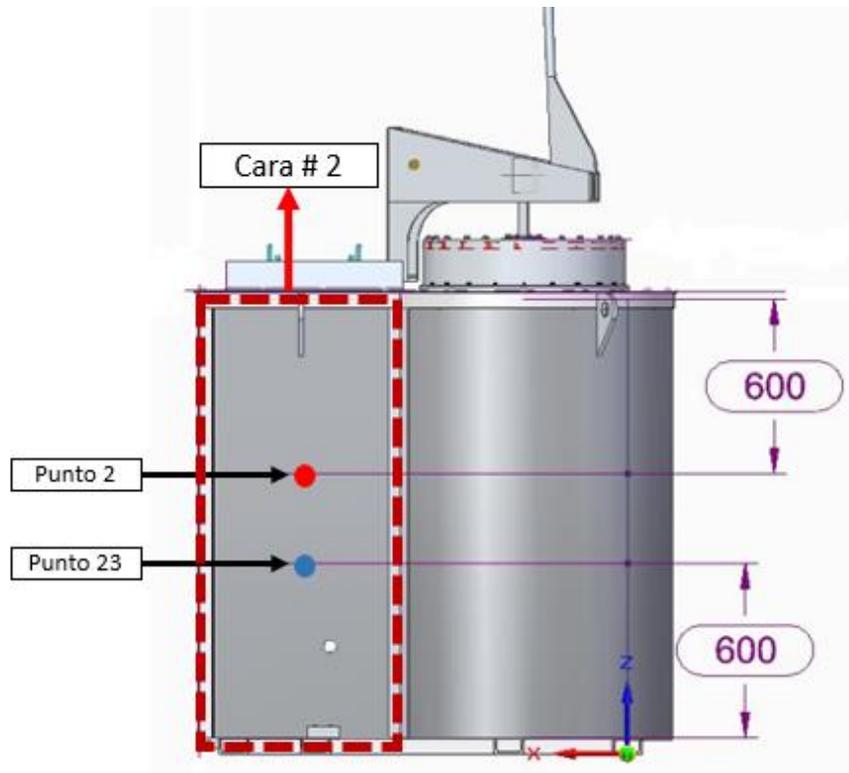


Figura 3-3: Ubicación puntos 2 y 23 en el horno.

La Figura 3-4 se muestra la distribución de los puntos de medición de temperatura seleccionados en campo para la cara externa del horno # 3 (puntos 3, 4, 5, 20, 21 y 22).

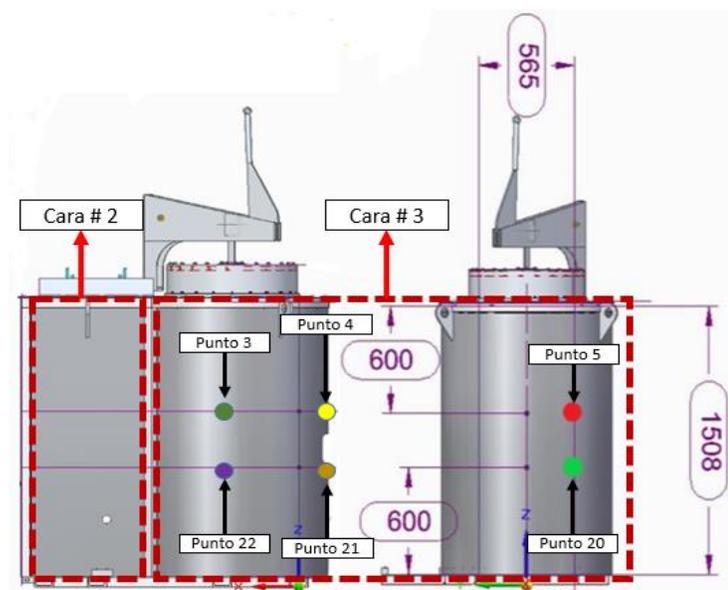


Figura 3-4: Ubicación puntos 3, 4, 5, 20, 21 y 22 en el horno.

La Figura 3-5 muestra la distribución de los puntos de medición de temperatura seleccionados en campo para la cara externa del horno # 4 (puntos 24 y 19).

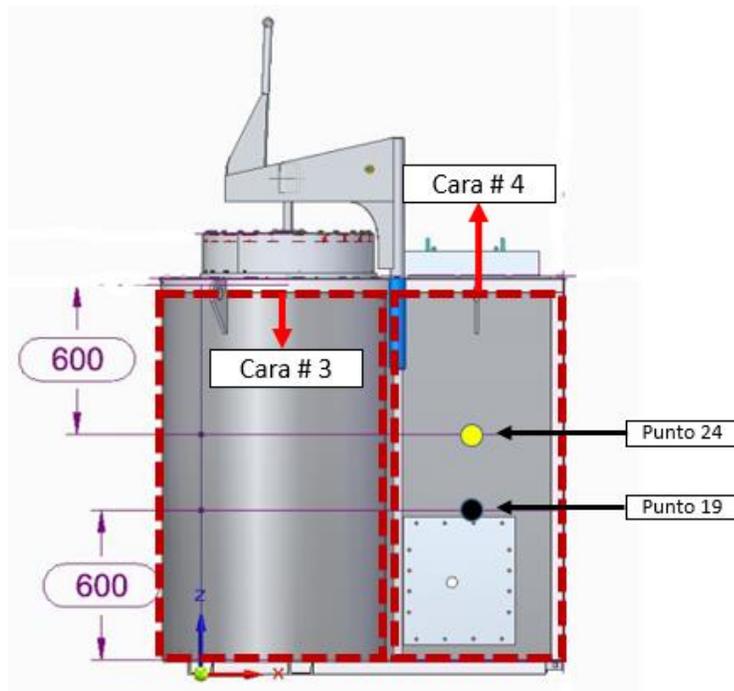


Figura 3-5 : Ubicación puntos 19 y 24 en el horno.

La Figura 3-6 muestra la distribución de los puntos de medición de temperatura seleccionados en campo de la cara externa superior del horno #5 (puntos 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 13).

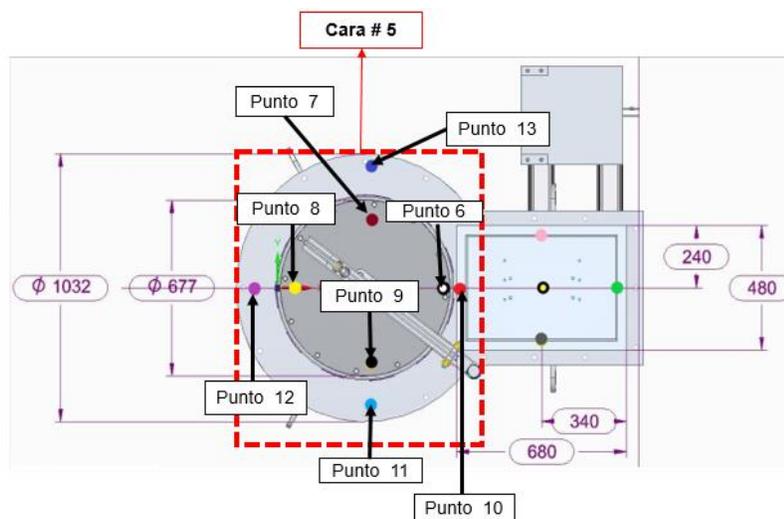


Figura 3-6: Ubicación puntos 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 13 en el horno

La Figura 3-7 muestra la distribución de los puntos de medición de temperatura seleccionados en campo, ubicados en la cara externa superior del horno # 6. Allí se observa la posición de los puntos 14,15,16 y 17.

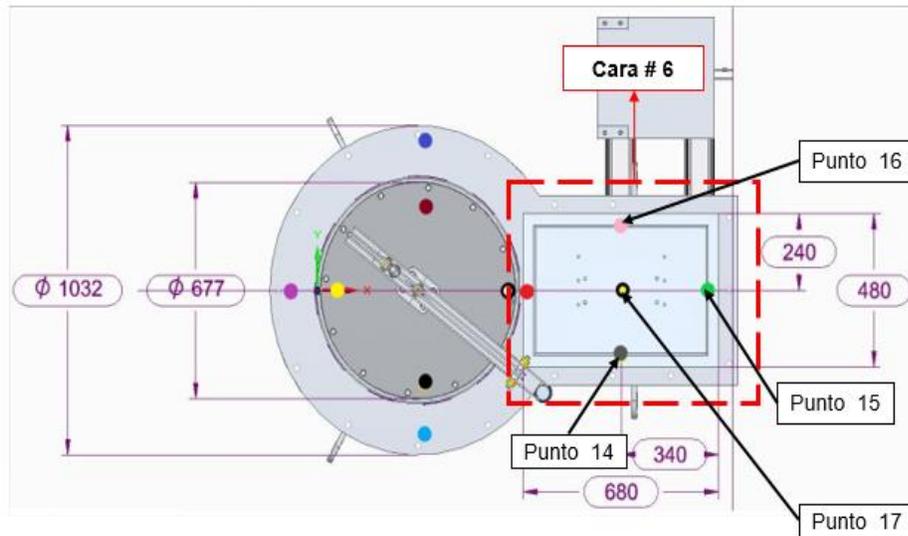


Figura 3-7: Ubicación puntos los puntos 14,15,16 y 17 en el horno.

Los resultados obtenidos anteriormente son complementados con mediciones de un estudio termográfico realizado por la empresa de ELECTROPARTES S.A.S, la cual utilizó una cámara termográfica Fluke TI105 y entregó el respectivo informe de la termografía. Los resultados experimentales fueron validados con la termografía tomando como referencia puntos de medición seleccionados de la figura 3-4.

3.1.3 Determinación de pérdidas de calor por paredes

Los datos de temperatura superficial permitieron evaluar las pérdidas de calor por convección y radiación de las paredes del horno hacia los alrededores. Para la convección se utilizó la ley de enfriamiento de Newton. Esta ley permite determinar la transferencia de calor por convección de una superficie sólida de área A_s , a una temperatura superficial promedio T_s , hacia un fluido cuya temperatura promedio es T_∞ :

$$\dot{Q}_{Convección} = h A_S (T_S - T_{\infty}) \quad (1)$$

En este trabajo se asumió un coeficiente convectivo h de $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$, el cual es un valor típico de la convección natural (Cengel & Ghajar, 2015).

Adicionalmente se consideró la fórmula de la transferencia de calor por radiación, para tener en cuenta el calor que se pierde por radiación desde las paredes externas a los alrededores:

$$\dot{Q}_{radiación} = \varepsilon \sigma A_S (T_S^4 - T_{ALR}^4) \quad (2)$$

Tanto T_s como T_{ALR} deben estar en K en la anterior ecuación. Por otra parte, la emisividad ε es una variable adimensional que puede tomar valores entre 0 y 1 y que depende del material y el acabado superficial. Para un cuerpo negro ideal, $\varepsilon = 1$ (en la práctica, todos los cuerpos emiten menos radiación que un cuerpo negro). La constante de Stefan-Boltzmann representada por la letra griega σ y corresponde a $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$. En este trabajo, las emisividades de las paredes se obtuvieron de datos reportados en la literatura (Cengel & Ghajar, 2015).

Para hallar la pérdida de calor total por una pared se suman las pérdidas por convección y radiación, es decir:

$$\dot{Q}_{Perdido \text{ por pared}} = \dot{Q}_{Convección} + \dot{Q}_{radiación} \quad (3)$$

Para hallar la pérdida de calor total en el horno se suman las pérdidas por cada pared, es decir:

$$\dot{Q}_{Perdidas} = \sum_{\substack{\text{todas las} \\ \text{paredes} \\ \text{del horno}}} \dot{Q}_{Perdido \text{ por pared}} \quad (4)$$

Basados en estos cálculos se puede establecer el estado en el cual está trabajando el horno y se puede proponer una estrategia de mejoramiento del aislamiento térmico en zonas donde se evidencia una pérdida de calor significativa.

3.1.4 Balance energético del horno actual

El horno considerado en este trabajo es un sistema cerrado que esencialmente opera en estado estacionario. Para esta clase de sistemas, el balance de energía se puede escribir como:

$$\dot{Q}_{\text{Entrada Proceso}} + \dot{W}_{\text{ventilador}} - \dot{Q}_{\text{Carga}} - \dot{Q}_{\text{Perdidas}} = 0 \quad (5)$$

La energía que se utiliza para calentar la carga se calcula también a partir de un balance de primera ley de la termodinámica:

$$\dot{Q}_{\text{Carga}} = \frac{m_{\text{total}}}{\Delta t} C_P (T_{\text{final}} - T_{\text{inicial}}) \quad (6)$$

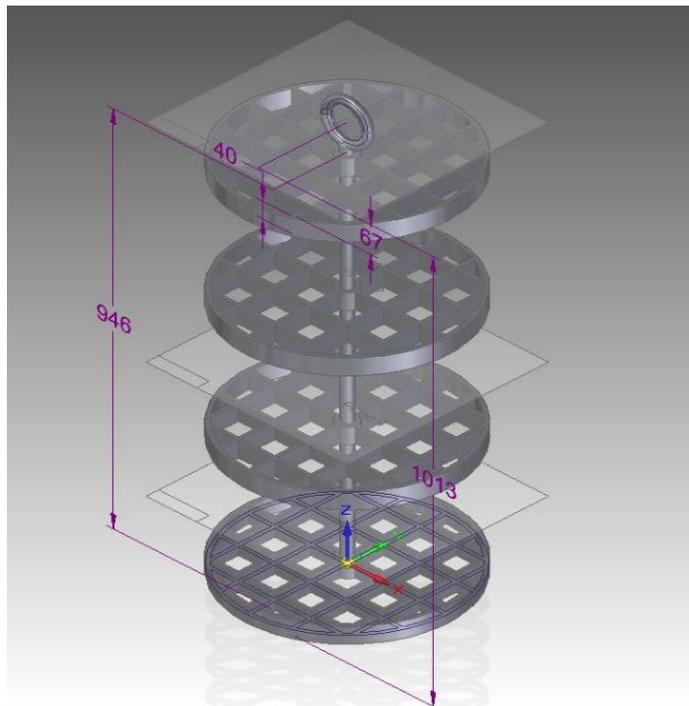
Por balance se determina la entrada de energía al proceso y se compara con los datos de potencia eléctrica obtenidos en sitio. La eficiencia térmica del horno se puede obtener a partir de la siguiente ecuación:

$$\eta_{\text{termica}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Carga}}}{\dot{Q}_{\text{Entrada Proceso}} + \dot{W}_{\text{ventilador}}} \quad (7)$$

En la Tabla 3-1 se detallan las propiedades del acero Inoxidable AISI 304, el cual es utilizado para la fabricación de la canasta en donde se ubican las piezas para el tratamiento térmico, cuyo volumen es $6,99 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ y que es presentada en la Figura 3-.

Tabla 3-1: Propiedades del acero Inoxidable AISI 304 (SolidEdge, 2018)

Nombre de la Propiedad	Valor
Densidad	8027 kg/m ³
Coefficiente de expansión térmica	0,000014 °C ⁻¹
Conductividad Térmica	0,017 kW/(m °C)
Calor específico	502 J/kg-C
Módulo de elasticidad	193053,193 MPa
Coefficiente de Poisson	0,290
Límite de elasticidad	255,106 MPa
Tensión de rotura	579,160 MPa

**Figura 3-8:** Geometría de canasta en acero Inoxidable AISI 304.

3.2 Evaluación numérica del horno actual

Se realizó el diseño estructural del horno en el software de diseño computacional Solid Edge ST9, para así luego ser importado para ser base de simulación en el software de simulación computacional de fluidos CFD. La simulación se realizó en el software ANSYS en uno de sus módulos de simulación llamado FLUENT (ANSYS, 2018) y esta simulación del proceso se realizó basados en las temperaturas obtenidas en campo del proceso de tratamientos térmicos por calentamiento de resistencias eléctricas.

Para resolver las simulaciones se utilizó un ordenador que soporta los requisitos computacionales impuestos por cualquier malla computacional y por los modelos escogidos. Las características técnicas del equipo utilizado se describen en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2: Características del ordenador utilizado para la realización de este trabajo

Procesador	Intel® Core™ i7-8700K
Memoria RAM	16,00 GB
Disco Duro rígido	1TB
Placa Madre	Z370
Sistema operativo	Windows 7
Tipo de sistema	64 bits
Tipo de refrigerador	Enfriador de CPU líquido Hydro Series™ H60 de alto rendimiento

Luego de haber realizado el ensamble total se procedió con la exportación de esta geometría al software ANSYS 18.1 en su módulo FLUENT, para así dar comienzo a establecer las propiedades con las cuales se va a realizar la simulación del horno.

3.2.1 Ecuaciones de transporte

Los métodos basados en las ecuaciones promedio de Navier-Stokes (RANS) son el enfoque predominante en aplicaciones de CFD de ingeniería, para la combustión de flujos que involucran geometrías de flujo complejas (Raman & Hassanaly, 2019)(Jiyuan, Guan-Heng, & Chaoqun, 2018). Este enfoque se utiliza en este trabajo para reducir los costos computacionales de simular, particularmente los flujos de combustión, comparado por ejemplo con otras metodologías tales como la simulación de grandes escalas (LES).

Las ecuaciones de transporte RANS que se resuelven numéricamente en la simulación realizada en este trabajo son:

- Continuidad:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}}) = 0 \quad (8)$$

- Momento:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}}) + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}} \tilde{\mathbf{v}}) = \nabla \cdot [\mu_t (\nabla \tilde{\mathbf{v}} + \nabla \tilde{\mathbf{v}}^T)] - \frac{2}{3} \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}} \tilde{\mathbf{v}} \tilde{\mathbf{v}}) - \nabla \bar{p} + \bar{\rho} \mathbf{g} \quad (9)$$

En la ecuación de momento los esfuerzos de Reynolds $-\nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}} \tilde{\mathbf{v}})$ deben ser modelados. En este análisis se utilizó la hipótesis de Boussinesq:

$$-\bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}} \tilde{\mathbf{v}} = \mu_t (\nabla \tilde{\mathbf{v}} + \nabla \tilde{\mathbf{v}}^T) - \frac{2}{3} (\bar{\rho} \tilde{k} + \mu_t \nabla \cdot \tilde{\mathbf{v}} \mathbf{I}) \quad (10)$$

Donde \tilde{k} es la energía cinética turbulenta: $\tilde{k} = \frac{1}{2} \tilde{\mathbf{v}}' \tilde{\mathbf{v}}'$ y μ_t es la viscosidad turbulenta. Esta viscosidad se obtiene de la siguiente expresión:

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}} \quad (11)$$

Donde $\tilde{\varepsilon}$ es la disipación de la energía cinética turbulenta y $C_\mu = 0,09$. \tilde{k} y $\tilde{\varepsilon}$ se obtienen a partir de ecuaciones de transporte que se muestran a continuación, que corresponden a las ecuaciones del **modelo k-ε estándar de turbulencia** utilizado en esta investigación. Este es un modelo ampliamente validado, que ha sido utilizado en estudios similares por otros autores (Barreira Duarte, 2013; Nieckele et al., 2011; Tu et al., 2017). Otro de los factores influyentes en la calidad y la fiabilidad de los resultados de la simulación CFD, es el Y_+ , definido como una longitud adimensional; la cual es una distancia perpendicular desde el punto más cercano a la pared donde se evalúa la velocidad de fricción (Barrera, Aguirre, Vargas, & Martínez, 2018). En las simulaciones se utilizaron funciones de pared estándar para las cuales el Y_+ debe de estar entre 15 y 100 aproximadamente (ANSYS, 2018).

- Energía cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \bar{k}) + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{v} \bar{k}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \bar{k} \right] - \bar{\rho} \widetilde{v'v'} : \nabla \tilde{v} - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \quad (12)$$

- Disipación de la energía cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \tilde{\varepsilon}) + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{v} \tilde{\varepsilon}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \tilde{\varepsilon} \right] - C_{\varepsilon 1} \bar{\rho} \frac{\tilde{\varepsilon}}{\bar{k}} \widetilde{v'v'} : \nabla \tilde{v} - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{\bar{k}} \quad (13)$$

Donde $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1$ y $\sigma_\varepsilon = 1,3$

- Entalpía:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \bar{H}) + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{v} \bar{H}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{k_t}{C_p} \right) \nabla \bar{H} \right] + S_{radiación} \quad (14)$$

- Ecuación de transferencia radiativa (modelo de ordenadas discretas):

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = a n^2 \sigma \frac{T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (15)$$

El modelo de radiación de ordenadas discretas (DO) resuelve la ecuación de transferencia radiativa para un número finito de ángulos discretos, cada uno asociado a una dirección vectorial \vec{s} en un sistema polar (θ, φ, z) . El método discretiza los ángulos θ y φ en un número finito de subdivisiones y resuelve la ecuación para cada una de esas subdivisiones. Entre mayor número de subdivisiones se realicen más preciso es el resultado, pero el tiempo de análisis que toma el programa aumenta considerablemente. En este trabajo se utilizaron 2x2 subdivisiones.

Es importante definir que el sistema de calefacción o banco de resistencias presentado en este modelo cuenta con detalles minuciosos, los cuales generan que al momento de

realizar el mallado se presenten dificultades de oblicuidad, por lo que fue necesario realizar simplificaciones en la geometría, las cuales incluyen la eliminación de tuercas, arandelas, pines de sujeción, arandelas separadoras cerámicas y alambre tipo khantal A-1 el cual es usado para fabricar las espiras llamadas resistencias. Se considera que estas simplificaciones de la geometría no incurren negativamente los resultados de la simulación. Estas simplificaciones se pueden observar en la Figura 3-9, en donde se muestra una imagen real del sistema de calefacción y la simplificación de la geometría en CAD.

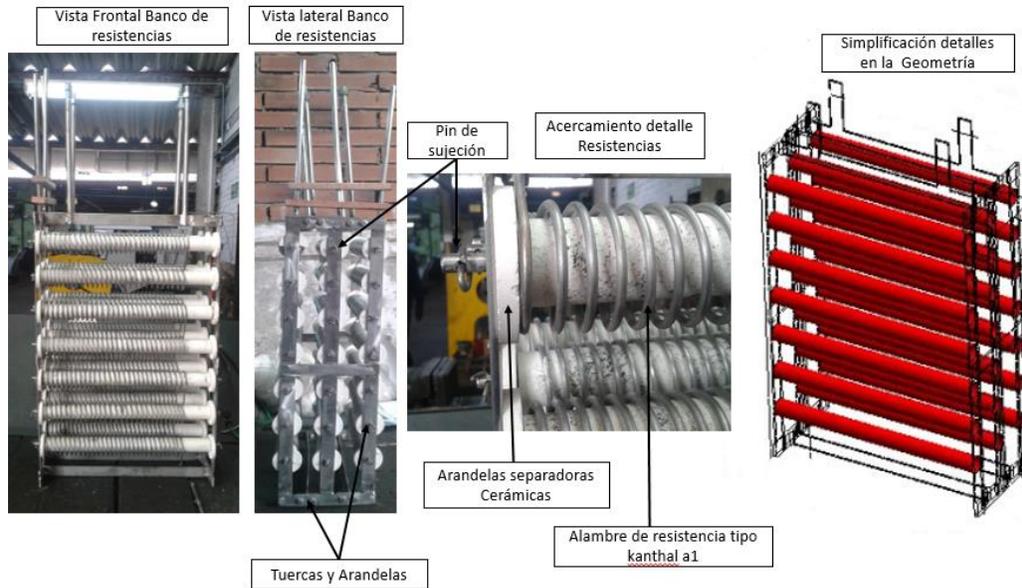


Figura 3-9: Geometría banco de resistencias y simplificación de la geometría en CAD.

Luego de realizar la simplificación entonces fue innecesario simular todo el sistema. En general, las regiones interesantes para este estudio son las relacionadas con la transferencia de calor para el proceso de tratamientos térmicos de aceros en el horno de revenido. Al ser un sistema o una geometría simétrica se procedió a realizar un corte transversal de la figura convirtiendo la geometría en un volumen computacionalmente más fácil de simular.

Las condiciones de frontera en el ANSYS Fluent son definidas de tal manera que representaran los flujos de calor reales de las resistencias y paredes, tal como se describen en la Tabla 3-3. Cabe aclarar que la temperatura de los elementos de calentamiento fue obtenida de manera experimental por medio de los termopares internos del horno. El aire se modela como un gas ideal con propiedades variables (densidad, viscosidad) dependiendo de la temperatura.

Tabla 3-3: Condiciones de contorno de la pared para el escenario base

Nombre de límite	Energía	Momento
Elementos de calentamiento	T = 879,5K Emisividad = 0,85	
Cámara de calentamiento lateral	Flujo de calor = -418 W/m ² Emisividad = 0,65	
Cámara de calentamiento trasera	Flujo de calor = -228 W/m ² Emisividad = 0,65	Pared estacionaria, Condición no-deslizante (gradiente cero)
Cámara de trabajo	Flujo de calor = -269 W/m ² Emisividad = 0,65	
Cámara de calefacción superior	Flujo de calor = -550 W/m ² Emisividad = 0,65	
Todas las otras paredes	Flujo de calor = 0 W/m ² Emisividad = 0,65	
Paredes del ventilador	Flujo de calor = 0 W/m ² Emisividad = 0,85	Pared móvil Condición no-deslizante Velocidad de rotación = 990 rpm

En la Figura 3-8 se muestra el corte transversal de la geometría donde el dominio simulado en este trabajo corresponde a un sistema cerrado sin entradas ni salidas. Debido a la simetría, sólo la mitad del dominio fluido fue simulado.

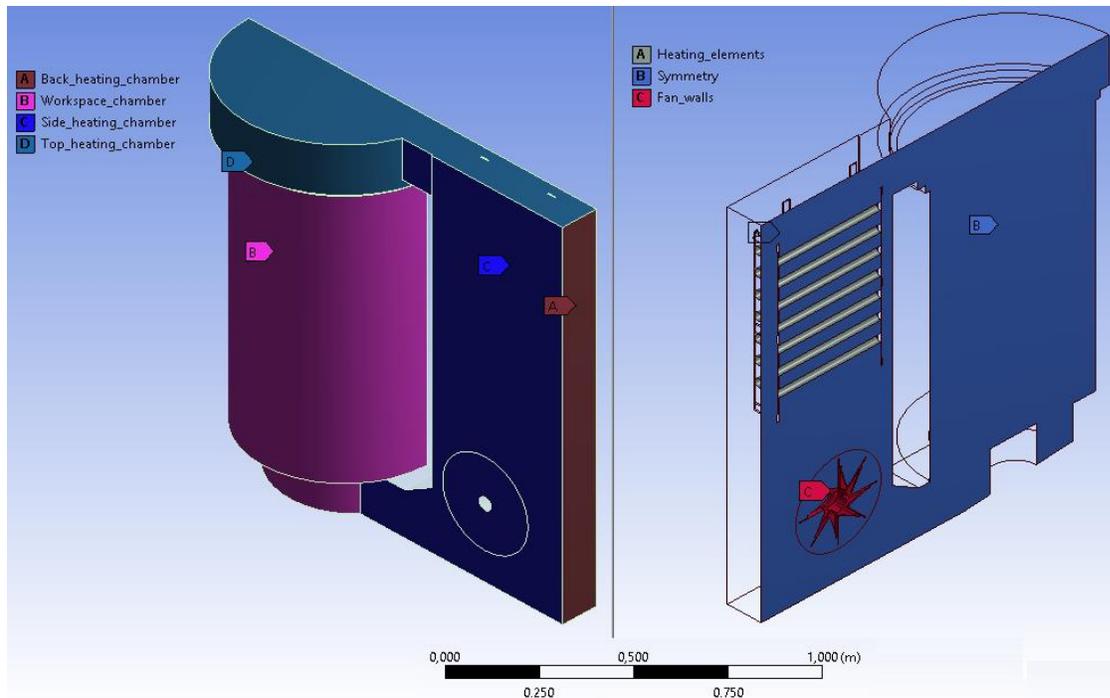


Figura 3-8: Dominio del horno simulado.

En la Tabla 3-4 se presentan los esquemas de discretización utilizados en la simulación con resistencias eléctricas. Se configuran en segundo orden lo que permite una mejor precisión numérica en la obtención de resultados en la simulación CFD.

Tabla 3-4: Métodos de solución y esquemas de discretización para simulación con resistencias eléctricas.

Método	Esquema
Algoritmo de solución de velocidad- presión	Esquema acoplado
Discretización Espacial	
Gradientes	Discretización basada en el teorema de Green-Gauss en los nodos
Presión	Segundo orden
Momento	
Energía cinética turbulenta	
Tasa de disipación turbulenta	Upwind de segundo orden
Energía	
Ordenadas discretas	

En el software ANSYS se modelaron las geometrías del volumen ocupado en las cámaras tanto de combustión como en la cámara de proceso, con una parametrización de sus dimensiones para varias simulaciones. Todas las dimensiones están acuerdo a los planos originales del horno.

3.2.2 Método de marco de referencia móvil (MRF) para dominio rotacional

Es común simular problemas de flujo en los que las ecuaciones de transporte se resuelven en un marco de referencia absoluto. Sin embargo, si una región de flujo involucra partes móviles, la simulación en el marco de referencia absoluto ya no puede tratarse como un problema constante (Peng, Li, Geng, & Yan, 2018). Esto dificulta el proceso de resolución, y el empleo de una técnica de malla dinámica consumiría una gran cantidad de recursos informáticos (Berger & Olinger, 1984). Afortunadamente, el MRF es una técnica de modelado de estado estable muy eficiente que se puede utilizar sin necesidad de requisitos adicionales en recursos computacionales.

El método MRF fue utilizado por (Lee et al., 2017) en una investigación numérica en la cual se estudió la influencia de la velocidad del ventilador y la inyección de gas en remolinos en un horno utilizado para nitro carburación, obteniendo aumento en la transferencia de calor convección al lograr mezclar los gases de combustión por medio de la velocidad del ventilador.

Este método tiene grandes ventajas en la simulación de máquinas rotativas. A través del método MRF, la región del fluido se divide en dos tipos de zonas: estacionarias y en movimiento. Y el marco de referencia correspondiente se configuraría para cada zona. Con la ayuda del enfoque de FR (marco de referencia), la velocidad puede transformarse de un marco estacionario en un marco en movimiento usando las siguientes ecuaciones:

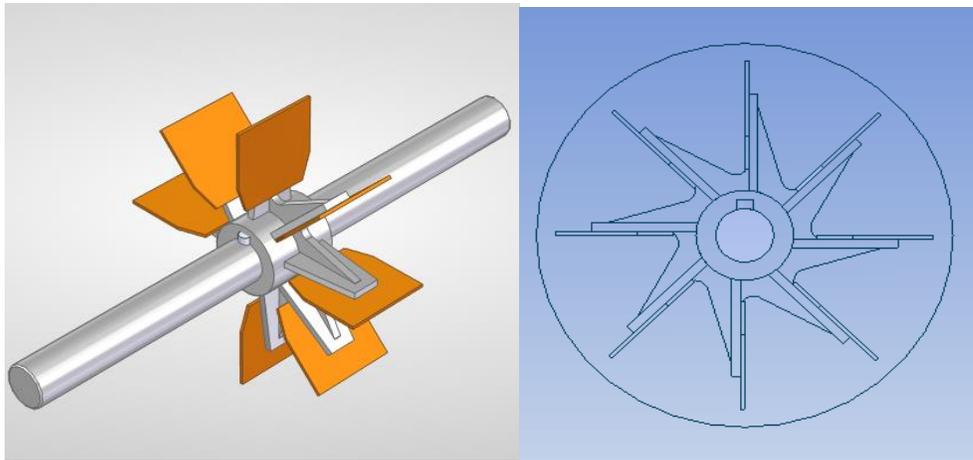
$$\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{U}_r \quad (16)$$

$$\vec{U}_r = \vec{V}_t + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (17)$$

En las ecuaciones anteriores \vec{V}_r es la velocidad relativa (la velocidad vista desde el marco en movimiento), \vec{V} es la velocidad absoluta (la velocidad vista desde el marco estacionario), \vec{U}_r es la velocidad del marco móvil en relación con la inercial marco de

referencia, \vec{V}_t es la velocidad de marco de traslación, \vec{W} es la velocidad angular, y \vec{r} es un vector de posición desde el origen del marco en movimiento. Las transformaciones de velocidad ocurren en las interfaces entre las zonas estacionarias y las zonas en movimiento (Peng et al., 2018).

Un punto importante es que el método MRF con FR no tiene en cuenta el movimiento relativo entre dos zonas y la malla permanece estacionaria en la simulación, como se presenta en la siguiente figura. Por esto se le conoce como enfoque de "rotor congelado", ya que congela las partes móviles en una posición específica y observa el campo de flujo instantáneo en esta posición.



(a) Geometría del recirculador

(b) Dominio configurado con MRF

Figura 3-9: Dominio del recirculador simulado con método MRF.

3.2.3 Estimación del coeficiente convectivo hacia la carga

Para llevar a cabo los cálculos de transferencia de calor del horno hacia la carga, se tomaron varias correlaciones empíricas reportadas en la literatura (Incropera & DeWitt, 2009). La primera es la correlación de Hilpert:

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (18)$$

donde las Constantes C y m se obtienen de la Tabla 3-5 y dependen del número de Reynolds. Esta ecuación se puede utilizar para el cálculo de transferencia de calor de gases sobre cilindros de sección transversal no circular, con longitud característica D. Para este caso el número de Reynolds se define de la siguiente forma:

$$Re_D = \frac{V_D}{\nu} \quad (19)$$

Donde V es la velocidad promedio del fluido, D es el diámetro y ν es la viscosidad cinemática del fluido. Por otra parte, el número de Prandtl es un número adimensional que relaciona la viscosidad cinemática (ν) y la difusividad térmica (α), tal como se define en la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (20)$$

Tabla 3-5 : Coeficientes de la correlación de Hilpert (Incropera & DeWitt, 2009).

Re_D	C	m
0.4 – 4	0,989	0,330
4 - 40	0,911	0,385
40 - 4000	0,683	0,466
4000 - 40.000	0,193	0,618
40.000 - 400.000	0,027	0,805

Otra correlación que se utiliza es la desarrollada por Zukauskas, que se presenta a continuación:

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (21)$$

donde las constantes C y m se obtienen de la Tabla 3-6.

Tabla 3-6: Coeficientes de la correlación de Zukasuskas (Incropera & DeWitt, 2009)

Re_D	C	m
1 - 40	0,75	0,4
40 - 1000	0,51	0,5
$10^3 - 2 \times 10^5$	0,26	0,6
$2 \times 10^5 - 10^6$	0,076	0,7

Adicional a estas correlaciones, también se utilizó la expresión de Churchill y Bernstein (Incropera & DeWitt, 2009), donde todas las propiedades se evalúan a temperatura de película:

$$\overline{Nu_D} = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (22)$$

3.3 Simulaciones del horno a gas

Haciendo uso de la geometría del horno utilizada para la simulación del proceso de calentamiento por resistencias eléctricas, se plantearon tres posiciones de un quemador de gas natural los cuales reemplazan el banco de resistencias como fuente de calor. En estos tres diseños se varió la posición del quemador en el horno.

Para las simulaciones se utilizaron relaciones de aire / combustible mayor a 1 para evitar las pérdidas de energía debido a la formación de inquemados. Se analizó el efecto de la potencia térmica en el rango entre 45-55kW. Los parámetros que determinaron cual posición fue la adecuada para ser integrada en el horno comprendieron: mezclado aire / combustible, velocidades del flujo de gases y campos de temperaturas internas.

En este trabajo se utilizó el modelo de combustión Steady Laminar Flamelet (SFM) (ANSYS, 2018) (Peters, 1988). Este modelo asume que la llama turbulenta se puede representar como una zona de reacción muy delgada, en comparación con la escala de turbulencia de forma que el comportamiento local de la llama se considera laminar. Las fracciones másicas y la temperatura pueden ser calculadas con mecanismos cinéticos complejos y pueden ser comparadas con mediciones en llamas a contraflujo. Los dos parámetros que definen a un flamelet son la fracción de mezclado y la tasa de disipación escalar (Bray, 2016). Una ventaja de este método es que la química puede ser calculada y tabulada antes de correr la simulación y solo se necesita resolver dos ecuaciones de transporte adicionales (una por parámetro) (Hochgreb, 2019).

Para modelar la radiación se utilizó el modelo de ordenadas discretas (DO). Este modelo discretiza cada octante del espacio angular en ángulos polar y azimutales. Para cada uno de estos ángulos se resuelve la ecuación de radiación.

En la combustión, la atmósfera al interior del horno consiste principalmente de CO_2 y H_2O los cuales tienen fuertes bandas de absorción, por lo que el gas debe ser tratado como gas gris (gas que participa de la radiación). Esta suposición hace que el tiempo de cálculo computacional incremente dramáticamente. El modelo WSGGM (weighted sum of gray-gases model, modelo ponderado de suma de gases grises) se utilizó en este trabajo (Coppalle & Vervisch, 1983), (T. F. Smith, Shen, & Friedman, 2009). En ese modelo la emisividad de la mezcla de gases se calcula como la suma de la emisividad de todos los gases grises combinándolos con un factor de ponderación.

En otros estudios realizados en hornos con combustión de gas natural se han reportado los modelos de combustión y modelos de turbulencia mostrados en la Tabla 3-7:

Tabla 3-7: Modelos de turbulencia y combustión reportados en otros estudios

Investigación	Modelo de turbulencia	Modelo de combustión
(Tu et al., 2017)	k- ϵ	Modelo Eddy dissipation concept
(Barreira Duarte, 2013)	k- ϵ RNG	Modelo Flamelet
(Nieckele et al., 2011)	k- ϵ	Modelo Eddy dissipation

3.3.1 Ecuaciones de transporte en combustión a gas

Adicionalmente a las ecuaciones de continuidad, momento y energía, en esta parte del trabajo se resolvieron ecuaciones de transporte para la fracción de mezclado y su varianza.

La fracción de mezclado f se define como:

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,oxidante}}{Z_{i,combustible} - Z_{i,oxidante}} \quad (23)$$

Donde Z es la fracción másica elemental de la especie i . La fracción de mezclado se puede ver como una medida de la fracción másica elemental que se origina desde la entrada de combustible. Es fácil ver que en la entrada de combustible $f = 1$ y en la de oxidante $f = 0$. En cualquier otro punto dentro del dominio computacional, la fracción de mezclado tendrá un valor entre 0 y 1. Si las difusividades de todas las especies químicas se consideran iguales (suposición razonable en flujo turbulento), la definición de f es única.

Cabe recordar que en la metodología RANS de simulación de flujo turbulento, las variables instantáneas se descomponen en promedio y fluctuación (en este caso $f = \bar{f} + f'$ respectivamente) y solo se resuelven ecuaciones de transporte para los promedios:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{f}) + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\nu} \bar{f}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_t} \right) \nabla \bar{f} \right] \quad (24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \overline{f'^2}) + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\nu} \overline{f'^2}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_t} \right) \nabla \overline{f'^2} \right] + C_g \mu_t (\nabla \bar{f})^2 - C_d \bar{\rho} \frac{k}{\varepsilon} \overline{f'^2} \quad (25)$$

Interacción de la turbulencia con la cinética química

Las relaciones entre la fracción de mezclado, la fracción de especies químicas y temperatura son conocidas cuando se asume equilibrio químico. La predicción del FLUENT del flujo reactivo turbulento está, sin embargo, más enfocado en los valores medios que en los valores instantáneos de estos escalares (ANSYS, 2018). La forma en que estos valores medios están relacionados con los valores instantáneos depende del modelo de

interacción de la turbulencia con la cinética química. FLUENT aplica el enfoque de la forma asumida de la función densidad de probabilidad de f (PDF) como modelo de cierre, cuando se utiliza el modelo de combustión de llama de difusión (Barreira Duarte, 2013).

Donde, $p(f)$ PDF, se puede ver como una fracción del tiempo que el fluido pasa cerca del valor f . En la Figura 3-10 se muestra la evolución de la fracción de mezclado a lo largo del tiempo T en un punto del flujo (en el lado derecho) y la función de densidad de probabilidad de f (en el lado izquierdo). El valor oscilatorio de f ocupa una fracción de tiempo en el período T dado por $\Delta f * p(f)$, asumiendo valores tales que, dentro del área debajo de la curva en la anchura descrita, Δf es igual a la fracción de tiempo f que pasa en este dominio (Barreira Duarte, 2013)

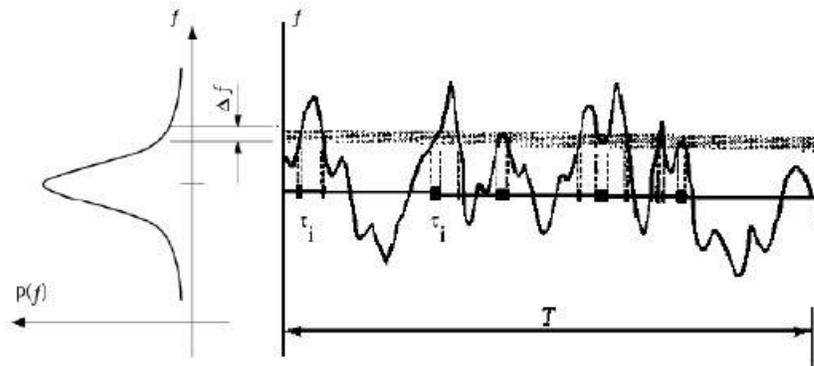


Figura 3-10: Representación gráfica de la función densidad de probabilidad de f , $p(f)$ (Barreira Duarte, 2013)

Determinación de los valores medios de los escalares dependientes de f

La función de densidad de probabilidad $p(f)$, que describe las fluctuaciones de (f) en el flujo turbulento, puede ser usada para calcular los valores medios de otras variables escalares que dependen de f , es decir $\bar{\phi}_i$. Esta se puede obtener (en sistemas adiabáticos) a través de la ecuación presentada a continuación:

$$\bar{\phi}_i = \int_0^1 p(f) \phi_i(f) df \quad (26)$$

En esta ecuación $\phi_i(f)$ es la relación de dependencia entre ϕ_i y f , asumiendo equilibrio en el presente caso.

La forma de la PDF asumida, $p(f)$, es descrita por la función β , que más cerca representa PDFs observadas experimentalmente, y depende solamente de la fracción media de mezcla \bar{f} , y de su varianza $\overline{f'^2}$. La forma de la función β de PDF se describe por las siguientes ecuaciones (Barreira Duarte, 2013):

$$p(f) = \frac{f^{a-1} (1-f)^{\beta-1}}{\int f^{a-1} (1-f)^{\beta-1} df} \quad (27)$$

Donde:

$$a = \bar{f} \left[\frac{\bar{f}(1-f)}{\overline{f'^2}} - 1 \right] \quad (28)$$

$$\beta = (1-f) \left[\frac{\bar{f}(1-f)}{\overline{f'^2}} - 1 \right] \quad (29)$$

Teniendo las previsiones de f y $\overline{f'^2}$ en cada punto del flujo, se utilizan las ecuaciones de transporte de la fracción de mezcla. La forma de la PDF asumida permite usarla como la función ponderadora para determinar los valores medios de la fracción másica de especies.

Como el caso del horno analizado implica transferencia de calor por las paredes y los discos, el sistema tendrá que ser considerado no adiabático. En tales sistemas el estado local termoquímico no puede ser función sólo de f , sino también de la entalpía H (Barreira Duarte, 2013).

En sistemas no adiabáticos, las fluctuaciones turbulentas deben ser consideradas por medio de la función densidad de probabilidad conjunta $p(f, H)$. La computación de $p(f, H)$, sin embargo, es demasiado costosa computacionalmente para la mayoría de los problemas de ingeniería. El problema puede ser simplificado significativamente si se asume que las fluctuaciones de entalpía son independientes del nivel local del valor de la entalpía (es decir, las pérdidas de calor no afectan significativamente a las fluctuaciones turbulentas de la entalpía) (Peters, 1988). Con esta consideración $p(f, H)$, y $p(f) \delta(H - \bar{H})$, los escalares medios se calculan a través de la ecuación que se presenta a continuación. En la expresión anterior δ representa la función Delta de Dirac, y H la entalpía media total.

$$\bar{\phi}_i = \int_0^1 \phi_i(f, \bar{H}) p(f) df \quad (30)$$

En sistemas no adiabáticos, la entalpía no está linealmente relacionada con la fracción de mezclado, sino que depende también del calor transferido por las paredes (Barreira Duarte, 2013)

Basados en las ecuaciones anteriores y en los métodos de simulación anteriormente descritos se configuraron los esquemas de discretización utilizados en la simulación con combustión de gas natural y estos se presentan en la Tabla 3-8. Se puede ver que se agregan los métodos de fracción de mezclado y varianza de fracción de mezclado los cuales corresponden a las ecuaciones del modelo de combustión utilizados.

Tabla 3-8: Métodos de Solución y esquemas de Discretización para simulación con gas natural

Método	Esquema
Algoritmo de solución de velocidad- presión	Esquema acoplado
Discretización Espacial	
Gradientes	Discretización basada en el teorema de Green-Gauss en los nodos
Presión	Segundo orden
Momento	
Energía cinética turbulenta	
Tasa de disipación turbulenta	
Energía	Upwind de segundo orden
Ordenadas discretas	
Fracción de mezclado	
Varianza de la fracción de mezclado	

3.3.2 Malla computacional para el horno a gas

Una vez realizada la geometría se procedió a realizar la discretización espacial (mallado) en el módulo Meshing del ANSYS. En las simulaciones del horno a gas fue necesario aplicar adicionalmente una técnica distinta en el proceso de mallado, en comparación con las simulaciones eléctricas. En este caso fue necesario utilizar una metodología de refinado adaptativo de malla (AMR), la cual refina la malla dependiendo de los resultados de la simulación, lo que permite capturar mejor los detalles de la llama.

Los algoritmos de refinamiento de malla adaptativa (AMR), (Berger & Olinger, 1984) permiten que las celdas de la malla se adapten automáticamente a la solución de las ecuaciones de transporte y esto presenta una alta efectividad para tratar problemas con múltiples escalas (Gao & Groth, 2010a), proporcionando la resolución espacial requerida y minimizando los requisitos de memoria y almacenamiento.

Existen numerosos estudios de combustión con mallas tetraédricas o mallas no estructuradas, en los cuales se utilizan grandes recursos computacionales en zonas de las

geometrías que no influyen en los resultados numéricos (Carpio, Luis, & Vera, 2016; Józwiak, Hercog, Kiedrzyńska, & Badyda, 2019; Meziane & Bentebliche, 2019; Selle et al., 2004; Zhukov & Heinrich, 2019). Estas investigaciones presentan una oportunidad en la aplicación del método AMR en procesos con flujo reactivo con mallas no estructuradas, ya que brindan la opción de mejorar el refinamiento de zonas influyentes en resultados, utilizando los recursos computacionales de una forma más focalizada

En un estudio realizado en 2010 (Gao & Groth, 2010b), se ha mostrado el uso de un algoritmo AMR para un flujo de combustión turbulento complejo con una geometría física relativamente compleja. Las predicciones numéricas se compararon satisfactoriamente con los datos experimentales, demostrando la validez y el potencial del enfoque de los algoritmos AMR para predecir características de escala fina de llamas turbulentas complejas no premezcladas.

En este trabajo se utilizó el enfoque del gradiente en el refinamiento de la malla, disponible en el ANSYS FLUENT (ANSYS, 2018), para el cual se tiene que:

$$|e_i| = (A_{celda})^{\frac{r}{2}} |\nabla f| \quad (31)$$

Donde e_i es un indicador de error, A_{celda} es el área de la celda, r es el peso del gradiente de volumen (es valor entre 0 y 1) y ∇f es la norma euclidiana del gradiente de la variable de campo f que se desea refinar.

Este enfoque de mallado es utilizado para problemas con cambios fuertes en las variables, por ejemplo, en los flujos supersónicos o en los fluidos reactivos. Para este trabajo se utilizó el gradiente de velocidad y temperatura como variables sobre las cuales se refinó la malla.

Para especificar el gradiente a refinar, se normalizó el error al dividirlo por su valor máximo en el dominio. Cada mallado se refinó automáticamente cada 200 iteraciones utilizando un umbral de normalizado de 0,1 para el gradiente normalizado de velocidad y luego de alcanzar convergencia se hizo lo mismo utilizando el gradiente normalizado de temperatura. Para garantizar refinado solo en la zona cercana a la llama, se generó una sección de corte cilíndrica artificial en la zona cercana a la reacción, tal como se muestra en la Figura 3-11 a continuación.

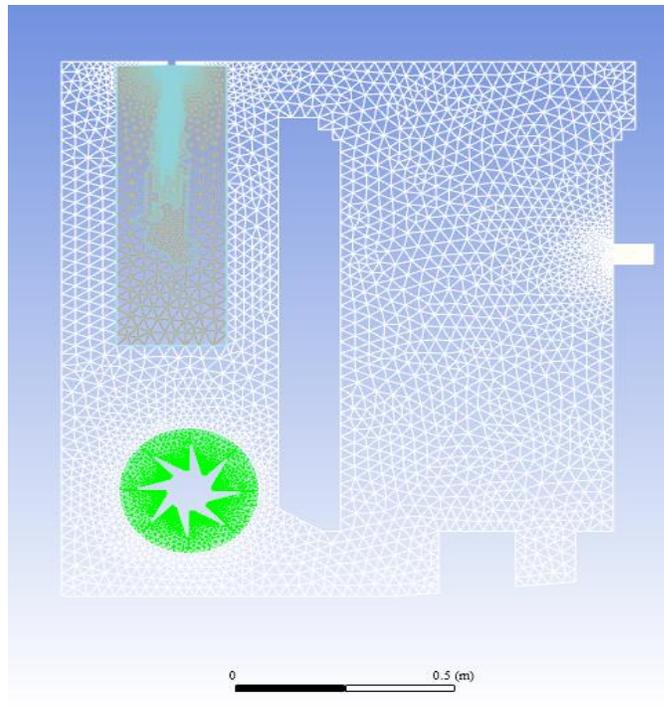


Figura 3-11: Representación gráfica del mallado utilizando el método AMR en la geometría de generación de calor (sección gris)

En esta figura se presenta el mallado general del horno, discriminando las secciones en donde es necesario refinar con más calidad como lo son la sección de combustión y frente de llama y el recirculador. El recirculador (sección verde) se configura con el método de marco de referencia móvil (MRF) para dominio rotacional como se describe en la sección 3.2.2 Método de marco de referencia móvil (MRF) para dominio rotacional de la presente investigación.

En la Figura 3-12 se ilustra el uso de la adaptación de gradiente para refinar la solución en un flujo supersónico sobre un cuerpo. Esta figura presenta la geometría antes de la adaptación y la malla resultante después de la adaptación de malla.

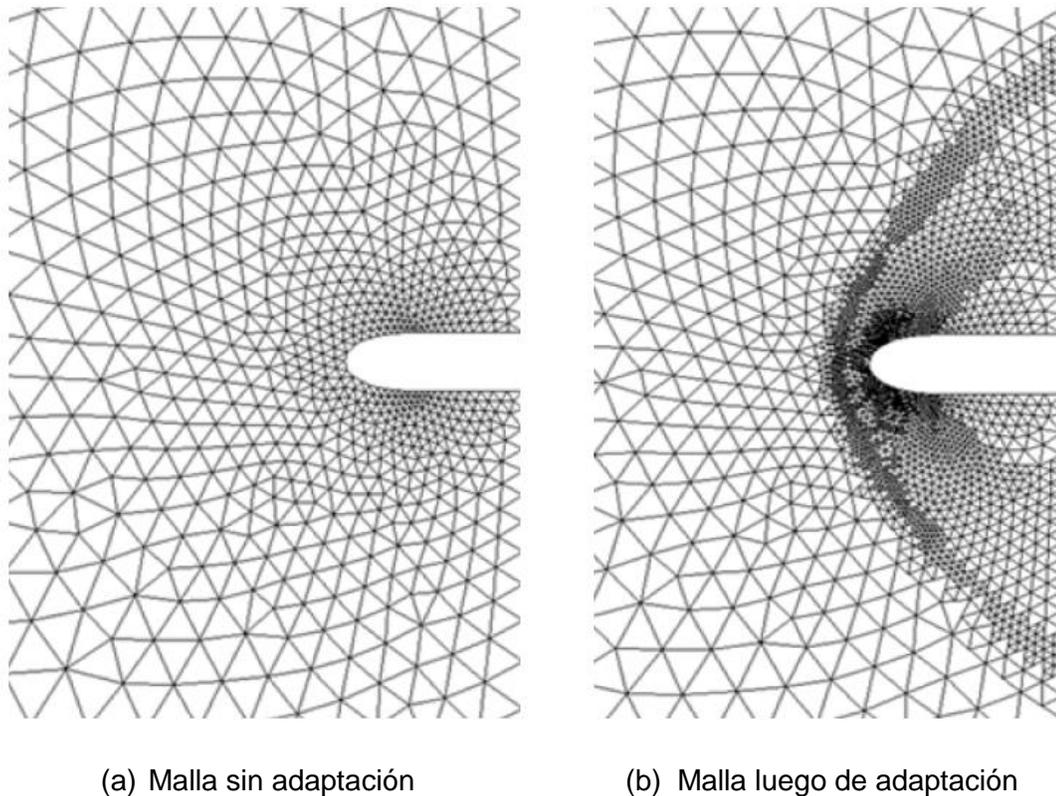


Figura 3-12: Diferencia entre malla sin adaptar y adaptada (ANSYS, 2018)

3.3.3 Balance de masa y energía con combustión a gas natural

Para la validación de las simulaciones a gas, es necesario realizar un balance de masa en el interior del horno:

$$\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{combustible} = \dot{m}_{Gases\ Combustión} \quad (32)$$

Si se considera el horno como un volumen de control, el balance de energía para el sistema en estado estable es:

$$\dot{E}_{Entrada} = \dot{E}_{Salida} \quad (33)$$

La energía de entrada al sistema corresponde a:

$$\dot{E}_{Entrada} = \dot{m}_{aire} h_{aire} + \dot{m}_{combustible} h_{combustible} + \dot{w}_{ventilador} \quad (34)$$

La entalpía másica del aire se puede evaluar a partir de:

$$h_{aire} = Y_{O_2} h_{O_2} + Y_{N_2} h_{N_2} \quad (35)$$

Donde $Y_{O_2} = 0,233$ y $Y_{N_2} = 0,767$ para el aire, asumiendo 21% de O_2 en volumen.

Se debe recordar que la fracción másica Y de una especie i se define como:

$$Y_i = \frac{m_i}{m_{Total\ de\ la\ mezcla}} = \frac{X_i MW_i}{\sum X_i MW_i} \quad (36)$$

Donde X es la fracción molar (equivalente a la fracción volumétrica para gases ideales) y MW es el peso molecular.

La entalpía másica del combustible se puede evaluar a partir de las fracciones másicas y entalpías de cada componente i del gas:

$$h_{combustible} = \sum_i Y_i h_i \quad (37)$$

La energía de salida del sistema corresponde a:

$$\dot{E}_{Salida} = \dot{Q}_{Paredes} + \dot{m}_{Gases\ combustión} h_{Gases\ combustión} \quad (38)$$

Los gases de combustión para una reacción de gas natural con exceso de aire se consideran como una mezcla de dióxido de carbono, agua, nitrógeno y oxígeno:

$$h_{Gases\ combustión} = Y_{CO_2} h_{CO_2} + Y_{H_2O} h_{H_2O} + Y_{O_2} h_{O_2} + Y_{N_2} h_{N_2} \quad (39)$$

La entalpía másica (kJ/kg) de cada especie se calcula a partir de la entalpía de formación y el delta de entalpía sensible. Este delta es una diferencia entre la entalpía a la temperatura y presión en sitio y la entalpía en el estado de referencia (298 K y 1 atm de presión). Estas últimas entalpías son molares (kJ/kmol) y se identifican con una barra encima de la variable.

$$h = \left[\underbrace{\bar{h}_f}_{\text{formación}} + \underbrace{(\bar{h}_{@T y P \text{ deseada}} - \bar{h}_{O@298 K y 1 atm})}_{\text{sensible}} \right] \frac{1}{MW} \quad (40)$$

En este trabajo las entalpías molares se evaluaron utilizando la librería Coolprop para Excel (Bell, Wronski, Quoilin, & Lemort, 2014) y las entalpías de formación molares utilizando datos disponibles en la literatura (Annamalai & Puri, 2006).

El dosado de la mezcla aire-combustible se puede calcular a partir del porcentaje de exceso de aire:

$$\phi = \frac{100}{(\% EA + 100)} \quad (41)$$

Cabe recordar que el dosado o relación de equivalencia se define como:

$$\phi = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{estequiométrico}}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{Real}}} \quad (42)$$

Donde (A/F) es la relación aire-combustible, evaluada como:

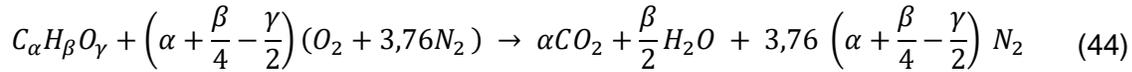
$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\dot{m}_{\text{combustible}}} \quad (43)$$

Para el caso estequiométrico, (A/F) para metano puro es 17,1. Para el dosado existen 3 puntos de operación posibles:

- $\phi < 1$. Este es el caso de combustión con exceso de aire (combustión pobre)

- $\phi = 1$. Este es el caso ideal, correspondiente a la reacción estequiométrica.
- $\phi > 1$. Este es el caso de combustión con defecto de aire (combustión rica)

La reacción estequiométrica de un hidrocarburo genérico $C_\alpha H_\beta O_\gamma$ con aire es (McAllister, Chen, & Fernandez-Pello, 2011):



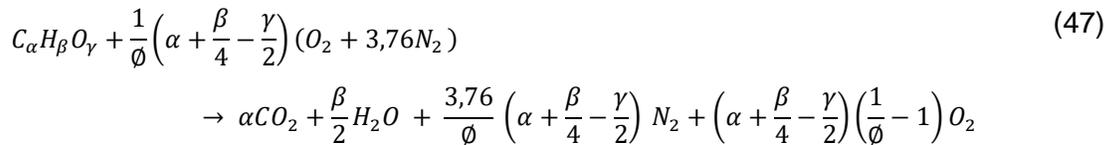
Para esta reacción, la relación (A/F) estequiométrica se puede expresar como:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{estequiométrico}} = \frac{4,76 MW_{\text{aire}} \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right)}{MW_{\text{combustible}}} \quad (45)$$

Donde la masa molar de aire MW_{aire} es aproximadamente 28,84 kg/kmol y $MW_{\text{combustible}}$ es la masa molar del combustible puro. Para un combustible que es una mezcla de varios gases combustibles, la anterior expresión se puede expresar como:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{estequiométrico, mezcla de gases}} = \frac{4,76 MW_{\text{aire}} \sum_i \left[\left(\alpha_i + \frac{\beta_i}{4} - \frac{\gamma_i}{2}\right) X_i\right]}{\sum_i [MW_{\text{combustible } i} X_i]} \quad (46)$$

La reacción con exceso de aire ($\phi < 1$) para un hidrocarburo genérico $C_\alpha H_\beta O_\gamma$ se puede expresar como:



La fracción molar del oxígeno en los productos se obtiene por tanto de:

$$X_{O_2} = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right) \left(\frac{1}{\phi} - 1\right)}{\alpha + \frac{\beta}{2} + \frac{3,76}{\phi} \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right) \left(\frac{1}{\phi} - 1\right)} \quad (48)$$

Siguiendo un procedimiento similar se pueden obtener las otras fracciones molares en los productos de combustión. Si el combustible analizado es una mezcla de gases combustibles, entonces:

$$X_{O_2} = \frac{\sum_i \left[\left(\alpha_i + \frac{\beta_i}{4} - \frac{\gamma_i}{2} \right) X_i \right] \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right)}{\sum_i [\alpha_i X_i] + \sum_i \left[\frac{\beta_i}{2} X_i \right] + \frac{3.76}{\phi} \sum_i \left[\left(\alpha_i + \frac{\beta_i}{4} - \frac{\gamma_i}{2} \right) X_i \right] + \sum_i \left[\left(\alpha_i + \frac{\beta_i}{4} - \frac{\gamma_i}{2} \right) X_i \right] \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right)} \quad (49)$$

Siguiendo un procedimiento similar se pueden obtener las otras fracciones molares en los productos de combustión para la mezcla de combustibles.

La eficiencia de combustión se puede expresar como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{Paredes}}{\dot{m}_{combustible} * PCI} \quad (50)$$

Por la forma como está planteado el balance de energía, el $\dot{Q}_{Paredes}$ representa energía aprovechable del sistema, ya que es energía que no se pierde por los gases de combustión. En estado estable esta energía saldría del horno a través de las paredes externas del equipo.

4. Resultados y discusión

4.1 Desempeño energético

4.1.1 Parámetros operacionales

En la Figura 4-1 se observa el comportamiento de un tratamiento térmico de revenido. Esta figura se usó como una línea base del consumo energético del horno y de la distribución de temperatura en el interior de este. Este proceso inicia con un precalentamiento de las piezas a 700°C y va disminuyendo gradualmente hasta alcanzar la temperatura de 500°C en un lapso de 30 minutos. El objetivo del precalentamiento de las piezas a 700°C es eliminar toda la humedad que puede alojar el acero y así poder iniciar un proceso de revenido sin fluctuaciones de temperatura en las piezas. La temperatura donde se inicia el proceso de liberación de tensiones del acero es aproximadamente 500°C (Bryson, 2015). En este revenido se trata de un acero AISI 1050, utilizado para cadenas de bandas transportadoras.

El proceso utilizados para el revenido de las piezas de material 1050 consiste en sostener durante 90 minutos las piezas a una temperatura estable de 500°C y luego de eso de forma gradual incrementar la temperatura a 520°C y con esta condición permanecer otros 90 minutos, para así dar paso al último incremento de temperatura y ubicar las piezas a 540°C, con el fin de alcanzar la liberación de las tensiones acumuladas en la estructura del acero y garantizar que la dureza final de las piezas esté entre 45- 46 HRC.

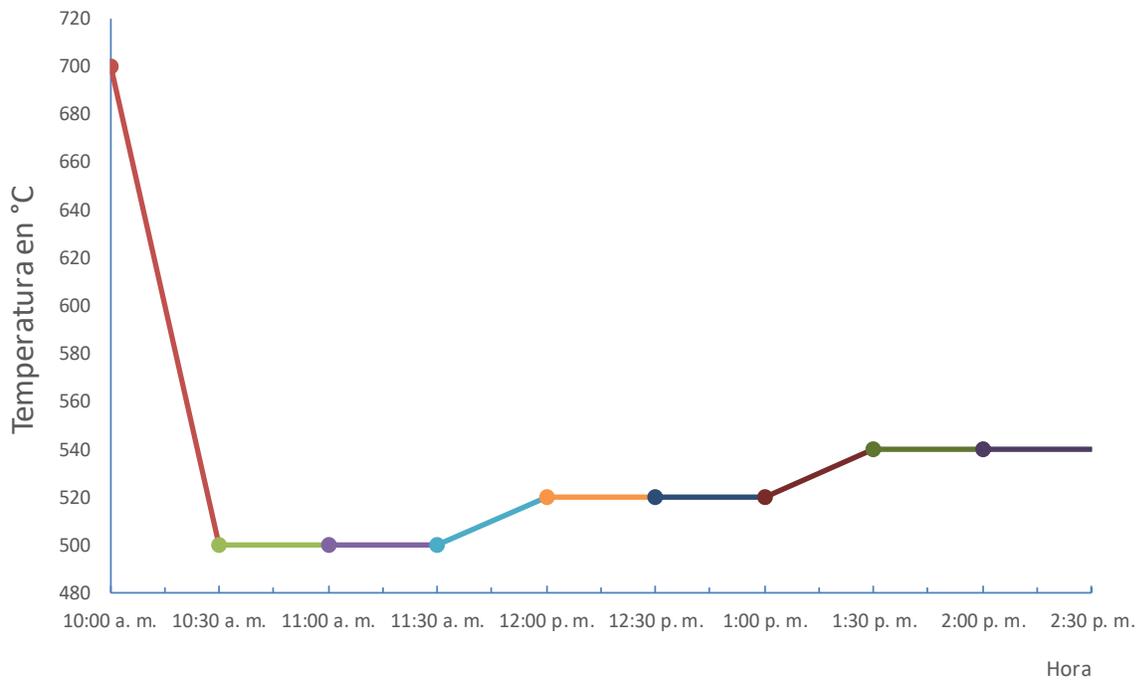


Figura 4-1: Variación de la temperatura de proceso en el tiempo de la cámara de proceso del horno.

4.1.2 Mediciones energéticas y térmicas

Durante la recolección de información de campo se logró la toma de temperaturas tanto al interior del horno como en sus paredes exteriores.

Se eligieron 24 puntos de muestreo los cuales se presentan en la Tabla 4-1 y para cada punto se obtuvieron 3 muestras de temperatura, tomadas con una hora de diferencia entre muestras, garantizando así que las muestras fueran tomadas durante el mismo proceso. Esta distribución de puntos se describió previamente en las figuras 9, 10, 11 y 12.

Tabla 4-1: Reporte de temperaturas externas del horno

Ubicación	Toma 1 (°C)	Toma 2 (°C)	Toma 3 (°C)	Promedio (°C)	Desviación estándar (°C)
Punto 1	80,0	69,3	70	72,9	6,1
Punto 2	79,9	72	56	69,0	12,4
Punto 3	60,0	62	62	61,3	1,1
Punto 4	68,6	68	66	67,4	1,2
Punto 5	72,3	71	73	72,1	1,3
Punto 6	84,8	100	91	91,7	7,5
Punto 7	75,7	76	77	76,0	0,7
Punto 8	77,0	76	76	76,3	0,7
Punto 9	78,9	78	77	77,7	1,2
Punto 10	416,0	415	475	435,3	34,4
Punto 11	119,3	116	130	121,7	7,4
Punto 12	86,2	89	85	86,7	2,0
Punto 13	116,3	104	117	112,4	7,7
Punto 14	85,9	87	74	82,1	7,3
Punto 15	103,7	90	107	100,4	9,2
Punto 16	89,5	96	98	94,6	4,5
Punto 17	100,0	97	99	98,6	1,7
Punto 18	45,4	51	51	49,0	3,1
Punto 19	80,6	90	90	86,8	5,4
Punto 20	63,8	73	68	68,2	4,7
Punto 21	74,5	65	66	68,6	5,2
Punto 22	56,6	51	53	53,6	2,7
Punto 23	57,8	62	44	54,7	9,6
Punto 24	90,3	90	90	90,0	0,4

Con estos datos se realizaron los cálculos de pérdidas de calor por convección y radiación, usando como temperatura superficial los valores promedio reportados en la Tabla 4-1. Los datos de temperatura obtenidos en el punto 10 mostraron los valores más altos y con mayor desviación. Esto se debe a que en ese punto de medición se encontró que faltaba de un tornillo por el cual había una pequeña fuga de aire desde el interior hacia el ambiente externo. Debido a lo atípico de este punto fue omitido en la realización de los cálculos.

En la Figura 4-2 se presentan las imágenes generadas por la termografía donde, por configuración de la cámara, se consideró como temperatura máxima externa las temperaturas superiores a 165 °C. Cualquier punto que refleje un valor igual o superior en la parte externa del horno será considerado como crítico en el ámbito de la seguridad de

los empleados, aun cuando se posean los elementos de protección personal, como por la pérdida de energía calorífica del horno. La operación externa corresponde a los rangos de temperatura que oscilan entre $90^{\circ}\text{C} \leq T \leq 165^{\circ}$. Las temperaturas con rangos de $75^{\circ}\text{C} \leq T \leq 90^{\circ}\text{C}$ son permisibles en las paredes exteriores del horno y son denominadas temperaturas leves. Estos rangos de temperaturas están basados en las directrices internas de la empresa en materia de seguridad y salud en el trabajo, las cuales cumplen las normas:

- ASTM C1055, donde se especifican las temperaturas y tiempo de exposición a superficies calientes sin guantes de protección (ASTM, 2015).
- UNE-EN 407:2005, donde se especifican las temperaturas y tiempo de exposición a superficies calientes con guantes de protección (Asociación Española de Normalización y Certificación, 2005).
- ISO 7243 donde se hace la estimación del estrés térmico del hombre en el trabajo, basado en el índice WBGT (temperatura de globo y de bulbo húmedo), (Mendoza, 1993; Suarez Cabrera, 2004).

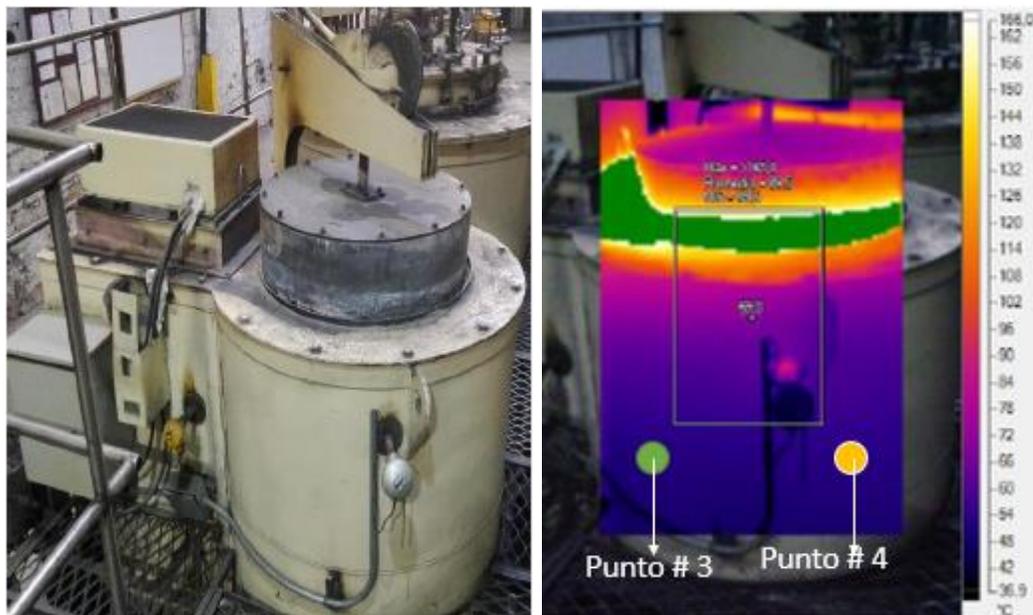


Figura 4-2: Termografía del horno con la tapa de proceso cerrada.

La Tabla 4-2 presenta e ilustra la relevancia respectiva de cada color presentando también el rango de temperatura que evalúa.

Tabla 4-2: Rangos de temperatura en termografía

Rango de temperatura (°C)	Relevancia	Color
$36,9^{\circ}\text{C} \leq T \leq 75^{\circ}\text{C}$	Normal	
$75^{\circ}\text{C} \leq T \leq 90^{\circ}\text{C}$	Leve	
$90^{\circ}\text{C} \leq T \leq 165^{\circ}\text{C}$	Operación	
$T > 165^{\circ}\text{C}$	Critica	

La validación de la termografía se presenta en la Tabla 4-3. Las temperaturas externas tomadas con termopares (puntos 3 y 4), se comparan favorablemente con los valores reportados por la termografía. Dado que los valores reportados por la cámara son susceptibles de diferente interpretación visual, se consideran más confiables los datos tomados con los termopares y es por esto que las pérdidas de calor se calculan a partir de los datos obtenidos en la Tabla 4-1.

Tabla 4-3: Comparación de temperaturas de termografía y termopares

Ubicación	T promedio con termopar (°C)	T con termografía (°C)
Punto 3	61,3	55 ~ 65°C
Punto 4	67,4	

Las pérdidas de calor se presentan en la Tabla 4-4, las cuales fueron calculadas utilizando las ecuaciones de la sección 3.1.3. Las caras o superficies del horno que aparecen en dicha tabla están reportadas en la Figura 3-2 hasta la Figura 3-7.

Tabla 4-4: Pérdidas de calor en las paredes del horno en kW

Superficie	Pérdidas por convección	Pérdidas por Radiación	Pérdidas totales
Cara 1	0,132	0,194	0,326
Cara 2	0,200	0,305	0,505
Cara 3	0,691	1,039	1,730
Cara 4	0,280	0,454	0,734
Cara 5	0,364	0,621	0,985
Cara 6	0,159	0,275	0,434
		Total pérdidas	4,714 kW

Se obtuvo una pérdida de calor total de 4,7 kW, aplicando las ecuaciones descritas en la metodología. Las caras del horno que según los cálculos reportan mayores pérdidas son la cara 3 y 5, lo cual podría indicar una deficiencia en los materiales refractarios al anterior del horno en esas zonas.

4.1.3 Balance energético

Los resultados del calor total requerido de calentamiento se presentan en la Tabla 4-5, los cuales se obtuvieron realizando un balance de primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado. En este caso, la masa de control es la canasta y la carga que se engancha a ella al ingresar al horno. No se tuvo en cuenta el resto del equipo ya que, al permanecer en continuo uso las 24 horas del día, no se requiere calentar en condiciones normales de operación.

Tabla 4-5: Resultados calor total requerido de calentamiento

Densidad del acero	$7830 \frac{kg}{m^3}$
Calor específico a presión constante	$502 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$
Volumen de la canasta	$6,99 \times 10^{-3} m^3$
Masa de la canasta	$54,7 kg$
Masa de la carga	$180 kg$
Masa total (canasta y carga)	$234,7 kg$
Calor total requerido para calentar en 120 minutos de 30 a 540°C la masa total	$8345,54 W$

En la Tabla 4-6 se muestran los valores de los datos tomados en sitio del recirculador eléctrico del horno. El factor de potencia fue tomado del controlador instalado en la subestación a la cual está conectado el equipo; esta subestación es de 500 kVA conectada a 13.200 voltios y con salida a 220 V, mientras que la eficiencia del motor es tomada de la placa característica del motor. La potencia nominal del motor es de 3 hp y una corriente de plena de 8,7 amperios. Sin embargo, los datos utilizados fueron tomados en campo y arrojaron que la corriente real del motor es de aproximadamente 4,3 amperios, lo que

determina que el motor no trabaja a la totalidad de su capacidad nominal. Esto corresponde a aproximadamente 0,66 kW (0,89 hp) de potencia real.

Tabla 4-6: Datos del motor eléctrico del recirculador del horno tomados en campo

Datos entrada eléctricos	Cantidad	Unidades
Corriente de fase del ventilador	4,3	A
Voltaje del ventilador	220	V
Velocidad angular del ventilador	990	rpm
Coseno (ϕ)	0,96	
Eficiencia del motor	0,85	
Potencia del motor (calculada)	0,66	kW

Por tanto, la energía de entrada al sistema es la suma de la energía requerida por el proceso (carga) más la energía perdida en paredes menos la energía del ventilador: $8,3 \text{ kW} + 4,7 \text{ kW} - 1,34 \text{ kW} = 11,72 \text{ kW}$. En la figura 4-3 se presenta el diagrama Sankey en porcentajes para este balance energético.

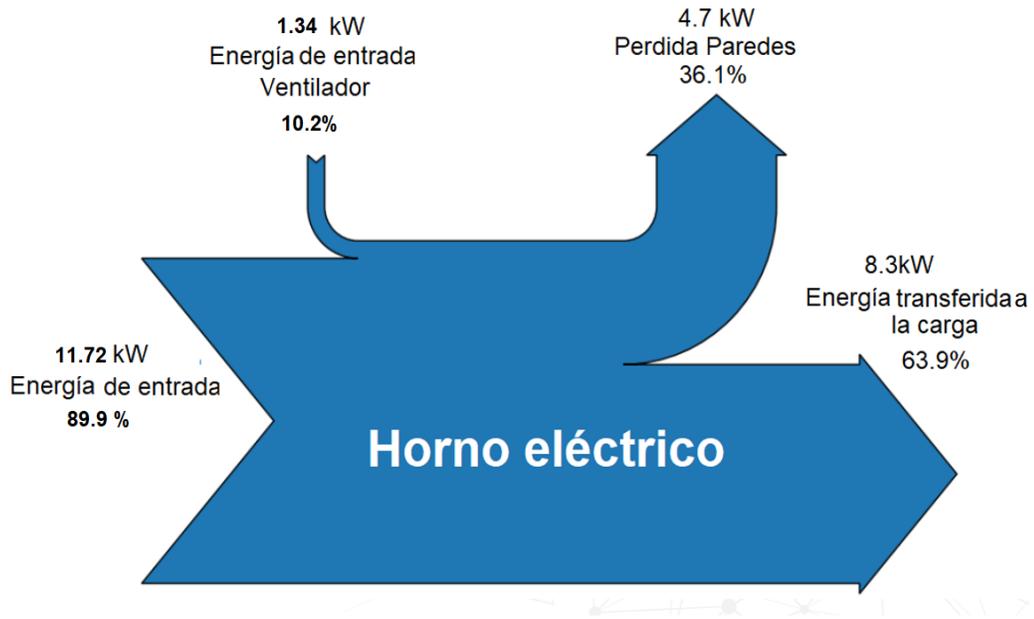


Figura 4-3: Diagrama Sankey en porcentajes de la energía requerida.

Este cálculo asume que la temperatura del aire al final del proceso es igual a la temperatura de la cámara de proceso ya que es una cámara cerrada y solo se abre para para carga y descarga de material. La potencia del sistema se podría corroborar con la corriente y voltaje de entrada al sistema. Sin embargo, la regulación de la temperatura interna del horno se parametriza desde el PLC y para lo cual utiliza tiristores que switchean rápidamente el flujo de corriente y voltaje al sistema. Debido a esto estas señales no son continuas y para realizar estas medidas es necesario contar con equipos especializados de medición.

La eficiencia térmica del proceso se puede calcular como:

$$\eta_{termica} = \frac{\text{Energía proceso (carga)}}{\text{Energía entrada}} = \frac{8,3}{13,06} \times 100 = 63,5 \%$$

Este dato de eficiencia es superior a las eficiencias térmicas reportadas previamente para hornos convectivos (Burlon, 2015), las cuales están en un rango de 32,5 y 40% utilizando una metodología similar a la mostrada en este estudio. Las eficiencias en dicho estudio pueden ser aumentadas si se mejora el aislamiento térmico del equipo.

4.2 Modelado CFD horno eléctrico

4.2.1 CAD del horno eléctrico

El modelamiento del horno en estudio se llevó a cabo en varias etapas. La primera de ellas consistió en realizar un diseño exacto del horno real en el software de diseño Solid Edge ST9, basados en los planos originales del mismo. Luego de esto se procedió a realizar el ensamble de cada una de las piezas que componen la geometría estructural del horno las cuales como lo son: cuerpo metálico o estructura, el refractario o revestimiento interno, el recirculador, el banco de resistencias y canasta de proceso entre otros. Cada una de estas partes fue diseñada por aparte e integrada a la geometría del horno para así garantizar una geometría simétrica al horno real como se puede ver en la Figura 4-4.

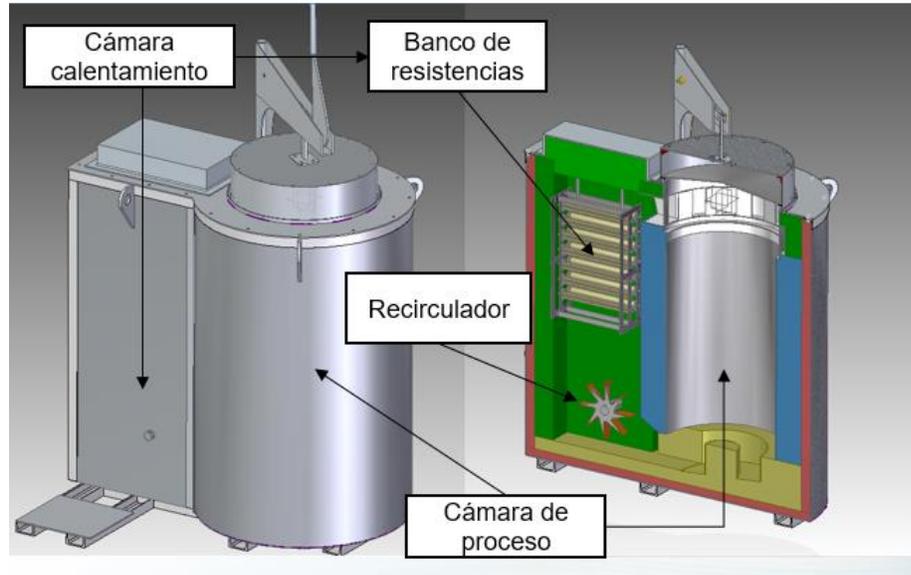


Figura 4-4: Geometría exterior e interior del horno de revenido.

Basados en esta geometría se presentan los resultados computacionales más relevantes obtenidos durante la realización del trabajo.

4.2.2 Independencia de malla del horno eléctrico

El dominio computacional fue generado con ANSYS Meshing y consiste en una malla completamente tetraédrica no estructurada. En este trabajo se consideraron tres mallas: una malla gruesa de 1,5 millones de elementos, una malla fina de aproximadamente el doble del tamaño (3 millones de elementos) y una malla muy fina compuesta de unos 6 millones de elementos. La Figura 4-5 muestra los resultados de la temperatura en una línea horizontal situada en el centro del espacio de trabajo del horno. En este caso, el escenario de referencia para las tres mallas de muestra que hay menos de 3% de diferencia en los resultados entre las mallas fina y muy fina. Este dato se obtiene de tomar la diferencia en los máximos de temperatura entre ambos casos. Por lo tanto, puede argumentarse que la fina malla es lo suficientemente exacta para este estudio y la malla de 3 millones de celdas es elegida para todos los resultados que se reportan en la siguiente sección. Esta malla representa un compromiso adecuado entre el detalle y tiempo computacional. Las simulaciones se inicializan a 700K y la convergencia se alcanza cerca

de 10 mil iteraciones, tomando como criterio de convergencia un nivel de residuales de 1×10^{-6} . El tiempo computacional para cada simulación es aproximadamente de 48 horas.

Se utilizaron dos criterios de convergencia para determinar el final de cada simulación numérica: el primero fue obtener un comportamiento asintótico de continuidad, momento, energía y residuos. El segundo criterio fue verificar el balance de masa y energía en el horno (Cadavid et al., 2010).

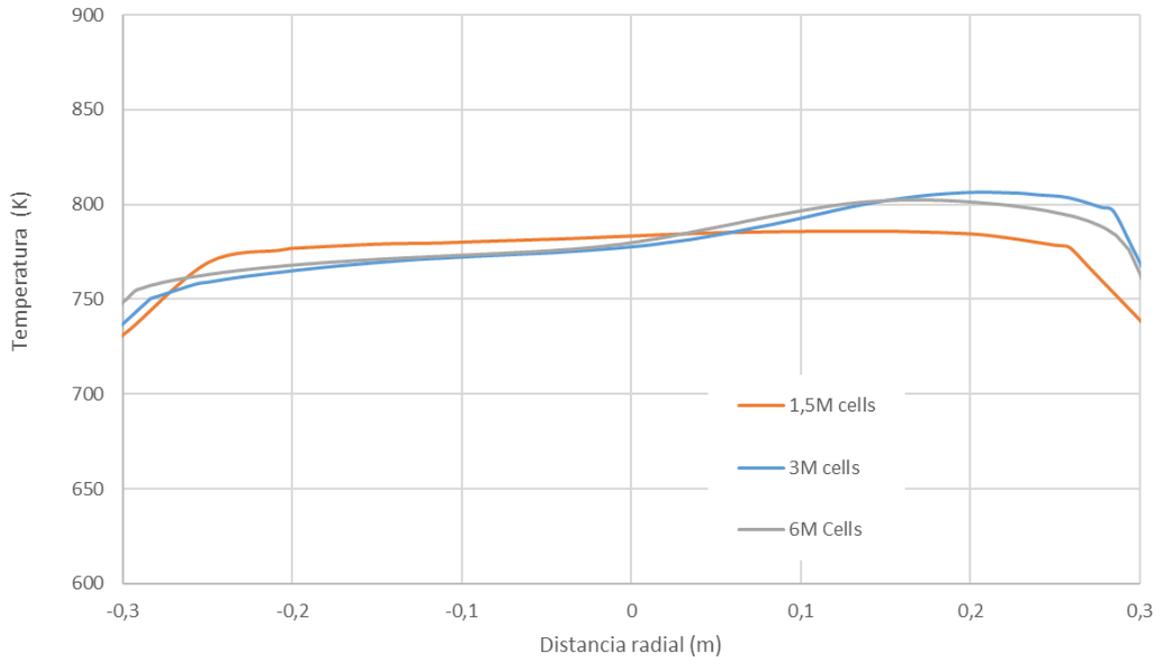


Figura 4-5: Resultados de la temperatura en una línea horizontal situada en el centro del espacio de trabajo del horno.

4.2.3 Validación con el escenario base

La Figura 4-6 muestra la distribución de temperatura en el límite de simetría del horno. El nivel de temperatura obtenido dentro de la cámara de trabajo, entre 750 K y 800K, es típica de un proceso de revenido de acero. A partir del estándar DIN 17052-1 (DIN, 2013), se podría decir que la temperatura es uniforme en un rango aproximado de 50K. Puede verse que, como el aire caliente entra en el espacio de trabajo desde abajo, el flujo tiende a distribuirse hacia el lado opuesto del espacio de trabajo. Por otro lado, la simulación predice que el recirculador está expuesto a alrededor de 800K mientras está en funcionamiento. El motor de este rotor se debe enfriar activamente para evitar daño por

calor; sin embargo, esta pérdida de calor se considera despreciable en comparación con las pérdidas de calor a través de las paredes y por lo tanto no fue tomada en cuenta (se configuró como pared adiabática, tal como se presentó en la Tabla 3-3). La temperatura que se presenta en el banco de resistencias es la necesaria para poder sostener la temperatura de proceso, estas resistencias están diseñadas para trabajar hasta 1123,15 k.

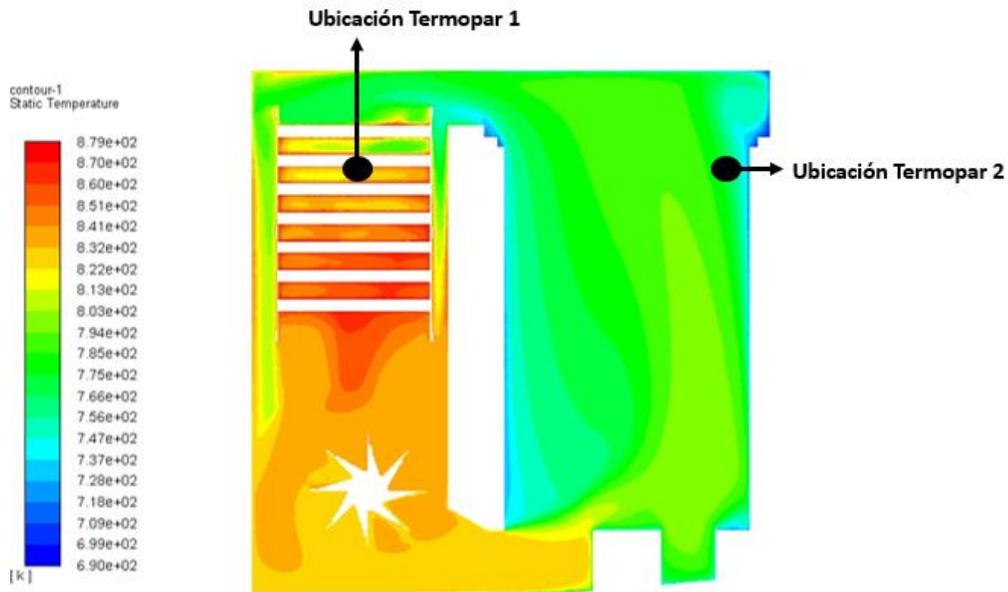


Figura 4-6: Distribución de la temperatura del horno en el escenario de línea base.

En la Figura 4-7 se presentan 4 cortes transversales al interior de la cámara de proceso, tomados en alturas diferentes a partir de la base de esta. Se puede observar que mientras más alto es el corte, la distribución de la temperatura es más uniforme en el interior de la cámara. Esto se debe a que cerca la base, el fluido inicia su recorrido impulsado por el recirculador a 990 rpm desde la cámara de combustión donde se generan temperaturas superiores a las requeridas en la cámara de proceso.

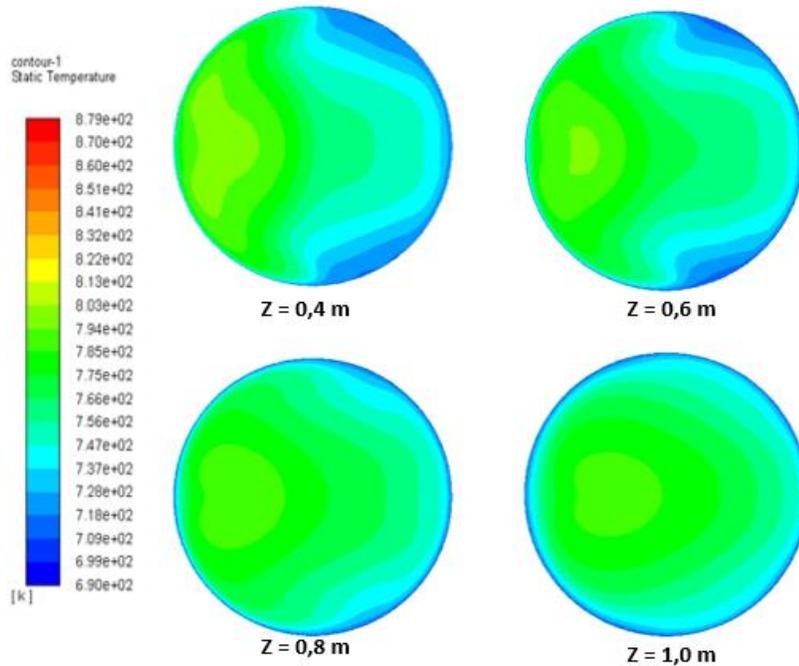


Figura 4-7: Temperaturas internas de operación a diferentes alturas en la cámara de proceso

En la Figura 4-8 se presentan las temperaturas internas de operación tanto de la cámara de combustión como de la cámara de proceso, durante el proceso de revenido. Estas temperaturas fueron obtenidas de los dos termopares que están conectados directamente al PLC del control del horno, tal como se describe en la sección 3.1.1.

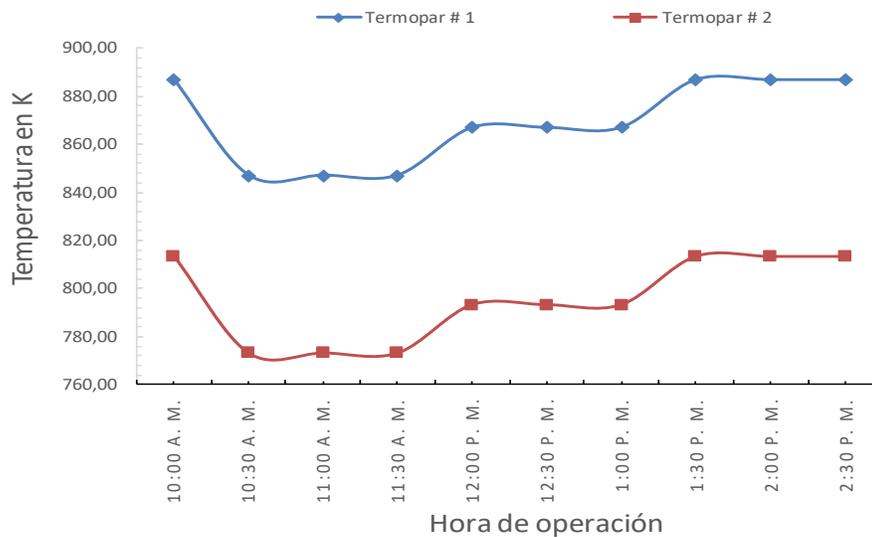


Figura 4-8: Temperaturas internas de operación

Al comparar los datos obtenidos experimentalmente con los obtenidos en la simulación CFD en estado estable, se determina que la simulación reproduce correctamente los valores de temperatura en el proceso térmico. Por ejemplo, el termopar 2 que está ubicado en la cámara de proceso presenta una temperatura final promedio de 520°C, los cuales equivalen a 793,15 K, temperatura que se puede validar en la Figura 4-6 en el punto 2 el cual está ubicado en la posición del termopar #2. Un análisis similar se puede realizar para la temperatura del termopar #1.

Esta validación garantiza que la metodología seguida para realizar este análisis computacional es confiable y se puede utilizar en diferentes condiciones de operación, además de que permite predecir la distribución de velocidad dentro del horno.

En la Figura 4-9 se presentan los vectores de velocidad dentro del horno. Las velocidades son altas cerca del rotor, como se esperaba, llegando a una magnitud de hasta 19 m/s. En cambio, las velocidades dentro del espacio de trabajo son considerablemente más bajas, menos de 2 m/s en la mayoría de la cámara, lo que indica que, a pesar de que el horno es de tipo convectivo, la velocidad real en la zona donde se exponen piezas de acero al aire caliente es muy baja. Como fue presentado en la sección Determinación de pérdidas de calor por paredes, la transferencia de calor por convección es proporcional al coeficiente de convección. Este coeficiente aumenta con el número adimensional de Reynolds, que a su vez es proporcional a la velocidad del fluido. Una baja velocidad en el espacio de trabajo significa una velocidad de transferencia de calor baja hacia la carga y tiempos de procesamiento más altos.

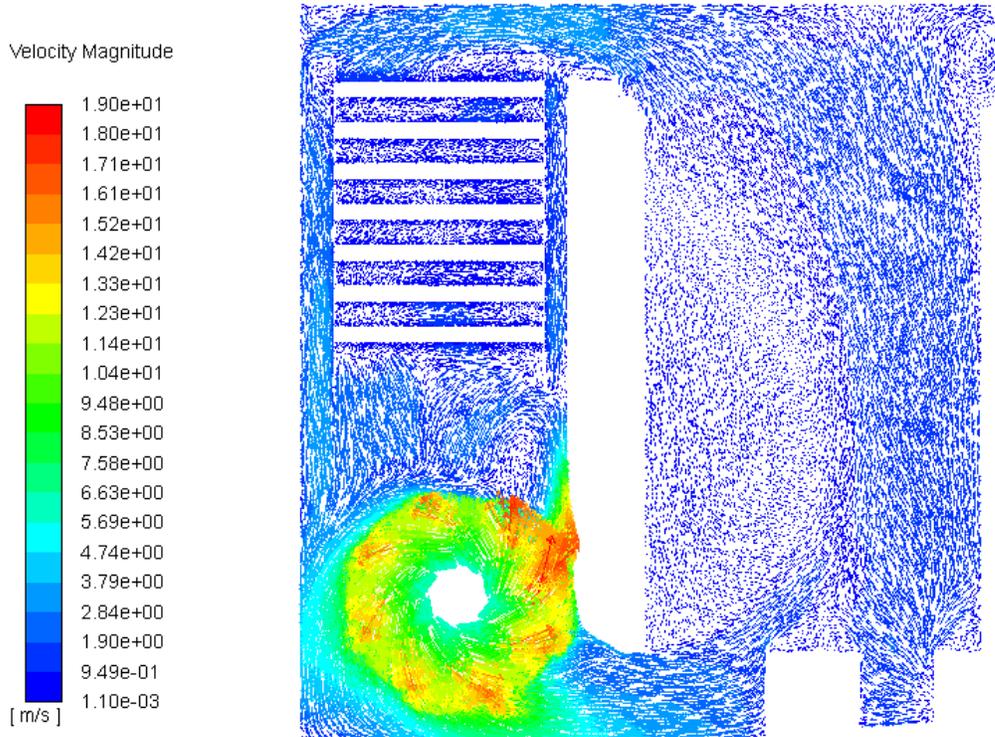


Figura 4-9: Vectores de la velocidad de recirculación dentro de la cámara de calentamiento y de proceso.

La Figura 4-10 presenta las líneas de corriente para el escenario base. El flujo es continuo en la mayor parte del sistema: el aire es calentado en las bobinas y es aspirado por el rodete hacia la zona de proceso donde se enfría y el ciclo se repite. Sin embargo, hay una zona de recirculación importante dentro del horno. La recirculación es útil para aumentar el tiempo de residencia del gas caliente en el área de trabajo. El remolino está confinado a una porción de la cámara de proceso y queda la pregunta si en la zona de recirculación la temperatura se vuelve más homogénea a diferentes velocidades de rotación. Este tema es tratado en la siguiente sección.

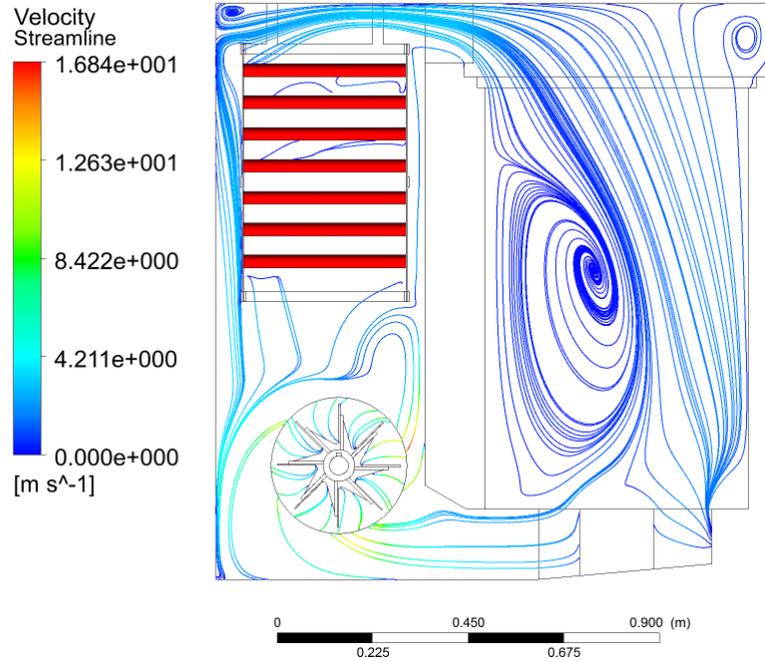


Figura 4-10: Líneas de flujo de recirculación dentro de la calefacción y cámaras de proceso

La distribución del Y+ al interior del horno eléctrico se presenta en la Figura 4-11. Se puede ver que es menor a 100, por lo que cumple el criterio para utilizar la función de pared estándar del modelo k-epsilon.

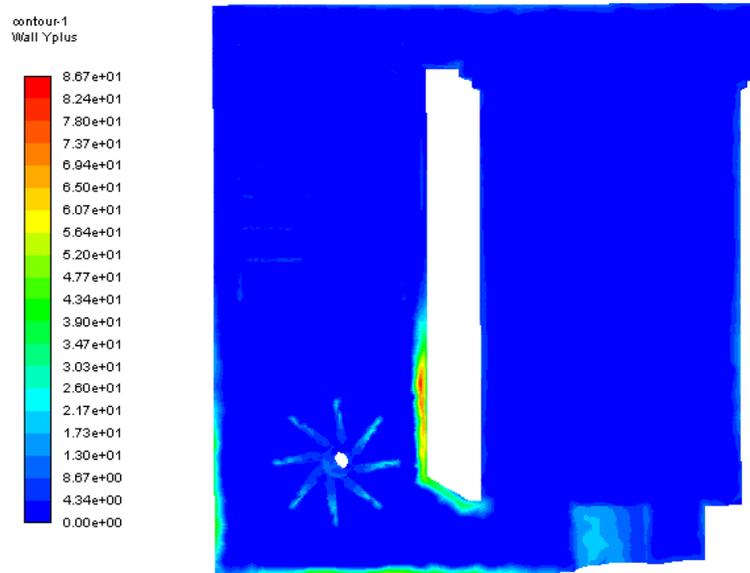


Figura 4-11: Distribución del Y+ en la geometría el horno

En la figura 4-12 se presenta de nuevo el diagrama de Sankey en porcentaje, en el cual se incluye en el proceso la recirculación de aire caliente, el cual presenta un aporte significativo al sistema. La recirculación se obtuvo a partir del flujo másico y la temperatura por el ducto rectangular superior (de la cámara de proceso a la cámara de calentamiento) y el ducto rectangular inferior (de la cámara de calentamiento a la de proceso).

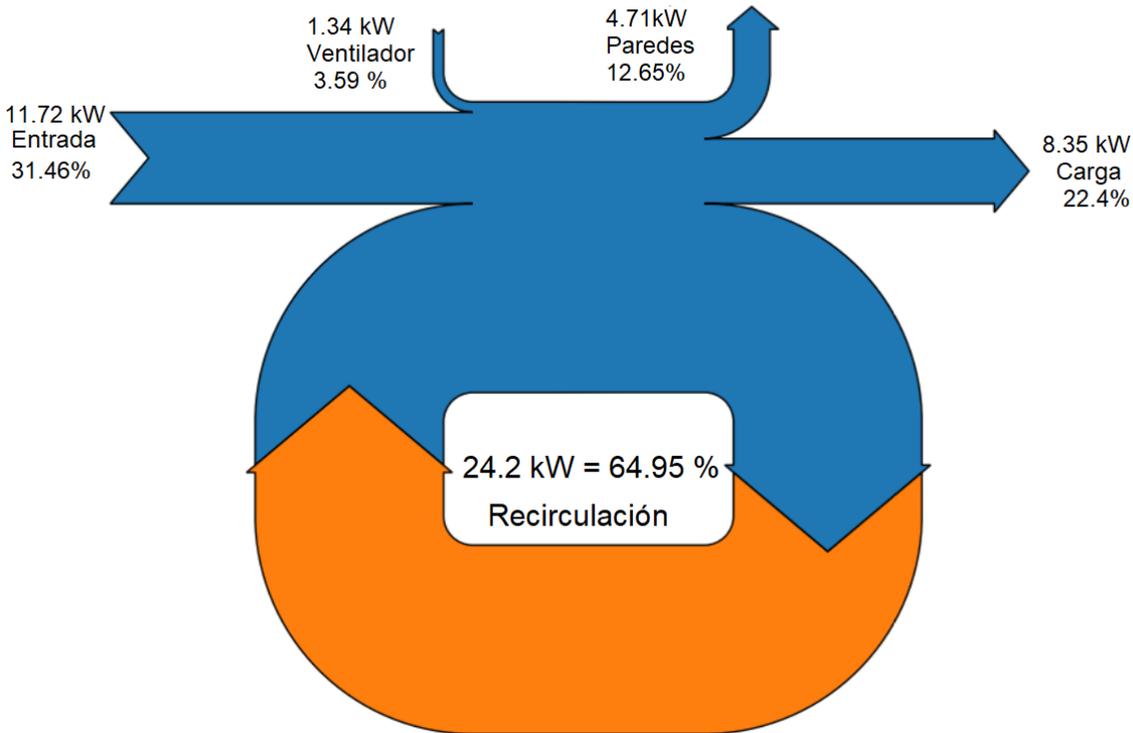


Figura 4-12: Diagrama Sankey del horno eléctrico teniendo en cuenta la recirculación

4.2.4 Distribución de temperatura y velocidad en el interior del horno eléctrico en diferentes condiciones de operación.

Para comprender el efecto de la velocidad angular en la uniformidad de la temperatura de la cámara de proceso, se realizaron simulaciones a 0, 720, 990, 1350 y 1800 rpm. Las rpm fueron tomadas hasta un máximo de 1800 rpm, ya que el horno cuenta con un motor siemens 1LA7097 - 4YB60 de 3hp con capacidad máxima de 1800 rpm, el cual es integrado con el plc del horno y desde este se pueden cambiar las velocidades de giro mediante un variador de velocidad. Tomando en consideración que el horno trabaja a 990 rpm en su estado actual se seleccionaron velocidades superiores e inferiores para analizar los

cambios en la distribución de la temperatura interna. En la Figura 4-13 se presenta la distribución de temperatura en una línea horizontal situada en el centro de la cámara de proceso. Cuanto mayor sea la velocidad de giro, mayor será la temperatura media dentro de la cámara. En la zona de recirculación (distancias radiales por debajo de 0 m), la temperatura es muy homogénea en casi todos los casos. Esto confirma que el remolino que se forma en el interior del horno es útil para homogeneizar la temperatura.

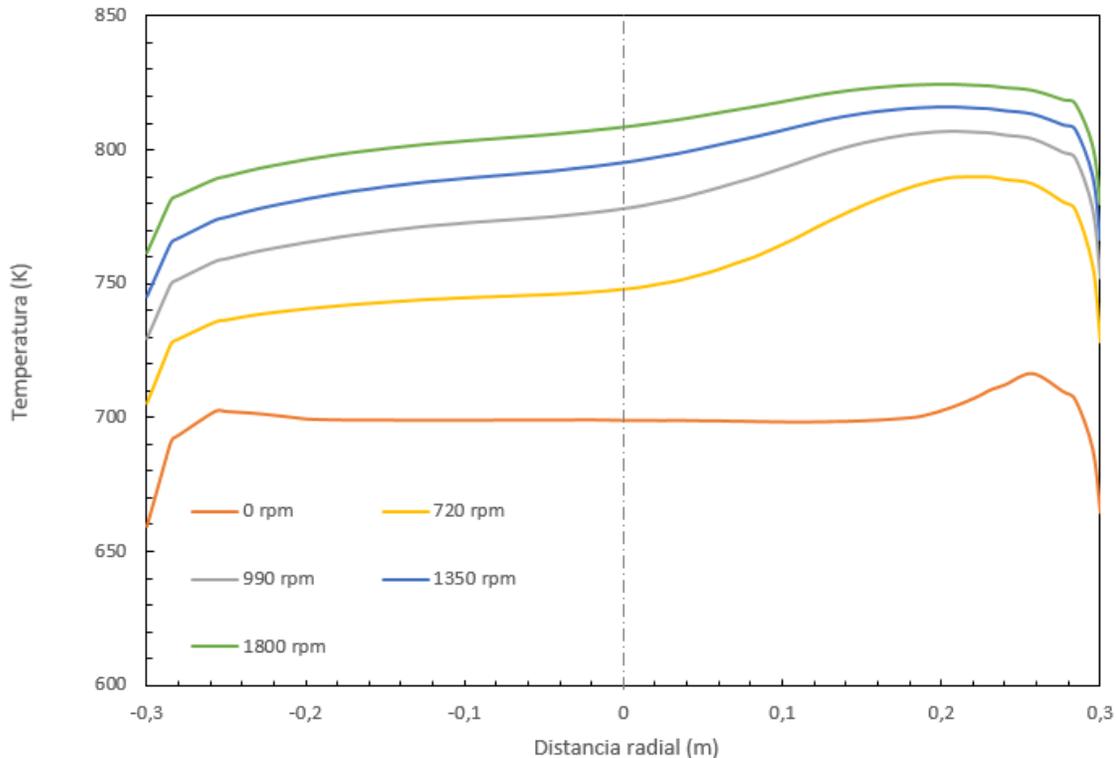


Figura 4-13: Perfil de temperatura en una línea horizontal situada en el centro del espacio de trabajo para diferentes velocidades angulares.

En la Figura 4-14 se muestra el perfil de velocidad axial en una línea horizontal situada en el centro del espacio de trabajo, para cinco tipos diferentes de rotación angular estudiadas. Las velocidades son negativas en la zona de recirculación. El ancho de zona de recirculación es casi idéntico en todos los casos, independientemente de la velocidad de giro del ventilador: esta zona es de alrededor de 0,26 m de ancho y va de -0,3 a -0,04 m. Esto significa que el tamaño de la zona de recirculación es insensible a la velocidad angular. Esto indica que, si se desea controlar el ancho de la zona de recirculación, se debe idear otra manera de introducir el aire en la cámara de proceso. Se podría considerar

la instalación de deflectores en la cámara de proceso u otro cambio geométrico que sirva para mejorar la uniformidad de la temperatura interior del horno.

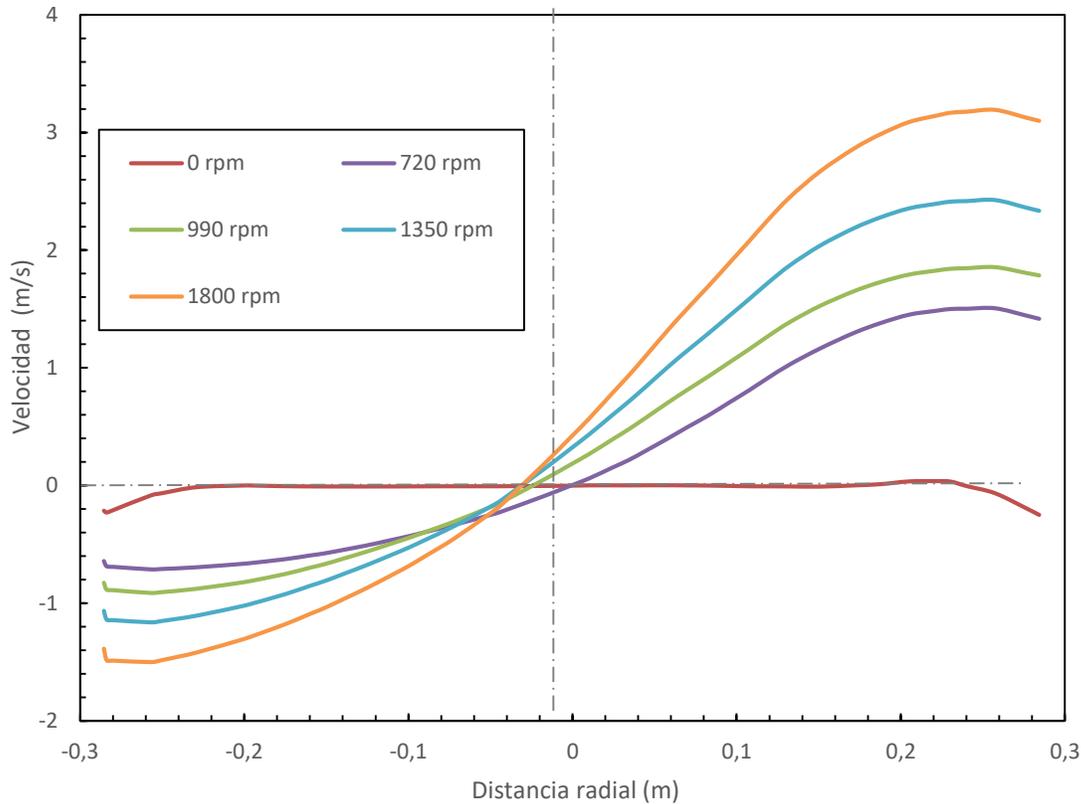


Figura 4-14: Perfil de velocidad axial en una línea horizontal situada en el centro del espacio de trabajo para diferentes velocidades angulares.

Luego de realizar la simulación con las diferentes velocidades se procedió con los cálculos para determinar la transferencia de calor hacia la carga por convección haciendo uso de las correlaciones descritas en la metodología. Se tomó el valor máximo de velocidad axial reportado en la figura anterior y a partir de este dato se obtuvo el promedio de las tres correlaciones, para el hipotético calentamiento de un perno de acero con una longitud de 300 mm y un diámetro de 50,8 mm, la cual es una pieza típica procesada en este horno. Se tomó como base de estudio un solo elemento debido a que las condiciones de operación del horno son las mismas para el calentamiento de una pieza o de la carga completa. Sin embargo, este análisis no tiene en cuenta las interferencias que puedan

ocurrir en el flujo por la carga completa, para lo cual se necesitaría de recursos computacionales no disponibles para esta investigación.

En la Figura 4-15 se observa que el comportamiento de la transferencia de calor por convección hacia la carga, representada por el número adimensional de Nusselt, se puede aproximar a una ecuación cuadrática en función de la velocidad angular a la que gira el ventilador. Esto permite concluir que, un aumento en la velocidad en el recirculador de aire caliente en el horno incrementa la velocidad a la cual se calienta la carga.

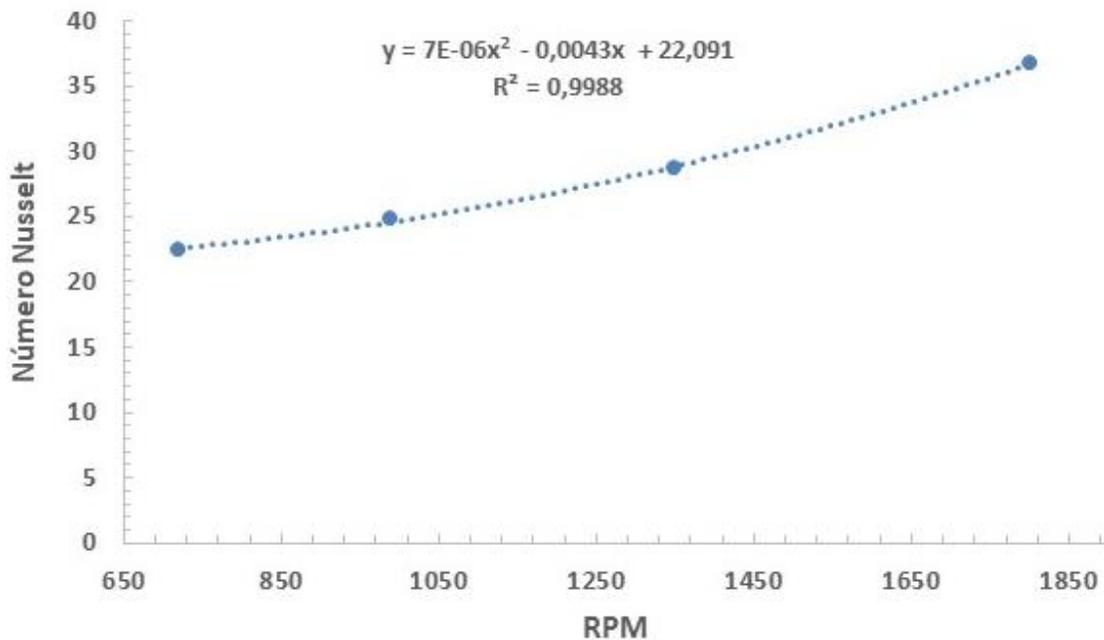


Figura 4-15: Número de Nusselt vs rpm

En una investigación realizada anteriormente (Fatla, Valera-medina, Robinson, Cichuta, & Beynon, 2018), se estudió una técnica de cilindros rotatorios como medio para eliminar los puntos calientes de un horno, utilizando el modelo de turbulencia RSM (Reynolds Stresses Model), el cual predice adecuadamente el comportamiento de los remolinos en el horno. Dicho estudio también determinó que la turbulencia mejora la transferencia de calor hacia la carga. En la Tabla 4-7 se reportan los resultados de los cálculos realizados con los diferentes métodos para hallar el coeficiente de transferencia de calor hacia un cuerpo utilizando las variaciones de la ecuación del Nusselt.

Los cálculos fueron realizados para tres velocidades de giro del recirculador las cuales demuestran los cambios internos en la transferencia de calor al aumentar las velocidades en el horno.

Tabla 4-7: Resultados de coeficiente convectivo y numero de Nusselt utilizando diferentes ecuaciones empíricas.

RPM	Modelo de Nusselt	h (W/m^2K)	Nusselt
1800	Hilpert	22,0	37,3
1350	Hilpert	15,7	26,6
990	Hilpert	13,9	23,5
1800	Churchil y Bernstein	21,3	36,0
1350	Churchil y Bernstein	17,5	29,7
990	Churchil y Bernstein	15,3	25,8
1800	Zukasuskas	36,87	42,71
1350	Zukasuskas	33,91	29,65
990	Zukasuskas	28,7	25,32

De la Tabla 4-7 se puede concluir que al aumentar la velocidad en el recirculador el coeficiente de transferencia de calor hacia la carga aumenta de forma polinomial como se muestra en la Figura 4-15, también se puede concluir que la geometría de la canasta está diseñada para que al ingresar la carga en ella la recirculación del aire caliente no se vea obstruida como se presentó anteriormente en la Figura 3-16.

Es posible determinar los porcentajes de cambio en la transferencia de calor del aire calentado hacia la carga, a partir de la velocidad angular actual del recirculador del horno (990 rpm). Cuando se incrementa de 990 rpm a 1350 rpm, la velocidad de transferencia de calor hacia la carga es 15% más rápida y para un cambio de 990 rpm a 1800 rpm, la velocidad de transferencia de calor hacia la carga es un 48% más rápida. Esto se podría traducir en menores tiempos de proceso y un ahorro de dinero importante para la empresa.

Sin embargo, esto lleva asociado una reducción en la eficiencia del horno, debido a un aumento de la potencia requerida del ventilador. La ley de semejanza de ventiladores establece que, para densidad y geometría constante, la potencia del ventilador es proporcional al cubo de las revoluciones nuevas sobre las rpms del escenario base

(Çengel, Yunus. Cimbala, 2010). Por tanto, aumentar las rpms de 990 a 1800, conlleva a un aumento de potencia de 0,66 a 3,97 kW y una disminución de eficiencia de 63,56% a 42,23%. Las eficiencias calculadas para diferentes rpm se presentan en la tabla 4-8.

Tabla 4-8: Eficiencias calculadas para las diferentes RPMS.

RPM	Eficiencia (%)
0	71,25
495	70,24
720	68,24
990	63,56
1350	55,23
1800	42,23

La Figura 4-16 muestra la distribución de temperatura dentro de las dos cámaras de trabajo, con la canasta de carga dentro de la cámara de proceso. El nivel de temperatura obtenido dentro de la cámara de trabajo está entre 750 K y 800K, y en la cámara de calentamiento las temperaturas subieron hasta 880 K. Esta imagen muestra que la canasta donde se ubican las piezas que se van a tratar térmicamente no tiene la misma uniformidad de temperatura a la que estuvo expuesta la carga.

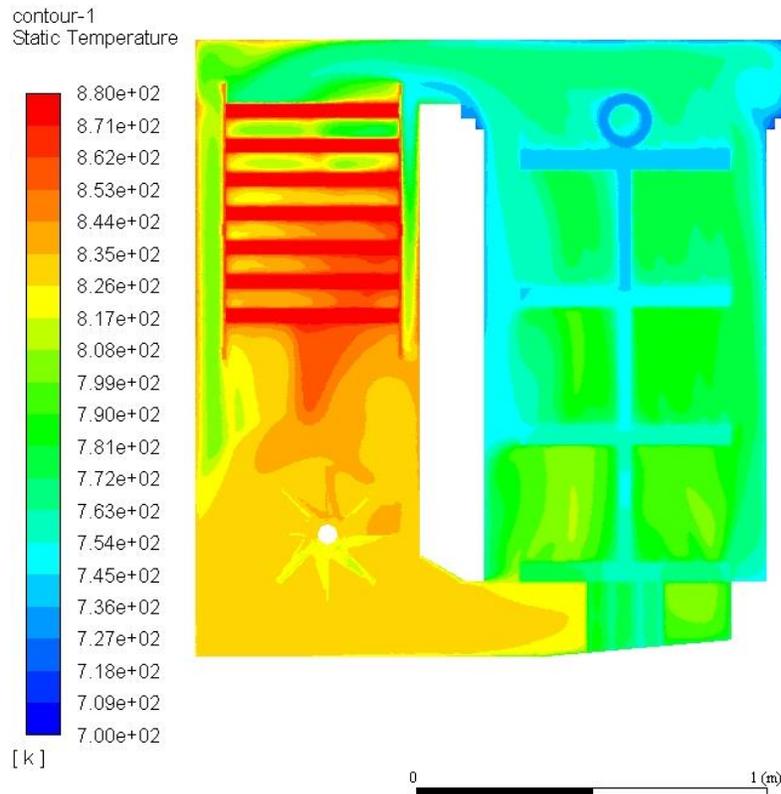


Figura 4-16: Distribución de la temperatura en el horno con canasta de proceso.

Los resultados muestran que la canasta, representada de color azul claro, alcanza una temperatura durante el proceso en el rango de 736 K a 763 K, mientras que las cámaras donde se ubican las piezas están entre 772 K a 799 K. Este comportamiento se puede explicar debido a que el material de fabricación de la canasta es AISI 304, el cual tiene una conductividad térmica baja, aproximadamente 17 W/(m°C).

En la Figura 4-17 se presentan las líneas de corriente dentro del horno con la canasta. Al igual que en el caso sin canasta, se alcanzan velocidades de hasta 19 m/s cerca al rotor mientras que las velocidades dentro del espacio de trabajo son mucho más bajas, cercanas a 2 m/s. Pese a que la canasta restringe el paso de fluido hacia la cámara de proceso, las velocidades dentro de esta no se aceleran considerablemente frente al caso sin canasta, por lo que la velocidad real en la zona donde se exponen piezas de acero al aire caliente sigue siendo muy baja.

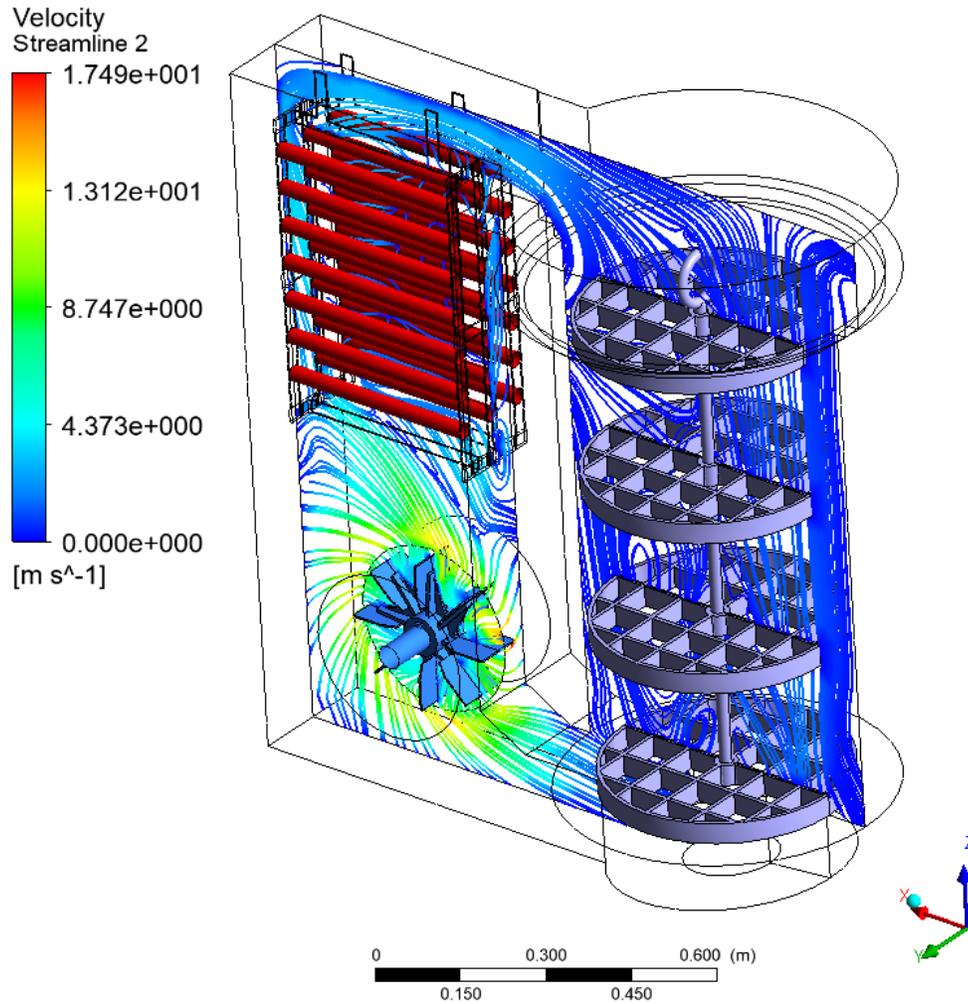


Figura 4-17: Líneas de corriente de recirculación dentro de la cámara de calentamiento y de proceso con la canasta de proceso.

La canasta es un elemento necesario en el proceso ya que mejoría en los patrones de recirculación: se puede observar que la zona central de recirculación cambia a múltiples remolinos de menor tamaño al interior de la cámara de proceso. Debido a esto, las líneas de corriente tienen a ser más verticales al compararse con los resultados de la simulación sin carga, la cual se presentó anteriormente en la Figura 4-6.

La Tabla 4-9 presenta los resultados de las simulaciones del horno con carga a diferentes RPM. El delta de temperatura fue calculado tomando el valor máximo de temperatura en la cámara y el valor mínimo, realizando la resta entre ambos. Este parámetro es importante

ya que define la uniformidad de temperatura dentro de la cámara de proceso, en línea con la norma DIN 17052-1 (DIN, 2013).

Tabla 4-9: Resultados de las simulaciones del horno con carga a diferentes RPM.

RPM	Delta T (K)	Velocidad máxima (m/s)
990	89,81	1,8
1350	74,02	2,7
1800	58,46	3,6

En la tabla 4-10 se presentan los flujos máxicos de aire y la temperatura a la que entran/salen los gases de la cámara de calentamiento desde/hacia la cámara de proceso (signo menos indica que el flujo es contrario al sentido de flujo común, es decir que en una salida está realmente entrando fluido y viceversa). Se puede ver que, a 0 rpm, la recirculación de gas es un orden de magnitud menor que en el resto de casos y que a medida que aumentan las rpms mejora la recirculación de gases al interior del horno (se mueve más masa de aire).

Tabla 4-10: Flujo máxico y temperatura del aire en la entrada superior y en la salida inferior de recirculación

RPM	Entrada superior a la cámara de calentamiento	Salida inferior de la cámara de calentamiento	Unidades
0	-0,005444872	-0.00544952	kg/s
	814,852	654,235	K
720	0,0151082	0,0151192	kg/s
	734,048	817,221	K
990	0,0215099	0.0215279	kg/s
	762,136	826,292	K
1350	0,0295158	0,029566	kg/s
	778,936	828,9	K
1800	0,0393699	0,0394315	kg/s
	795,117	834,564	K

De acuerdo con las dos tablas anteriores, se puede concluir que las mejores condiciones del horno con respecto al funcionamiento actual de 990 RPM es el cambio a 1800 RPM, ya que con estas condiciones la temperatura es más uniforme dentro del horno y se genera mejor recirculación de los gases. Estas dos condiciones de operación serán seleccionadas y evaluadas para realizar la comparación con la conversión del horno a gas natural.

4.3 Modelado CFD horno a gas natural

4.3.1 CAD del horno a gas natural

Para la realización de la simulación con gas natural fue necesario realizar cambios en la geometría original del horno. Debido a la necesidad de la incorporación del quemador y de la chimenea, así como la supresión del banco de resistencias eléctricas. El quemador se ubica en la parte superior de la cámara de calentamiento, ocupando parte del espacio en donde estaban las resistencias eléctricas, como se presenta en la Figura 4-18, donde se detalla la geometría utilizada para la inyección de aire y combustible.

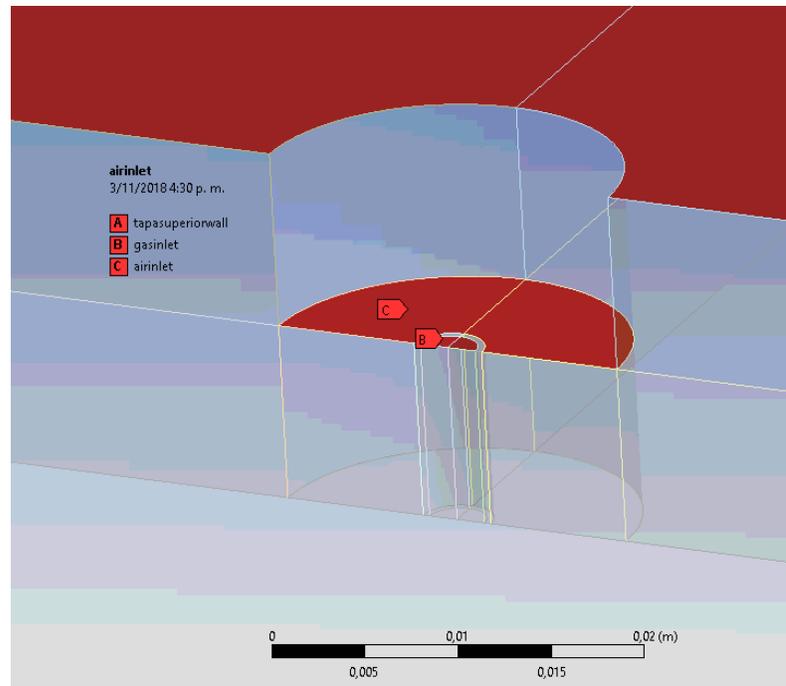


Figura 4-18: Geometría y fronteras utilizada para la inyección de aire y combustible.

En la Figura 4-18 se muestra que se trata de un inyector de tubo concéntrico: gas natural ingresa por la parte central (B), mientras que el aire anular entra por la parte (C). El inyector de gas tiene un radio interno de 1,615 mm, mientras que el radio interno del inyector de aire es 2 mm y el radio externo es de 1 cm. Estas dimensiones fueron obtenidas iterativamente por prueba de ensayo y error, descartando por ejemplo llamas muy largas/cortas o con baja eficiencia en la combustión (combustión incompleta). En ese sentido cabe citar otros investigadores (Cadavid et al., 2010), que afirman que “el área de las boquillas de aire determina la velocidad de entrada de la mezcla reactiva en la cavidad de combustión. Por lo tanto, la estabilidad de la llama está en relación directa con el área de inyección de aire, así como con la recirculación de los gases de combustión en la zona de reacción para obtener menores emisiones de NO_x. Por otro lado, el volumen efectivo para lograr reacciones de combustión debe tener un tamaño suficiente para evitar la extinción de la llama. En este sentido, la simulación numérica se puede utilizar para mejorar la estabilidad de la llama y las emisiones de contaminantes, ya que es posible variar el parámetro geométrico en las boquillas del quemador y las dimensiones del horno para establecer su influencia en el rendimiento global”.

Por tanto, la ubicación del quemador fue seleccionada luego de analizar diferentes ubicaciones y los efectos que genera en la calefacción interna del horno. Las variaciones de la posición del quemador se simularon y sus resultados son presentados en el capítulo simulaciones con gas natural de esta tesis.

En las paredes de la parte inferior del horno no es viable ubicar el inyector debido a que el frente de la llama tocaría las paredes refractarias generando así un desgaste al aislamiento térmico, adicional del daño que puede generar al eje y al recirculador del horno

La decisión de ubicar el quemador en la tapa superior de la cámara de calentamiento del horno se debe también a la facilidad que representa la instalación y desinstalación del sistema eléctrico. En este caso al presentarse una fallar solo requiere la desconexión de las terminales eléctricas ubicadas en la parte superior de la tapa de calentamiento, y quitar los pernos de anclaje de la tapa hacia la estructura del horno. De esta forma, queda totalmente libre para así proceder a levantar la tapa con el banco de resistencias completo (tal como se muestra en la Figura 4-19), utilizando el mismo puente grúa de carga de material al horno.



Figura 4-19: Banco de resistencias completo con tapa.

La configuración del quemador se plantea en la misma ubicación y la zona de combustión estará entonces en la parte que actualmente es ocupada por el banco de resistencias eléctricas (la cámara de calentamiento en este caso es la cámara de combustión). Tener la disponibilidad de cambiar un sistema de calentamiento de manera rápida y eficaz en el horno garantiza que la pérdida de calor en el horno por causas de aperturas sea menor. En promedio el cambio de un banco de resistencias eléctricas por otro banco toma aproximadamente 4 horas, mientras que al cambiar el banco de resistencias eléctricas por el conjunto de quemador a gas tomaría menos de 60 minutos. De esta forma se evitaría tener que abrir el horno por largos lapsos de tiempo y únicamente se debe realizar el desmonte del sistema eléctrico y las conexiones a gas natural.

La chimenea es uno de los cambios en la geometría del horno con respecto al horno eléctrico. La inclusión de la chimenea se presenta en la Figura 4-20. La longitud de la chimenea es de 90 mm con un diámetro de 50 mm y ubicada a una altura de 900 mm

medidos desde el piso. La función principal de la chimenea es direccionar y evacuar los gases resultantes luego de la producirse la combustión al interior del horno.

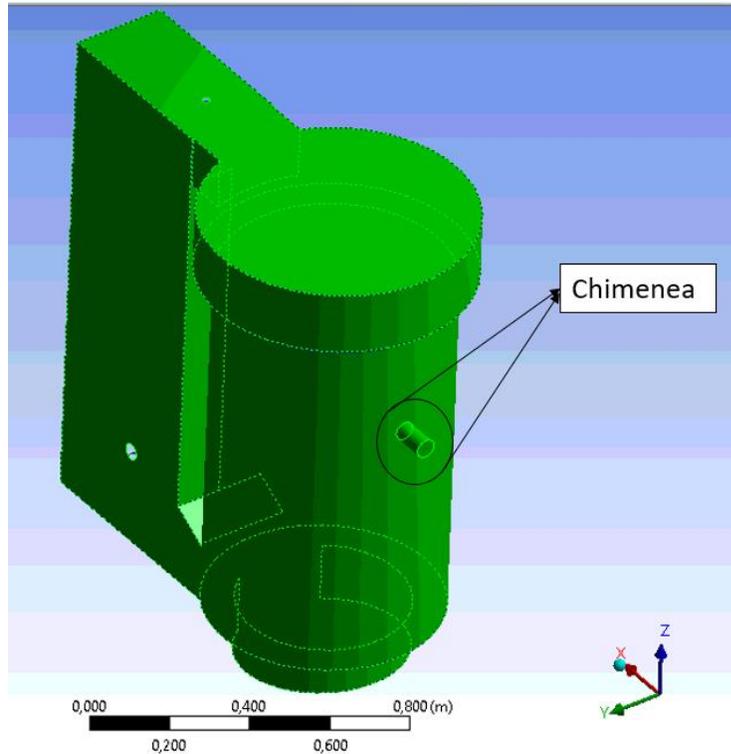


Figura 4-20:Ubicación y geometría de la chimenea.

4.3.2 Simulación con gas natural

La configuración de la combustión se puede observar en las simulaciones que se presentan a continuación, en donde se muestra como es realizada cada simulación del sistema a gas. En esta simulación se configuró la pared externa del dominio de la misma manera que se configuró la simulación del horno eléctrico.

Antes de mostrar los resultados para estas simulaciones, es preciso presentar la distribución del Y^+ para la simulación del horno a gas a 990 rpm, Figura 4-21. El y^+ máximo es aproximadamente 100, por lo que se puede afirmar que la malla es lo suficientemente fina en las paredes para capturar los gradientes de velocidad que se presentan en el sistema.

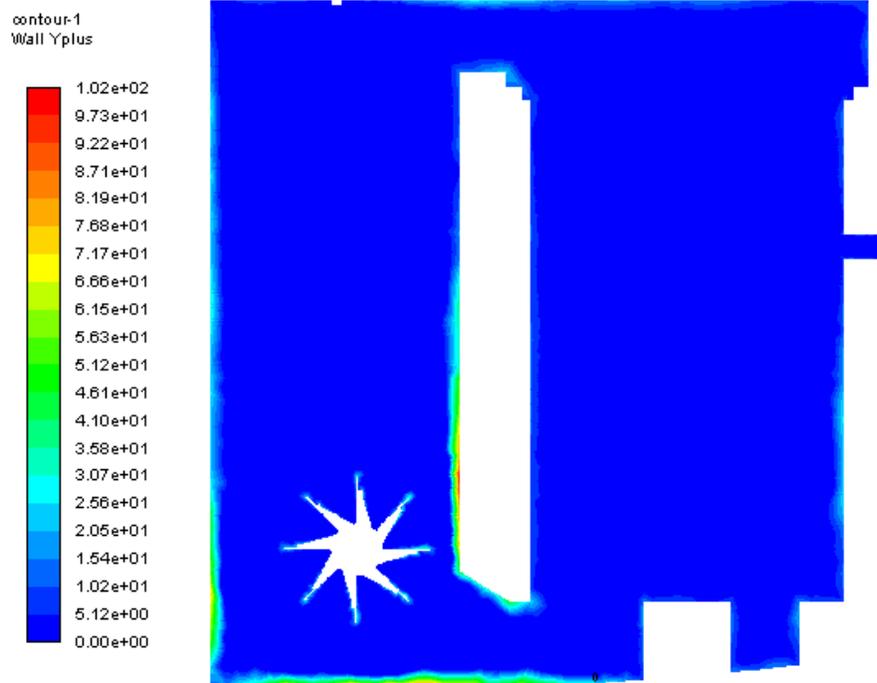


Figura 4-21: Distribución del Y+ para la simulación del horno a gas a 990 rpm.

Simulación CFD gas natural con el quemador en posición central y con el recirculador a 0 RPM

La primera variable que se usó para determinar las condiciones de operación del horno con el inyector a gas es la velocidad de giro del recirculador, la cual inicialmente se configuró a 0 RPM (Las condiciones de borde para el combustible y el aire se presentan con gran detalle en la siguiente sección). Esta simulación sirve como caso base para las simulaciones de gas natural.

La Figura 4-22 (a) muestra la distribución de la temperatura al interior de las cámaras del horno y en la Figura 4-22 (b) se presentan las líneas de flujo en este caso. La cámara de proceso está dividida en dos zonas: una por encima del nivel de la chimenea con temperaturas homogéneas de aproximadamente 770 K y otra por debajo de esta a aproximadamente 650 K. Las líneas de corriente permiten entender que esta división se debe a dos importantes torbellinos de recirculación en cada una de las zonas.

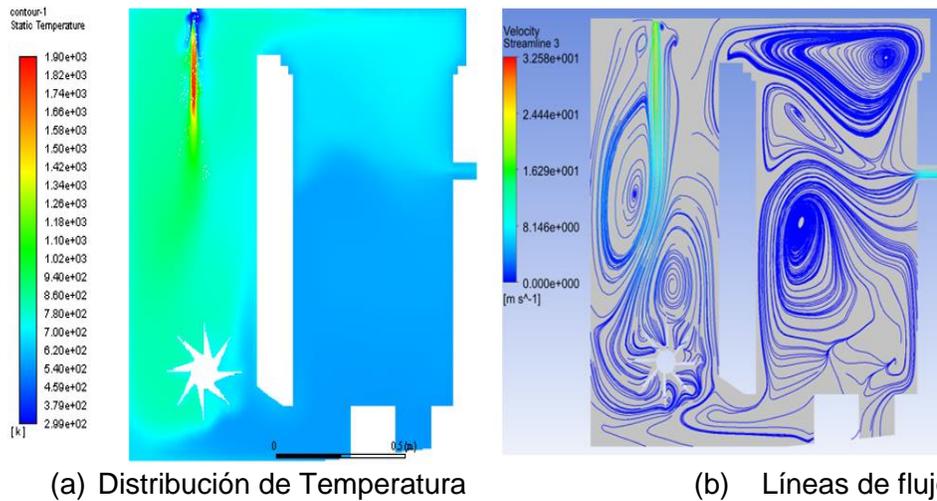


Figura 4-22: Distribución de temperatura y líneas de flujo de la simulación del sistema a gas con velocidad angular del recirculador de 0 RPM.

Las líneas de corriente en la cámara de proceso revelan que no hay recirculación de gases de combustión hacia la cámara de calentamiento (combustión). Es decir, los gases producto de la reacción salen por la chimenea, formando en su camino el torbellino inferior. Por otra parte, el torbellino superior, corresponde a recirculación debida a convección natural de gases menos densos (más calientes). Este comportamiento es consistente con lo encontrado anteriormente en la tabla 4-10.

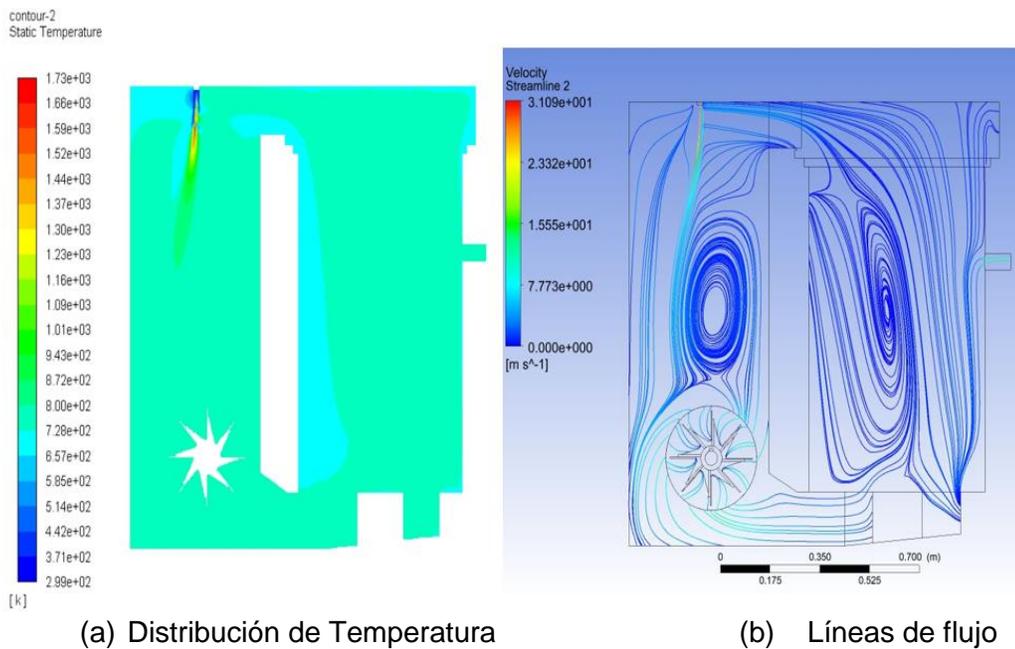
Así mismo, en la zona de combustión se generan también dos torbellinos de recirculación a cada lado del frente de llama, aunque la llama no se curva significativamente. En general, es posible afirmar que los remolinos al interior de la cámara de combustión contribuyen a la recirculación de gases calientes hacia la zona de reacción, ayudando a que la llama sea más estable y que el combustible se queme de forma completa (en la sección 4.3.4 se reportan en forma detallada estas emisiones).

Es importante aclarar que la exposición del recirculador a las altas temperaturas causadas por la combustión del gas natural (aproximadamente 800K en la superficie de los alabes) no genera ningún efecto negativo, debido a que el material del recirculador es capaz de soportar temperaturas hasta de 1450°C.

Simulación CFD gas natural con el quemador en posición central y el recirculador a 990 RPM

Esta Figura 4-23 se muestra como es la distribución de temperatura y las zonas de recirculación en las cámaras del horno sin carga, con el ventilador operando a 990 RPM, usando el gas natural como medio de generación de calor con las mismas condiciones de borde del caso base (a excepción del régimen de giro). Cabe recordar que la velocidad angular de 990 RPM es la que utiliza actualmente el motor del ventilador, por lo que no habría que hacerle modificaciones al equipo para que opere de esta manera.

El rango de temperatura dentro de la cámara de proceso es de aproximadamente 657 K a 800 K, las cuales están en el rango del proceso de revenido. A diferencia del caso a 0 RPM, la distribución de temperatura es mucho más uniforme en toda la cámara de proceso y no se evidencian zonas antes o después del nivel de la chimenea, sino más bien un solo torbellino de recirculación, el cual es muy similar al presentado en las simulaciones eléctricas sin la canasta de carga. También se puede determinar de estas gráficas que en la salida de gases de la chimenea se presenta la misma temperatura de la cámara de proceso.



(a) Distribución de Temperatura

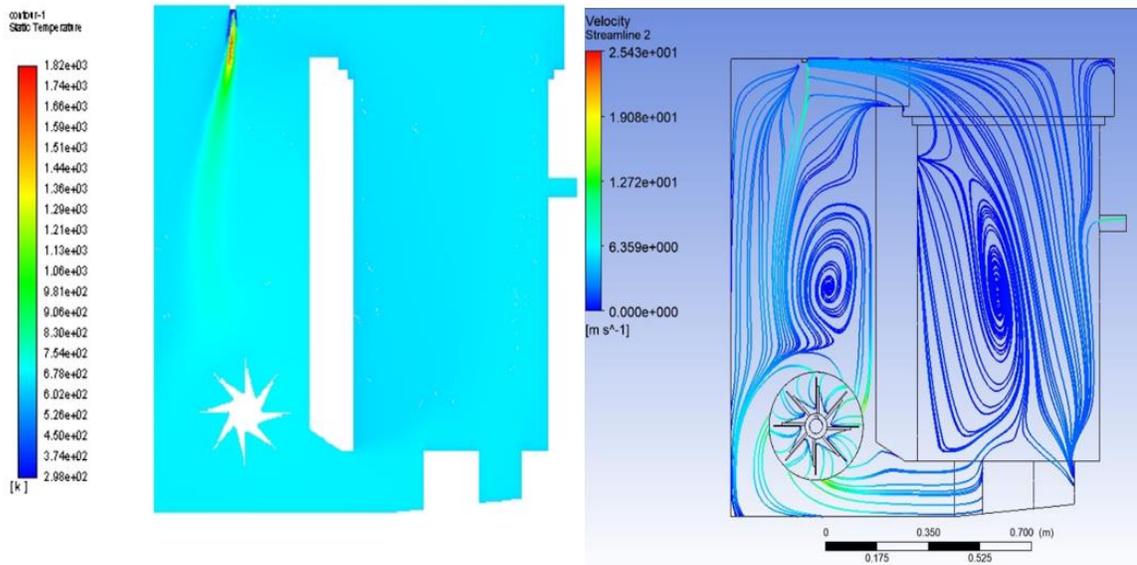
(b) Líneas de flujo

Figura 4-23: Distribución temperatura y líneas de flujo de la simulación del sistema a gas con velocidad angular del recirculador de 990 RPM.

En la figura anterior se observa que en la cámara de combustión solo se genera un torbellino, el cual se forma hacia el interior del horno. Este remolino se genera por efecto del giro del recirculador y afecta negativamente la forma de la llama, la cual se desvía significativamente de la trayectoria original de inyección. Sin embargo, es posible que la llama presente combustión completa, ya que el chorro de aire y combustible al ingresar al horno recibe gases de combustión recirculados a 800 K aproximadamente. Los cuales vienen desde la cámara de proceso e ingresan por la parte superior. Aunque la temperatura de estos gases recirculados no alcanza la temperatura de auto ignición del combustible, aproximadamente 913K para mezclas metano-aire (Kong, Eckhoff, & Alfert, 1995), si ayuda a que la reacción sea más estable aunque la forma de la llama no sea la ideal.

Simulación CFD gas natural con el quemador en posición central y con el recirculador a 1800 RPM

En la Figura 4-24 **Figura 4-25** se muestra como es la distribución de temperatura y las líneas de flujo en las cámaras del horno sin carga y con el ventilador girando a 1800 RPM. Para este caso, el rango de temperatura es de aproximadamente 657 K a 800 K en la cámara de proceso. También se puede observar como la velocidad del recirculador genera una distorsión de la llama similar al caso con 990 RPM. Adicionalmente una parte de los gases de combustión no salen por la chimenea, sino que recirculan por la parte de arriba del horno, tal como ocurre con el caso anterior.



(a) Distribución de Temperatura

(b) Líneas de flujo

Figura 4-24: Distribución temperatura y líneas de flujo simulación del sistema a gas a 1800 RPM.

En la Figura 4-25 se comparan los contornos de temperatura a las diferentes RPM, para observar mejor el efecto del régimen de giro del recirculador en cada una de las simulaciones. Para los casos (a) y (b) (1800 y 990 RPM), se puede observar una llama de forma curva, la cual no es común que se presente en una cámara de combustión. En ambos casos, la cercanía de la llama hacia la pared del horno causa que la superficie de la pared tenga mayor calentamiento que las demás, lo cual puede provocar un desgaste en las paredes refractarias del horno. En el caso (c) (0 RPM), se puede ver un frente de llama estable y que no presenta distorsión de la llama. Sin embargo, al analizar las líneas de flujo presentadas anteriormente, estas demostraron que para este tipo de horno si es necesario usar el recirculador cuando se realice combustión con gas natural, ya que de lo contrario habría muy poca recirculación de gases hacia la cámara de combustión.

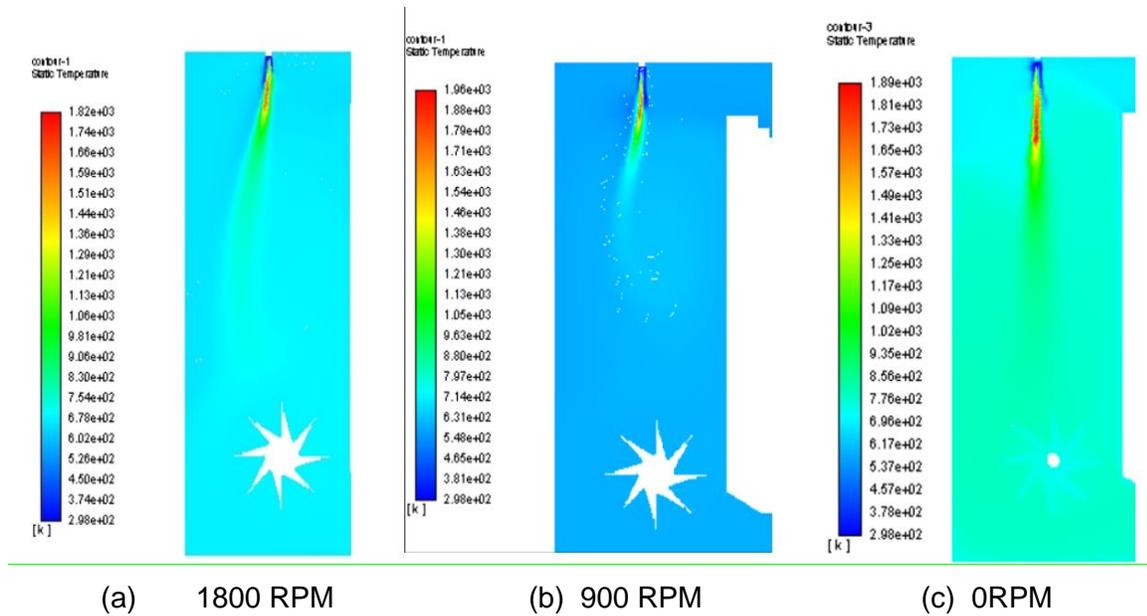


Figura 4-25: Distribución de la temperatura al interior del horno trabajando a diferentes RPM.

Una de las conclusiones más importantes de estas simulaciones es que se requiere operar a un régimen de giro intermedio entre 900 y 0 RPM, que garantice una distribución de temperatura homogénea, una llama no distorsionada y una suficiente recirculación de los gases de combustión dentro de las cámaras. Por tanto, fue necesario realizar simulaciones a una velocidad intermedia de 495 RPM. Este es un régimen de giro que requiere de variador de velocidad en el motor.

Simulación CFD gas natural con el quemador en posición central y con el recirculador a 495 RPM

Se realizó una nueva simulación configurando en 495 RPM la velocidad del recirculador y con el quemador en la posición central como se muestra en la Figura 4-26, en donde se presentan las imágenes del comportamiento tanto de la temperatura como la recirculación de los gases de combustión al interior del horno (vectores de velocidad).

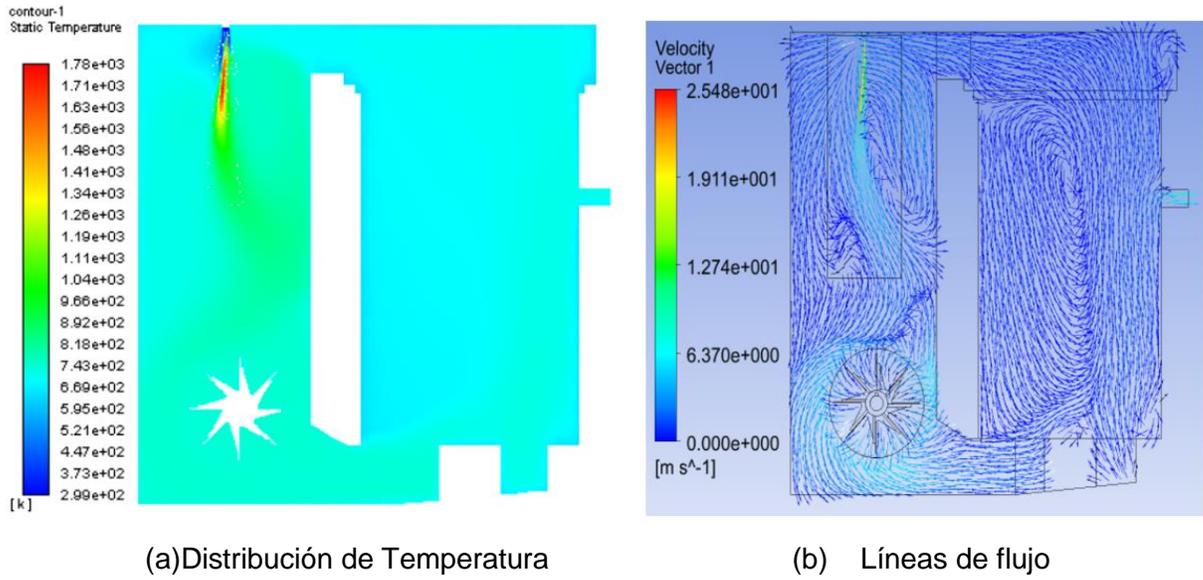


Figura 4-26: Distribución de la Temperatura al interior del horno trabajando a 495 RPM

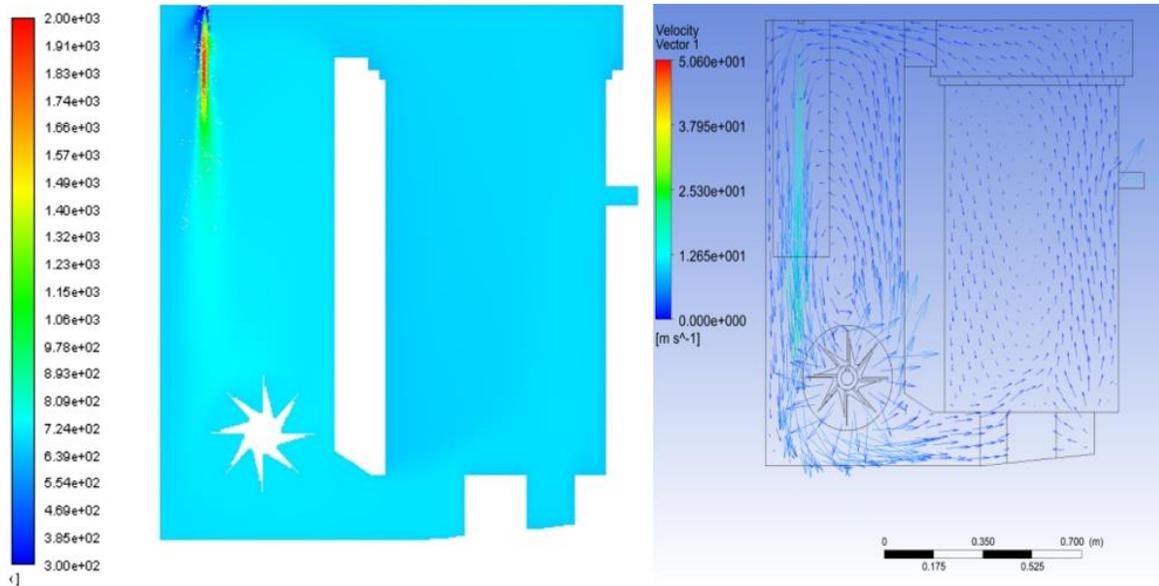
Con la configuración de 495 RPM, la distribución de temperatura al interior de la cámara de proceso es muy homogénea, alrededor de 750 K; también se evidencia recirculación permanente de dichos gases desde una cámara hacia la otra. Como resultado de estas características obtenidas con 495 RPM, se determina que es la mejor configuración para realizar la simulación con diferentes posiciones del quemador de gas natural. Esta servirá además como base para realizar la simulación completa del horno con carga con combustión a gas natural.

Simulación CFD gas natural con el recirculador a 495 RPM: Primer cambio de posición del quemador

Luego de haber realizado las simulaciones cambiando las RPM del recirculador, es necesario mover la posición del quemador y simular con el comportamiento del horno con el cambio mencionado. Esto permite encontrar cual es el efecto de la posición del quemador en el calentamiento del horno.

En la Figura 4-27 se presenta el comportamiento interno del horno con el cambio de posición y con el recirculador en 495 RPM. En la parte (a) se muestra la distribución de la

temperatura al interior de las cámaras de proceso y combustión mientras que en la parte (b) se muestra como es el comportamiento de las líneas de flujo (vectores de velocidad) al interior del horno.



(b) Distribución de Temperatura

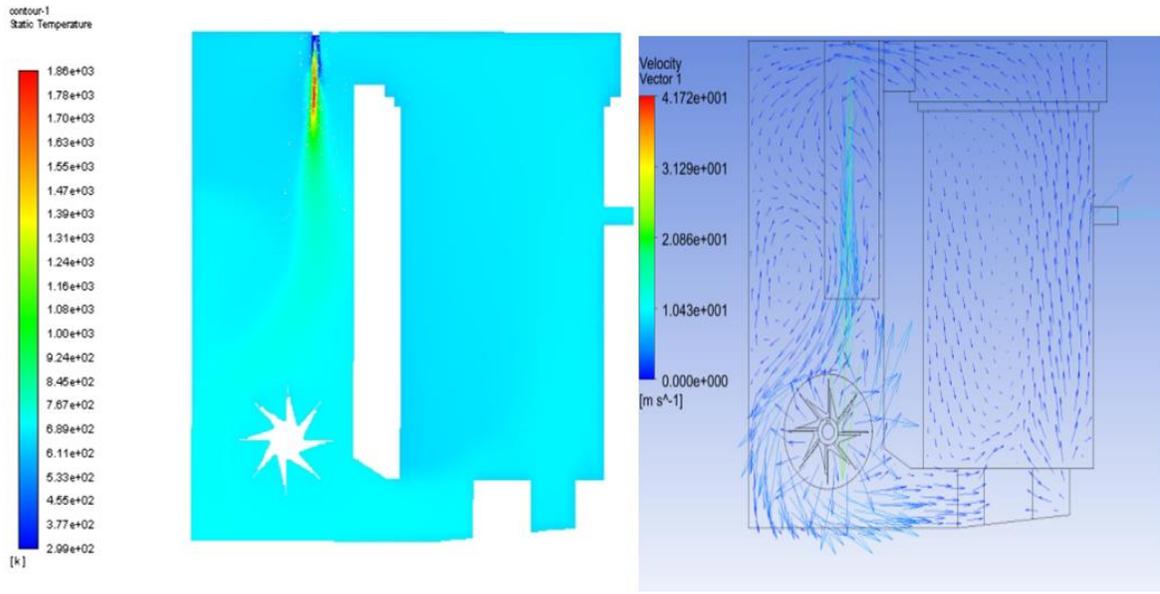
(b) Líneas de flujo

Figura 4-27: Distribución de la Temperatura al interior del horno trabajando a 495 RPM y con cambio de posición del quemador

El cambio de posición del quemador no genera diferencias de temperatura significativas en el interior de la cámara de proceso. Esta nueva ubicación presenta un aumento de temperatura en las paredes cercanas al frente de llama lo que puede representar aumento en la pérdida de calor del horno hacia el exterior en esta cara del horno y desgaste del material refractario.

Simulación CFD gas natural con el recirculador a 495 RPM. segundo cambio de posición del quemador

En la Figura 4-28 se presenta como es el comportamiento interno del horno con segundo cambio de posición del quemado, esta vez ubicado en el extremo de la tapa (punto 15) como se muestra en la sección Medición de temperaturas superficiales del horno y con el recirculador en 495 RPM.



(a) Distribución de Temperatura

(b) Líneas de flujo

Figura 4-28: Distribución de la Temperatura al interior del horno trabajando a 495 RPM y con cambio de posición del quemador

Al igual que en el cambio de posición anterior, esta nueva ubicación del quemador no genera diferencias de temperatura significativas en el interior de la cámara de proceso. Así mismo esta posición puede presentar desgaste del material refractario en la pared interna del horno.

Simulación CFD gas natural con el recirculador a 495 RPM con la canasta al interior del horno.

En la

Figura 4-29 se presenta como es el comportamiento interno del horno con la canasta al interior de la cámara de proceso.

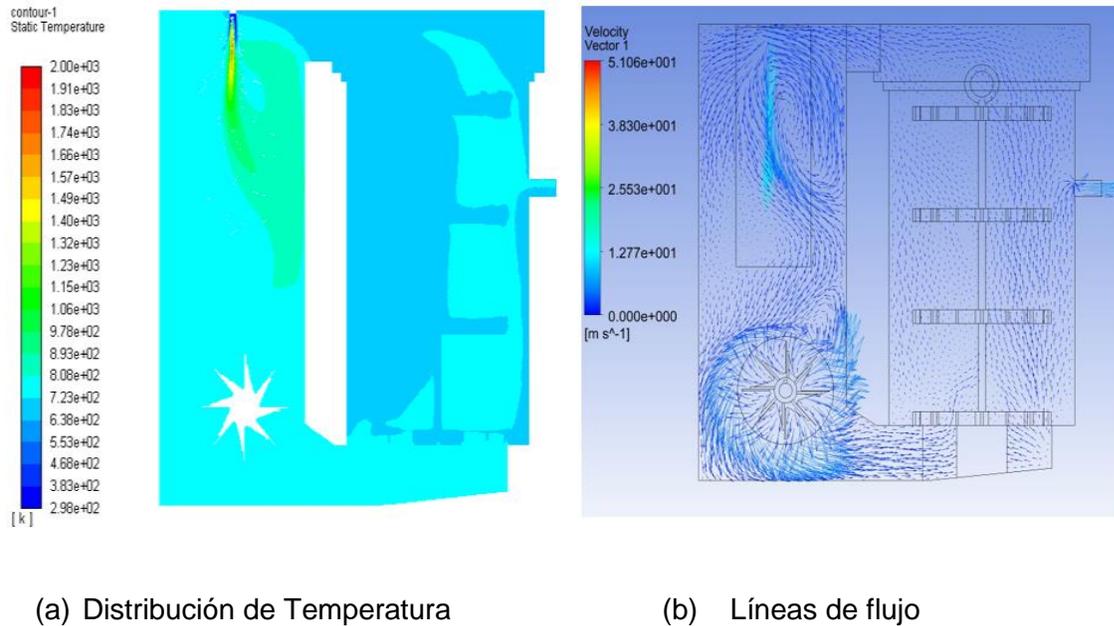


Figura 4-29: Distribución de la Temperatura al interior del horno trabajando a 495 RPM y con la canasta.

En la simulación con la canasta, se muestra el calentamiento uniforme de la canasta como elemento soporte para la suspensión la carga. Pese a que dentro de la cámara de proceso los gases presentan variaciones hasta de 100 K, la temperatura en la canasta no presenta variaciones significativas. Es decir, cuando el sistema no tiene canasta, la distribución de temperatura dentro de la cámara de proceso es más uniforme mientras que, con la inclusión de la canasta, la distribución de temperatura pierde uniformidad, pero esta no afecta negativamente el tratamiento térmico.

4.3.3 Eficiencia de la combustión de gas natural

Para determinar la eficiencia de la combustión del gas natural es necesario determinar primero cómo es la variación de su composición con el tiempo. Para este caso se delimita el estudio a determinar como la variación del gas en nodo Sebastopol, nodo que suministra el gas natural en Medellín, Antioquia (Colombia). Cabe anotar que la empresa

transportadora de gases en Colombia TGI (Transportadora de Gas Internacional S . A . ESP, 2018) tiene registrado día a día la composición, generado así un histórico en donde se especifica la cantidad de los compuestos químicos que tiene el gas en el nodo de Sebastopol.

En la Figura 4-30 se puede observar el histórico del porcentaje en volumen de metano en la composición del gas natural en el nodo Sebastopol (Datos obtenidos de TGI).

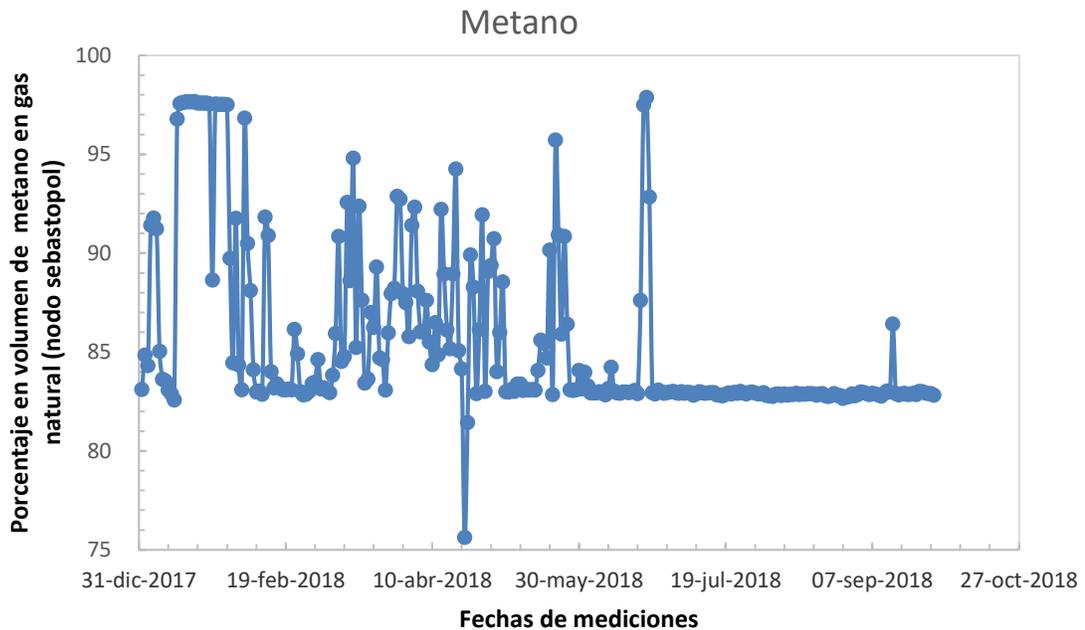


Figura 4-30: Histórico porcentaje de CH₄ en gas natural para nodo Sebastopol.

El tiempo de estudio seleccionado para medir los porcentajes de CH₄ en este nodo es de 272 días, periodo de tiempo en el cual se puede observar que el porcentaje es muy variable. Solo durante el periodo comprendido desde el 25/06/2018 hasta el 28/09/2018 se observan valores muy estables en el porcentaje de CH₄. Debido a este comportamiento, se opta por tomar la composición del 28/09/2018 como valores para realizar los cálculos estequiométricos de la combustión del gas natural al interior del horno y de igual manera se configuro la simulación CFD con estos porcentajes.

En la Tabla 4-11 se presenta la composición de especies tomada como referencia en el nodo de Sebastopol y la composición establecida en la simulación. Dado que el mecanismo de combustión seleccionado, el GRI-Mech 3.0 (G. P. Smith et al., 2006), no tiene todas las

especies presentes en la composición del gas de Sebastopol, se tuvo que ingresar en la simulación CFD una composición aproximada, mostrada en la última columna de la tabla, en la cual todos los hidrocarburos más pesados se sumaron al etano.

Tabla 4-11: Composición de especies químicas utilizada en este trabajo

Especie química		Porcentaje volumétrico o molar gas natural Sebastopol	Porcentaje volumétrico o molar gas natural simulación CFD
CH₄	Metano	0,8281794	0,8281794
CO₂	Dióxido de carbono	0,0193436	0,0193436
N₂	Nitrógeno	0,0042267	0,0042267
C₂H₆	Etano	0,1007727	0,1482503
i C₃H₈	Propano	0,0353926	0
i C₄H₁₀	i-butano	0,0054456	0
n C₄H₁₀	n-butano	0,0050905	0
i C₅H₁₂	i-pentano	0,0009386	0
n C₅H₁₂	n-pentano	0,0004518	0
i C₆H₁₄	n-hexano	0,0001585	0
Total especies		1	1

Usando las ecuaciones descritas para el cálculo del balance de energía con combustión a gas, en la Tabla 4-12 se presentan los datos de entrada utilizados para realizar los cálculos de la eficiencia del horno trabajando con combustión a gas natural. En esta simulación se utilizó un porcentaje de exceso de aire de 310%, debido a la necesidad de la dilución de los gases de combustión al interior de la cámara y así generar la temperatura requerida en el proceso (aproximadamente 773,15 K).

Tabla 4-12: Datos de entrada cálculos eficiencia térmica del proceso.

Datos entrada térmicos	Cantidad	Unidades
Flujo másico combustible	0,00005	kg/s
Exceso de aire	310	%
Temperatura salida gases	744	K
Presión atmosférica absoluta	86000	Pa
Poder calorífico inferior combustible	49365,64	kJ/kg

En la Tabla 4-13 se muestran los valores teóricos calculados de las composiciones de los gases de entrada, gases de salida y las fracciones molares usadas en la combustión de horno. Las fracciones máxicas utilizadas para esta simulación arrojaron resultados que predicen un porcentaje alto de oxígeno en la chimenea (16% en volumen). Es importante aclarar que para estos cálculos se asume que el H₂O en la salida de la chimenea está en estado gaseoso, ya que en este tipo de hornos no se presenta la condensación.

Tabla 4-13: Composición y propiedades del combustible, aire y gases de combustión

Parámetros	CH ₄	C ₂ H ₆	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O (g)	Unidades
Masa molar	16,043	30	31,999	28,013	44,01	18,015	kg/kmol
Fracción molar del combustible	0,82817	0,14825	0	0,00422	0,01934	0	
Fracción máxica de combustible	0,71036	0,23778	0	0,00633	0,04551	0	
Fracción máxica del aire	0	0	0,233	0,767	0	0	
Coefficientes de balance de los productos (teórica)	0	0	6,74322	33,53764	1,14402	2,10110	
Fracción molar en los gases de combustión (teórica, gas Sebastopol aproximado)	0	0	0,15492	0,77051	0,02628	0,04827	
Fracción máxica en los gases de combustión (teórica, gas Sebastopol aproximado)	0	0	0,17352	0,75554	0,04049	0,03044	
Entalpía de formación a 298K y 0,1 Mpa	-74850	-84667	0	0	-393520	-241820	kJ/kmol
Entalpía a temperatura y presión de referencia (298K; 101325 Pa)	14592,8	20071,6	8667,5	8659,2	22256,3	1878,8	kJ/kmol
Entalpía a temperatura y presión de salida	37779,1	58679,9	23641,9	22901,9	43779,8	62885,8	kJ/kmol
Delta entalpía entre T salida y T referencia	23186,3	38608,2	14974,4	14242,7	21523,4	61006,9	kJ/kmol

En la

Tabla 4-14 se presentan los resultados de la eficiencia de la combustión a gas en el horno teniendo en cuenta el ventilador. Dado que el ventilador y la potencia del quemador son del mismo orden de magnitud es necesario incluirlo en el balance.

Tabla 4-14: Eficiencia de la combustión a gas en el horno con ventilador

Balance energía con ventilador	Cantidad	Unidades
Potencia ventilador	0,668516	kW
Energía sensible de gases de entrada	-0,219617	kW
Lado izquierdo balance (energía sensible entrada + energía ventilador)	0,435236	kW
Lado derecho balance (pérdidas por gases calientes)	-0,6410488	kW
Q pérdidas por paredes	1,07628569	kW
Eficiencia de proceso	34,31%	

La

Tabla 4-14 se compara favorablemente con la Figura 4-31, la cual es reportada por el software de simulación, donde las pérdidas por paredes en la tabla son de 1,07 kW y como muestra en la figura en simulación la pérdida es de 0,932 kW.

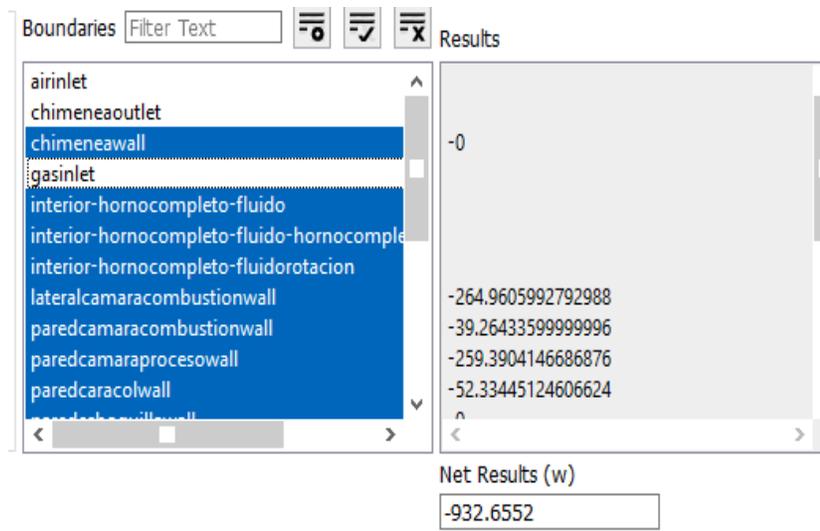


Figura 4-31: Pérdida total de calor en paredes en simulación CFD

En la Tabla 4-15 se presentan los resultados de la eficiencia de la combustión a gas en el horno sin el ventilador. La eficiencia que se obtiene sin considerar el recirculador es la eficiencia de combustión la cual ha sido evaluada por otros autores (Amell, Gil, & Maya, 1998), donde se reporta que aproximadamente para la combustión de gas natural guajira (98% en volumen de metano) se obtiene una eficiencia cercana al 15% para 3% de CO₂ y 16% de O₂ en los gases de combustión.

Tabla 4-15: Resultados de la eficiencia de la combustión a gas en el horno sin el ventilador.

Balance energía sin ventilador	Cantidad	Unidades
Potencia ventilador	0	kW
Energía sensible de gases de entrada	-0,2332	kW
Lado izquierdo balance (energía sensible entrada + energía ventilador)	-0,2332	kW
Lado derecho balance (pérdidas por gases calientes)	-0,6410	kW
Q pérdidas por paredes	0,4077	kW
Eficiencia de combustión	16,52%	

4.3.4 Emisiones

En la

Tabla 4-16 se comparan los resultados obtenidos de forma teórica utilizando las ecuaciones mencionadas en la sección 3.3.3 Balance de masa y energía con combustión a gas natural y 3.2 Evaluación numérica del horno actual, con las simulaciones del horno funcionando con combustión a gas natural. El resultado reportado de la simulación a 990 RPM en la

Tabla 4-14, es un promedio ponderado de la frontera de salida de la chimenea.

Tabla 4-16: Comparación de resultados teóricos vs CFD.

	CH ₄	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O (g)	CO	NO
Fracción másica en los gases de combustión (teórica)	0	0,1673	0,7550	0,0426	0,0349	0	0

Fracción másica en los gases de combustión (Simulación CFD 990 RPM)	0	0,1668	0,7549	0,0429	0,0351	4,03e-7	0,0001
Variación porcentual (%)	0	-0,31	-0,02	0,63	0,63	-	-

	CH ₄	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O (g)	CO	NO
0 RPM Quemador Central	0	0,1381	0,7645	0,0529	0,0628	4,7384e-07	0,0002
0 RPM Quemador Posición Derecha	0	0,1493	0,7543	0,0445	0,0334	3,3716 e-7	0,7685
0 RPM Quemador Posición Izquierda	0	0,1704	0,7549	0,0425	0,0319	3,2781 e-7	0,0001
990 RPM Quemador Central	0	0,1668	0,7549	0,0429	0,0351	4,0300 e-7	0,0001
1800 RPM Quemador Central	0	0,1716	0,7698	0,0417	0,0313	3,4659 e-7	0,0001
495 RPM Quemador Central con carga	0	0,1535	0,7516	0,0540	0,0406	4,9424 e-7	0,0002

Para ambos métodos de análisis, se utilizaron las mismas variables de entrada, dando como resultado una variación porcentual menor a 1% en todas las especies principales. La ecuación teórica no predice la formación de monóxido de carbono (CO) ni monóxido de nitrógeno (NO). Sin embargo, las simulaciones si predicen la formación de estos compuestos, debido a que en la simulación es utilizado el mecanismo de combustión Grimech 3.0 (Sung, Law, & Chen, 2001), el cual describe cuales son las reacciones más relevantes y sus parámetros cinéticos. El CO y el NO son muy bajos lo cual es positivo para la implementación del quemador a gas.

En la Figura 4-32 se presenta como es el comportamiento interno del horno a 0 rpm y evaluando el comportamiento de las especies químicas CH₄, CO y OH. La estructura de la llama corresponde a lo reportado por otros autores (Magel et al., 1996), (Saito, 2016; Vitorino et al., 2013) para llamas axisimétricas turbulentas no premezcladas de coflujo.

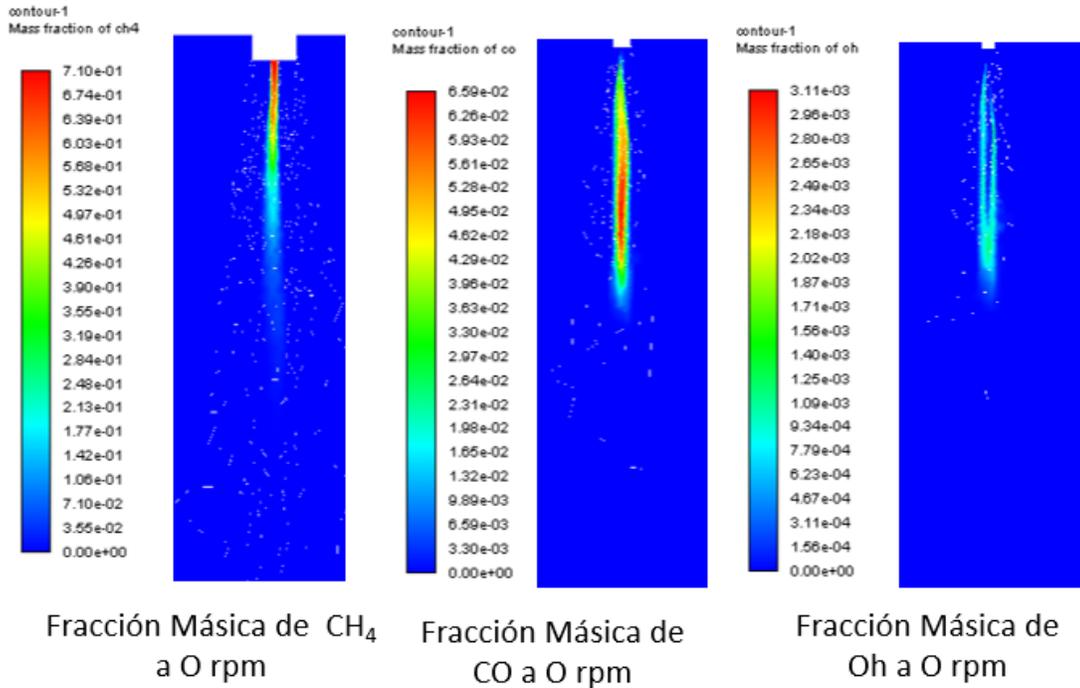


Figura 4-32: Fracciones máxicas de CH₄, CO y OH a 0 rpm

En la Figura 4-33 se presenta como es el comportamiento interno del horno a 495 rpm, evaluando el comportamiento de las especies químicas. A estas rpms la llama conserva su estructura, pero la simetría axial se pierde porque el campo de velocidades se deforma debido al giro del ventilador. En la Figura 4-34 se presenta como es el comportamiento interno del horno a 990 rpm. Comparado con 495 rpm, a 990 existe un pico más alto de monóxido en el frente de llama. Sin embargo, dado el exceso de aire, la combustión es completa y eso se ve reflejado en los resultados de la tabla 4-15.

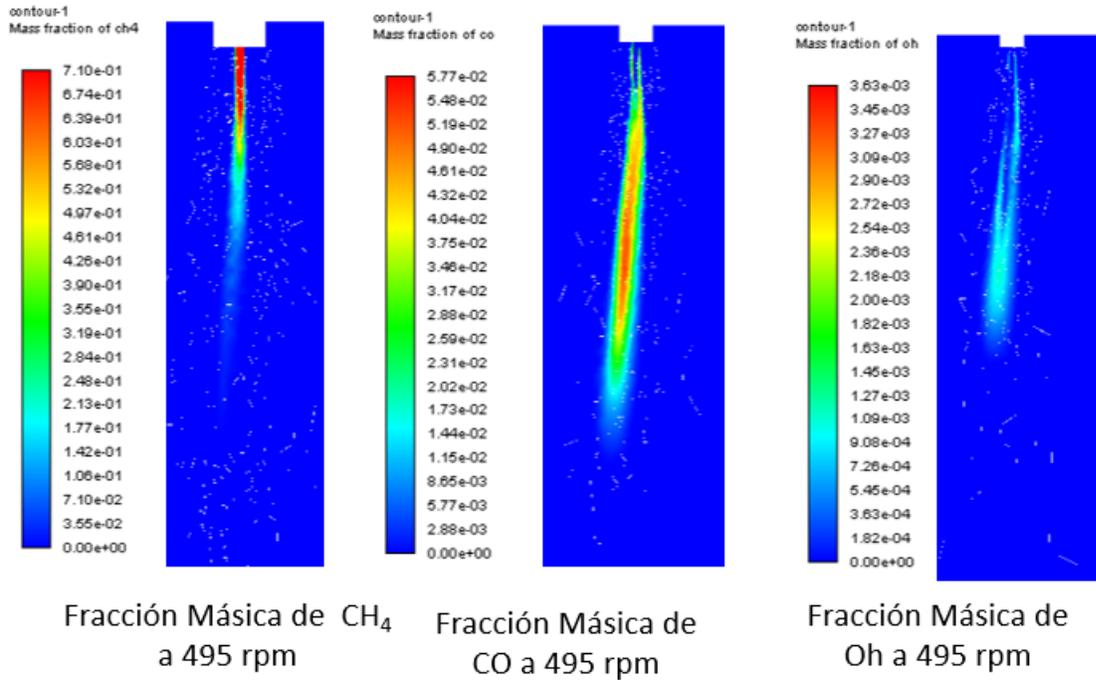


Figura 4-33: Fracciones másicas de CH₄, CO y OH a 495 rpm

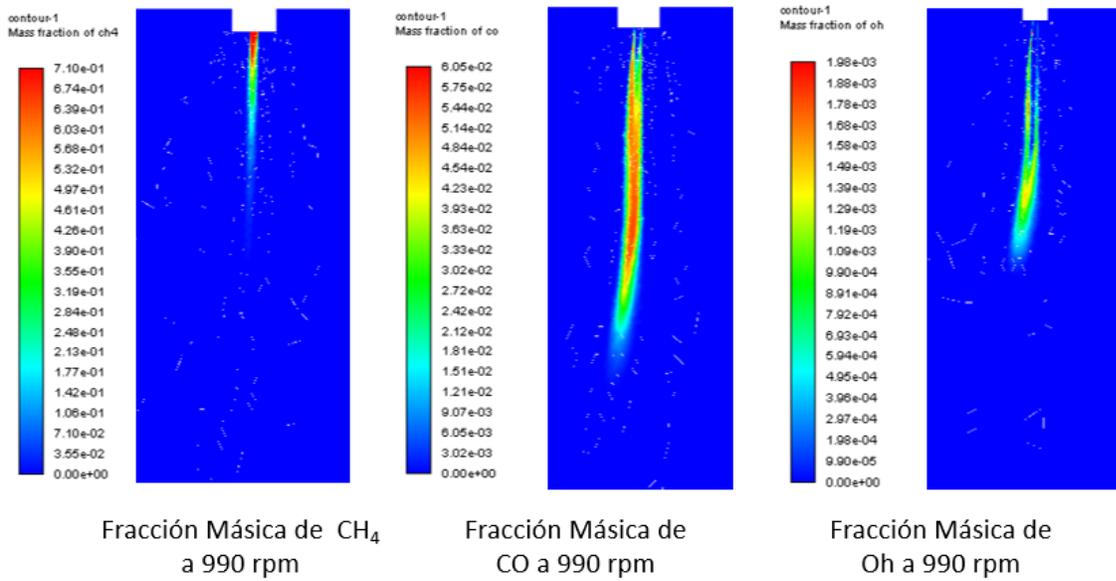


Figura 4-34: Fracciones másicas de CH₄, CO y OH a 990 rpm

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

Al realizar el estudio de eficiencia del horno eléctrico de revenido se determinó que la eficiencia energética es aproximadamente un 63,56%. Esta eficiencia es superior a la reportada por otros autores, pero es de esperarse para este caso porque el horno posee una capa de material aislante y/o refractario. Esto se puede verificar ya que las pérdidas de calor que arroja este estudio son de 4,7 kW.

En la parte eléctrica se realizaron simulaciones cambiando las RPM del recirculador con el fin de encontrar la velocidad de rotación que presentara la mejor recirculación de calor al interior de la cámara de proceso y la cámara de calentamiento. Los cambios de velocidades, acompañados de cálculos matemáticos de transferencia de calor aplicados a procesos térmico, permitieron determinar que el horno eléctrico tiene un mejor comportamiento operando a 1800 RPM, generando así una tasa de transferencia de calor 48% por encima de las condiciones normales de operación las cuales son 990RPM, manteniendo así temperatura estable, la cual garantiza la calidad del proceso. Sin embargo, cabe aclarar que el aumento de las rpms trae consigo una reducción en la eficiencia del sistema debido a que el ventilador requiere mayor potencia para su funcionamiento.

En la evaluación del horno con combustión a gas, se realizaron varias simulaciones con el fin de encontrar la geometría y parámetros adecuados, cambios que se validaron matemática y químicamente al realizar balances de masa y energía. Estos fueron comparados con los resultados de la simulación numérica, para determinar los parámetros adecuados para la operación. Los resultados demuestran que es posible la dilución de los gases de combustión en las cámaras garantizando una temperatura homogénea dentro del horno, evitando la generación de emisiones contaminantes.

Los cambios de las RPM en la simulación a gas demostraron que el recirculador no es necesario para garantizar la homogeneidad de la temperatura al interior del horno. Sin embargo, la eficiencia del horno es mayor cuando se opera con el recirculador ya que este

contribuye en la generación de turbulencia de los gases, lo que incrementa la eficiencia del proceso de transferencia de calor hacia la carga.

Las simulaciones del horno operando con gas natural mostraron que la mejor velocidad para operar el horno es de 495 RPM y que la mejor posición del quemador de gas natural es la central ya que no muestra cambios fuertes en el frente de llama, garantizando la homogeneidad de la temperatura al interior de las cámaras.

Las emisiones de gases contaminantes en la combustión del gas natural fueron analizadas, tanto por cálculos estequiométricos como en las simulaciones CFD, prediciendo así que la combustión en las cámaras es eficiente ya que las emisiones de CO y el NO son muy bajas lo cual es positivo para la implementación del quemador a gas.

El calentamiento volumétrico de las piezas mediante gas natural no presenta ningún tipo de afectación a las propiedades de los materiales, esto se ve garantizado ya luego de que el proceso de revenido las piezas pasan por procesos como mecanizado, granallado y soldadura. Donde cualquier afectación de las propiedades mecánicas del material se evidenciaría de inmediato. Basados en la experiencia de la empresa haciendo esta clase de procesos en hornos operados netamente a gas natural de concluye que el gas natural es apto para procesos de revenido de metales.

Los resultados de esta investigación permiten concluir que la conversión de un horno eléctrico a un horno dual de electricidad y gas natural es viable con un mínimo de modificaciones al horno.

5.2 Recomendaciones

Luego de realizar el estudio experimental y numérico del horno, para comprender la importancia del horno en el proceso, se recomienda a la empresa realizar la implementación de una tapa con el quemador de gas natural, la cual pueda ser instalada con facilidad en el horno con el fin de garantizar continuidad en el proceso. Así mismo se pueden plantear otras alternativas en la implementación de proyectos que contribuyan a la eficiencia e independencia energética en la empresa.

Para la funcionalidad del horno bajo resistencia eléctricas, se recomienda instalar un motor y un variador que permita aumentar a 1800 las RPM del motor aumentando así la transferencia de calor hacia la carga.

Para la funcionalidad del horno bajo combustión de gas natural, se recomienda instalar un motor y un variador que permita disminuir la velocidad del motor del recirculador a 495 RPM, garantizando homogeneidad en la transferencia de calor hacia la carga y disminuyendo el consumo eléctrico.

5.3 Trabajo futuro

Como desarrollos futuros basados en esta investigación, existen varios aspectos que podían enriquecerse y completar este trabajo. Algunos de ellos fueron pensados luego de realizar la investigación a fondo del proceso de tratamientos térmicos, sin embargo, por razones diversas, no fue posible ejecutarlos en la realización de este trabajo.

Como primer desarrollo que se plantea a futuro, está el análisis de la recuperación de los calores residuales, generados en la salida de humos de la chimenea, ya que esta temperatura se podría provechar en el precalentamiento de piezas.

Otro desarrollo que se podría plantear es diseñar una nueva geometría del horno para operar con gas natural, en donde no sea necesaria la inclusión del recirculador y que este sea reemplazado por la velocidad de los gases de combustión.

Se puede evaluar la posibilidad de utilizar un tubo radiante para la generación del calor u otras tecnologías diferentes a las planteadas anteriormente.

También se puede evaluar las mismas simulaciones con configuración de estado transitorio para determinar el patrón de calentamiento en las cámaras del horno. Estas simulaciones se pueden realizar con diferentes mecanismos de combustión para determinar los cambios en las reacciones químicas del gas natural.

Bibliografía

- Abraham, J. P., & Sparrow, E. M. (2004). A simple model and validating experiments for predicting the heat transfer to a load situated in an electrically heated oven. *Journal of Food Engineering*, 62(4), 409–415. [https://doi.org/10.1016/S0260-8774\(03\)00265-6](https://doi.org/10.1016/S0260-8774(03)00265-6)
- Amell, A., Gil, E., & Maya, R. (1998). Herramientas para el uso eficiente del gas: Diagramas de eficiencia térmica. *Revista Facultad de Ingeniería*, 16, 55–68.
- Annamalai, K., & Puri, I. K. (2006). *Combustion Science and Engineering* (1st editio). Boca Raton, FL: CRC Press.
- ANSYS. (2018). FLUENT Theory Guide. *Release 18.2*, (January).
- Ardila, J., Hincapié, D., & Casas, J. (2015). Numerical models validation to correlations development for heat exchangers. *Actas de Ingeniería*, 1, 164–168.
- Arrieta-Burgos, A., Cadavid-Sierra, F., & Amell-Arrieta, A. (2011). Simulación numérica de hornos de combustión equipados con quemadores radiantes. *Ingeniería y Universidad*, 15(1), 9–20.
- Asociación Española de Normalización y Certificación. (2005). *UNE-EN 407:2005 Guantes de protección contra riesgos térmicos (calor y/o fuego)*.
- ASTM. (2015). Standard Guide for Heated System Surface Conditions that Produce Contact Burn Injuries. *Astm*, i(3), 1–8. <https://doi.org/10.1520/C1055-03R14.2>
- ASTM International. (2013). *ASTM C155-97(2013) Standard Classification of Insulating Firebrick*. <https://doi.org/10.1520/C0155-97R13>
- Azimi, S. S., & Namazi, M. H. (2015). Modeling of combustion of gas oil and natural gas in a furnace: Comparison of combustion characteristics. *Energy*, 93, 458–465. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.09.061>
- Barreira Duarte, J. M. (2013). *Simulação numérica de um forno de revenido*. Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.
- Barrera, E. F., Aguirre, F. A., Vargas, S., & Martínez, E. D. (2018). Influencia del Y Plus en el Valor del Esfuerzo Cortante de Pared a través Simulaciones empleando Dinámica Computacional de Fluidos. *Información Tecnológica*, 29(4), 291–302. <https://doi.org/10.4067/s0718-07642018000400291>
- Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 53(6), 2498–2508.

<https://doi.org/10.1021/ie4033999>

- Berger, M. J., & Olinger, J. (1984). Adaptive mesh refinement for hyperbolic partial differential equations. *Journal of Computational Physics*, 53(3), 484–512. [https://doi.org/10.1016/0021-9991\(84\)90073-1](https://doi.org/10.1016/0021-9991(84)90073-1)
- Bray, K. (2016). Laminar Flamelets in Turbulent Combustion Modeling. *Combustion Science and Technology*, 188(9), 1372–1375. <https://doi.org/10.1080/00102202.2016.1195819>
- Bryson, W. E. (2015). The Heat-Treating Processes Step 4: Tempering. In *Heat Treatment* (pp. 108–111). <https://doi.org/10.3139/9781569904862.020>
- Burlon, F. (2015). Energy efficiency of combined ovens. *Energy Procedia*, 82, 986–993. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.856>
- Cadavid, F., Herrera, B., & Amell, A. (2010). Numerical simulation of the flow streams behavior in a self-regenerative crucible furnace. *Applied Thermal Engineering*, 30(8–9), 826–832. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.12.011>
- Carpio, J., Luis, J., & Vera, M. (2016). A local anisotropic adaptive algorithm for the solution of low-Mach transient combustion problems. *Journal of Computational Physics*, 306, 19–42. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2015.11.011>
- Cavaliere, A., & De Joannon, M. (2004). Mild combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 30, pp. 329–366. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.003>
- Çengel, Yunus. Cimbala, J. (2010). *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones* (2da ed.). Mexico: McGraw-Hill.
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2015). Heat and Mass Transfer, Fundamentals & Application. In *McGraw-Hill* (5th ed.). McGraw-Hill.
- Chen, H., Jiang, G., Zhang, Q., & Zhang, N. (2019). Temperature uniformity in tempering furnace with high-speed rotating fluid. *Ekoloji*, 28(107), 2377–2383.
- Chunsheng, W., Yan, Z., Zejun, L., & Fuxiang, Y. (2019). Heat transfer simulation and thermal efficiency analysis of new vertical heating furnace. *Case Studies in Thermal Engineering*, 13(January), 100414. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100414>
- Coppalle, A., & Vervisch, P. (1983). The total emissivities of high-temperature flames. *Combustion and Flame*, 49(1–3), 101–108. [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(83\)90154-2](https://doi.org/10.1016/0010-2180(83)90154-2)
- Díaz-Ovalle, C. O., Martínez-Zamora, R., González-Alatorre, G., Rosales-Marines, L., & Lesso-Arroyo, R. (2017). An approach to reduce the pre-heating time in a convection oven via CFD simulation. *Food and Bioproducts Processing*, 102, 98–106. <https://doi.org/10.1016/j.fbp.2016.12.009>
- DIN. (2013). *DIN 17052-1 Heat treatment furnaces - Part 1: Requirements for temperature uniformity (In german)*.

- El-Mahallawy, F., & Habik, S. E.-D. (2002). Combustion Fundamentals. In *Fundamentals and Technology of Combustion* (pp. 1–75). <https://doi.org/10.1016/B978-008044106-1/50003-6>
- Erdmann, E., Ale Ruiz, L., Martínez, J., Gutierrez, J. P., & Tarifa, E. (2012). Endulzaminto de gas natural con aminas. Simulación del proceso y análisis de sensibilidad paramétrico. *Avances En Ciencias e Ingeniería*, 3(4), 89–101.
- Forjas Bolivar SAS. (2019). Forjas Bolivar. Retrieved from www.forjasbolivar.com
- Gao, X., & Groth, C. P. T. (2010a). A parallel solution - adaptive method for three-dimensional turbulent non-premixed combustng flows. *Journal of Computational Physics*, 229(9), 3250–3275. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2010.01.001>
- Gao, X., & Groth, C. P. T. (2010b). A parallel solution - adaptive method for threeGao, X., & Groth, C. P. T. (2010). A parallel solution - adaptive method for three-dimensional turbulent non-premixed combustng flows. *Journal of Computational Physics*, 229(9), 3250–3275. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2010.01.001>
- Ho, J. C., & Chandratilleke, T. T. (1991). Thermodynamic analysis of an electric arc furnace. *Energy Conversion and Management*. [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(91\)90070-Y](https://doi.org/10.1016/0196-8904(91)90070-Y)
- Hochgreb, S. (2019). Mind the gap: Turbulent combustion model validation and future needs. *Proceedings of the Combustion Institute*, 37(2), 2091–2107. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.05.003>
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2009). *Fundamentos de la Transferencia de Calor* (p. 8). p. 8.
- International Energy Agency. (2010). World Energy Outlook 2009. *World Energy Outlook*, 23(4), 326–328. <https://doi.org/10.1049/ep.1977.0180>
- Jiyuan, T., Guan- Heng, Y., & Chaoqun, L. (2018). Some Applications of CFD With Examples. In *Computational Fluid Dynamics (Third Edition)* (pp. 291–367). <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-101127-0.00008-8>
- Józwiak, P., Hercog, J., Kiedrzyńska, A., & Badyda, K. (2019). CFD analysis of natural gas substitution with syngas in the industrial furnaces. *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.04.179>
- Kayadelen, H. K. (2017). Effect of natural gas components on its flame temperature, equilibrium combustion products and thermodynamic properties. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 45, 456–473. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2017.05.023>
- Kong, D., Eckhoff, R. K., & Alfert, F. (1995). Auto-ignition of CH₄air, C₃H₈air, CH₄/C₃H₈/air and CH₄/CO₂/air using a 11 ignition bomb. *Journal of Hazardous Materials*, 40(1), 69–84. [https://doi.org/10.1016/0304-3894\(94\)00082-R](https://doi.org/10.1016/0304-3894(94)00082-R)

- Kumar, V., Saini, S., Sharma, M., & Nigam, K. D. P. (2006). Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger. *Chemical Engineering Science*, 61(13), 4403–4416. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2006.01.039>
- Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J. R., & Sánchez, C. A. (2006). Estudio del efecto de la altitud sobre el comportamiento de motores de combustión interna. Parte 1: Funcionamiento. *Informacion Tecnologica*, 17(5), 21–30. <https://doi.org/10.4067/S0718-07642006000500005>
- Lee, H. J., Park, J., & Lee, S. H. (2017). Numerical Investigation on Influence of Fan Speed and Swirling Gas Injection on Thermal-Flow Characteristics in Nitrocarburizing Furnace. *Materials Transactions*, 58(9), 1322–1328. <https://doi.org/10.2320/matertrans.m2017148>
- Lewis, M. A. X. H., & Smoot, L. D. (1981). *Part I: Local Species Concentration Measurements Stream ~ - ' l Wa ~ r*. 196, 183–196.
- López G., J., Polupan, G., & Toledo Velásquez, M. (2003). Drop of nitrogen oxides generation at distillate gas burning in a furnace of the industrial boiler. *5th Latin American Congress: Electricity Generation and Transmission*. Sao Paulo, Brazi.
- Magel, H. C., Schnell, U., & Hein, K. R. G. (1996). Simulation of detailed chemistry in a turbulent combustor flow. *Symposium (International) on Combustion*, 26, 67–74. [https://doi.org/10.1016/s0082-0784\(96\)80201-3](https://doi.org/10.1016/s0082-0784(96)80201-3)
- Mayr, B., Prieler, R., Demuth, M., Moderer, L., & Hochenauer, C. (2017). CFD analysis of a pusher type reheating furnace and the billet heating characteristic. *Applied Thermal Engineering*, 115, 986–994. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.028>
- McAllister, S., Chen, J.-Y., & Fernandez-Pello, A. C. (2011). *Fundamentals of Combustion Processes*. <https://doi.org/10.1007/978-1-4419-7943-8>
- Mendaza, P. (1993). NTP 322: Valoración del riesgo de estrés térmico: índice WBGT. *Instituto Nacional de Seguridad e Higiene En El Trabajo*, (1), 1–6.
- Meziane, S., & Bentebbiche, A. (2019). ScienceDirect Numerical study of blended fuel natural gas-hydrogen combustion in rich / quench / lean combustor of a micro gas turbine. *International Journal of Hydrogen Energy*, (xxxx). <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.128>
- Mullinger, P., Jenkins, B., Mullinger, P., & Jenkins, B. (2013). Flames and Burners for Furnaces. In *Industrial and Process Furnaces* (2nd editio, pp. 139–207). <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-099377-5.00005-8>
- Neaca, M. I., & Neaca, A. M. (2010). The modeling of the heating resistors in transient regime. *10th International Conference on Development and Application Systems*, 1–7. Suceava, Rumania: IEEE.
- Nieckele, A. O., Naccache, M. F., & Gomes, M. S. P. (2011). Combustion performance of an aluminum melting furnace operating with natural gas and liquid fuel. *Applied Thermal Engineering*, 31(5), 841–851.

- <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.11.003>
- Peng, W., Li, G., Geng, J., & Yan, W. (2018). A strategy for the partition of MRF zones in axial fan simulation. *International Journal of Ventilation*, 33(15), 1–15. <https://doi.org/10.1080/14733315.2018.1431361>
- Peters, N. (1988). Laminar flamelet concepts in turbulent combustion. *Symposium (International) on Combustion*. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(88\)80355-2](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(88)80355-2)
- Raman, V., & Hassanaly, M. (2019). Emerging trends in numerical simulations of combustion systems. *Proceedings of the Combustion Institute*, 37(2), 2073–2089. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.07.121>
- Royo, P., Ferreira, Víctor, J., López-Sabirón, A. M., & García-Armingol, T. (2019). Retrofitting strategies for improving the energy and environmental efficiency in industrial furnaces: A case study in the aluminium sector. *Elsevier*, 8(5), 1813–1822.
- Saito, S. P. N. A. K. (2016). NO formation analysis of turbulent non-premixed coaxial methane / air diffusion flame. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 13(2), 513–518. <https://doi.org/10.1007/s13762-015-0876-0>
- Selle, L., Lartigue, G., Poinso, T., Koch, R., Schildmacher, K., Krebs, W., ... Veynante, D. (2004). *Compressible large eddy simulation of turbulent combustion in complex geometry on unstructured meshes*. 137, 489–505. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2004.03.008>
- Smith, G. P., Golden, D. M., Frenklach, M., Moriarty, N. W., Eiteneer, B., Goldenberg, M., ... Qin, Z. (2006). GRI - MECH 3.0. Retrieved from http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/
- Smith, T. F., Shen, Z. F., & Friedman, J. N. (2009). Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model. *Journal of Heat Transfer*, 104(4), 602. <https://doi.org/10.1115/1.3245174>
- Solarin, S. A., & Shahbaz, M. (2015). Natural gas consumption and economic growth: The role of foreign direct investment, capital formation and trade openness in Malaysia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 42, 835–845. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.075>
- Suarez Cabrera, R. (2004). Experiencias y aplicabilidad de las normas ISO 7243 (EN 27243) e ISO 7933 (EN 12515) en Cuba y países del área del mar Caribe. *MAPFRE Seguridad*, 7243(En 27243), 1–27.
- Subdirección de hidrocarburos UPME. (2016). *Proyección de precios de los energéticos para generación eléctrica Enero 2016 -Diciembre 2035*.
- Sung, C. J., Law, C. K., & Chen, J. Y. (2001). Augmented reduced mechanisms for NO emission in methane oxidation. *Combustion and Flame*, 125(1–2), 906–919. [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(00\)00248-0](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(00)00248-0)
- Transportadora de Gas Internacional S . A . ESP. (2018). Cromatografías Específicas.

- Trinks, W., Mawhinney, M. H., Shannon, R. A., Reed, R. J., & Garvey, J. R. (2003). *Industrial furnaces* (6th ed.). New Jersey, USA: John Wiley & Sons.
- Tu, Y., Liu, H., Chen, S., Liu, Z., Zhao, H., & Zheng, C. (2015). Effects of furnace chamber shape on the MILD combustion of natural gas. *Applied Thermal Engineering*, 76, 64–75. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.007>
- Tu, Y., Su, K., Liu, H., Wang, Z., Xie, Y., Zheng, C., & Li, W. (2017). MILD combustion of natural gas using low preheating temperature air in an industrial furnace. *Fuel Processing Technology*, 156, 72–81. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2016.10.024>
- U.S. Energy Information Administration. (2016). International Energy Outlook 2016. In *International Energy Outlook 2016*. [https://doi.org/www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484\(2016\).pdf](https://doi.org/www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484(2016).pdf)
- United Nations Convention on Climate Change. (2015). Paris Agreement. In *21st Conference of the Parties* (Vol. 2015). Retrieved from <https://unfccc.int/resource/docs/2015/cop21/eng/l09r01.pdf>
- Vitorino, C., Segatto, C. A., Paula, A. V. De, Centeno, F. R., Henrique, F., & França, R. (2013). *3D ANALYSIS OF TURBULENT NON-PREMIXED COMBUSTION OF NATURAL GAS IN A HORIZONTAL CYLINDRICAL CHAMBER*. (Cmc).
- Zhukov, V. P., & Heinrich, K. P. (2019). Acta Astronautica Evaluation of the grid convergence for a rocket combustion chamber with a porous injector. *Acta Astronautica*, 158(August 2018), 438–443. <https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2018.08.002>