



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE ANTORCHAS ATMOSFÉRICAS PARA LA COMBUSTIÓN DE
TAILGAS PROVENIENTE DE PROCESOS DE PIRÓLISIS DE NEUMÁTICOS
FUERA DE USO**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL MECÁNICA

VICTORIA SABINE ORTEGA KRAMER

PROFESOR GUÍA:
LEONEL NÚÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM
ALDO SANETTI ALARCÓN

SANTIAGO DE CHILE
2021

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERIA CIVIL MECANICA
POR: **VICTORIA SABINE ORTEGA KRAMER**
FECHA: 2021
PROF. GUÍA: LEONEL NUÑEZ LAZO

DISEÑO DE ANTORCHAS ATMOSFÉRICAS PARA LA COMBUSTIÓN DE TAILGAS PROVENIENTE DE PROCESOS DE PIRÓLISIS DE NEUMÁTICOS FUERA DE USO

El alto volumen de desechos de neumáticos fuera de uso en Chile es una gran preocupación nacional. En este contexto se instala la planta de pirólisis de neumáticos fuera de uso Bailac, a la cual se le realiza una ingeniería de remediación por parte de Innovatec Ltda para su correcta puesta en marcha. En este proyecto se identifica la necesidad de implementar un equipo para combustionar el gas pobre de desecho generado en el proceso de pirólisis.

El objetivo general es desarrollar el diseño detallado de modernas antorchas atmosféricas para quemar gas pobre de pirólisis. Para esto se proponen como objetivos específicos revisar el estado del arte del proyecto, definir los criterios para el buen funcionamiento del quemador, desarrollar una memoria de cálculo del quemador propuesto, realizar una simulación computacional que permita evaluar el funcionamiento del quemador y calcular un valor estimado de la longitud de la pluma térmica.

Para cumplir los objetivos específicos se recopila información sobre los antecedentes del proyecto, se seleccionan los parámetros a determinar y criterios de funcionamiento, se caracteriza el gas pobre de combustión, se calculan todos los parámetros relacionados al proceso, se simula el comportamiento de los flujos en el equipo, se comparan los resultados obtenidos con otros gases y se estima la altura de la columna de humo.

Los resultados muestran que el gas pobre tiene propiedades bastantes similares al gas licuado por lo que puede ser tratado como un gas de combustión de bajo poder calorífico.

De la simulación computacional se verifica que se cumplen todos los criterios de funcionamiento del quemador. No se supera la velocidad del sonido, no existe contraflujo, la combustión es completa y la mezcla de gas y aire primario es homogénea. Además, se corrobora que la configuración propuesta para el equipo es la más óptima en comparación a otras opciones ya que es sencilla de construir y presenta bajas velocidades de flujo.

Se determina que la longitud de la pluma térmica es de 1,58 m, lo cual es bastante bajo considerando que en la operación se utiliza un flujo mucho menor al de la capacidad total de diseño.

Finalmente, se concluye que la antorcha atmosférica tiene un diseño confiable y estable que aporta a la seguridad de operación de la planta.

*A mi hermano Arturo, quien me enseñó
que lo único que importa en la vida
es disfrutarla.*

Abrazos de oso al cielo

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a mi familia, gracias a ellos soy la persona que soy hoy en día. A mi mamá que me ha enseñado a disfrutar y sentir pasión por lo que uno hace, y que siempre ha estado para darme su cariño y apoyo. A mi papá, que me enseñó el valor de la educación y perseverancia, quien lo dió todo para que tuviera las mejores herramientas para salir adelante. Entre ellos me han dado la seguridad para confiar en mi misma y que tengo las capacidades para alcanzar cualquier meta que me proponga.

También darle las gracias a mis hermanos. A Fernando que de pequeño fue mi partner, gracias por la maravillosa compañía que tuve cuando se fue a vivir conmigo a Santiago. A Arturo, que con el dolor de mi corazón no está en este momento para celebrar conmigo, él fue el verdadero mecánico, él fue quien me mantuvo conectada a la práctica, quien permitió que siguiera motivada y no perdiera el norte entre tanta teoría.

Agradecer a Diego, quien en un año particularmente complicado me dió su apoyo y me dió la esperanza de un futuro mejor. Me dió alegría y fuerzas en el momento que más lo necesitaba.

Como desconocer también la importancia que han tenidos todos estos años mis amigas del colegio: Coni, Feña y Kimby. A la Coni y a la Feña porque a pesar de la distancia siempre hemos mantenido una linda amistad, esperándome con carretes y chancheos cada vez que iba al sur. A la Kimby que estuvo conmigo desde los primeros días de esta etapa, con quien conocí y me adapté a Santiago.

A las personas más importantes en mi paso por el DIMEC, Vicky, Pauli y Cami. A la Vicky por apañar en todos todos los carretes y organizar los mejores paseos. A la Pauli por meterme al mundo de las pichangas y su eterna asesoría docente. A la Cami, mi compañera de aventuras en Brasil, cuyas carcajadas me han dado alegría desde mechona.

Gracias a todas las que forman parte del hermoso grupo de Artemisas, con quienes formamos un equipo más allá del deporte y la vida social, sino un grupo con grandes valores de grandes mujeres.

Finalmente, quiero agradecer también a todo el equipo que he tenido detrás de esta tesis. A Aldo, al profesor Leonel y al profesor Valencia, quienes siempre han estado pendientes de mi trabajo y con la mejor disposición a ayudarme.

Gracias a todos por estar conmigo y hacer de ésta la mejor etapa de mi vida.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes generales	1
1.2. Motivación	2
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo general	2
1.3.2. Objetivos específicos	2
1.4. Alcances	2
2. Antecedentes específicos	3
2.1. Composición del TG	3
2.2. Capacidad del equipo	4
2.3. Diseño propuesto	4
3. Marco Teórico	6
3.1. Pirólisis de neumáticos	6
3.2. Combustión de gas	6
3.3. Criterios de diseño de un quemador de gas	8
4. Metodología	10
5. Propiedades del gas	11
5.1. Densidad	12
5.2. Viscosidad dinámica	14
5.3. Calor específico	14
5.4. Conductividad térmica	15
5.5. Entalpía de formación	15
6. Parámetros del proceso de combustión	16
6.1. Reacción de combustión y balance de masa	17
6.2. Relación aire combustible	19
6.3. Poder calorífico inferior	20
6.4. Potencia térmica	21
6.5. Inflamabilidad del gas	22
6.6. Temperatura de llama adiabática	23
6.7. Aires de combustión	23
7. Análisis Computacional	24
7.1. Geometría	24

7.2. Mallado	26
7.3. Set up	28
7.4. Modelo comparativo teórico	29
8. Resultados y discusión	32
8.1. Propiedades del gas	32
8.2. Parámetros de combustión	34
8.3. Análisis computacional	35
8.3.1. Verificación de la malla	35
8.3.2. Velocidad	37
8.3.3. Mezcla	42
8.3.4. Energía cinética turbulenta	43
8.3.5. Otras configuraciones	44
8.4. Longitud de la pluma térmica	46
8.5. Discusión modelo de combustión	48
9. Conclusiones	49
Bibliografía	51
Anexo A. Plano dimensiones quemador atmosférico	52
Anexo B. Tablas propiedades termodinámicas	54
Anexo C. Código matlab análisis teórico de la mezcla	56

Índice de Tablas

2.1.	Composición del TG a una pirólisis de 350°C.	3
5.1.	Peso molecular elementos.	12
5.2.	Masa molecular componentes TG.	12
5.3.	Viscosidad componentes TG [9]	14
5.4.	Calor específico de los componentes del TG [10]	14
5.5.	Conductividad térmica de los componentes del TG [11]	15
5.6.	Entalpía de formación de los componentes del TG [7].	15
6.1.	Balance de masa reacción estequiométrica.	17
6.2.	Balance de masa reacción mezcla pobre en combustible.	18
6.3.	Límites de inflamabilidad [12]	22
8.1.	Comparación densidad en condiciones normales.	32
8.2.	Comparación viscosidad a 300 K.	33
8.3.	Comparación calor específico	33
8.4.	Comparación relación aire combustible.	34
8.5.	Comparación poder calorífico inferior.	34
8.6.	Temperatura de llama adiabática.	34
8.7.	Comparación velocidad mallas.	35
8.8.	Calidad de la malla seleccionada.	35
8.9.	Comparación resultados análisis de velocidad teórico y computacional	37
8.10.	Número de Mach por configuración.	45

Índice de Figuras

2.1.	Esquema módulo quemador propuesto.	4
3.1.	Esquema quemador atmosférico.	8
7.1.	Esquema módulo quemador propuesto.	24
7.2.	Volumen de control inyector y mezclador.	25
7.3.	Mallas propuestas.	27
7.4.	Entrada de gas y aire.	28
7.5.	Zonas de interés para el cálculo de velocidad.	30
7.6.	Gráfico resultados modelo teórico.	31
8.1.	Resultados Wall Yplus.	36
8.2.	Mapa de colores velocidad.	37
8.3.	Mapa de colores número de mach	39
8.4.	Flujo vectorial de velocidad a la salida del inyector.	40
8.5.	Flujo vectorial de velocidad en la garganta del mezclador.	40
8.6.	Flujo vectorial de velocidad a la salida del mezclador.	41
8.7.	Mapa de colores porcentaje de TG en la mezcla	42
8.8.	Mapa de colores porcentaje de aire primario en la mezcla	42
8.9.	Mapa de colores energía cinética turbulenta.	43
8.10.	Velocidad configuración 1 x 3.200 kW.	44
8.11.	Velocidad configuración 2 x 1.600 kW.	44
8.12.	Velocidad configuración 4 x 800 kW.	45
8.13.	Velocidad configuración 6 x 533 kW.	45
8.14.	Gráfico altura pluma térmica según porcentaje de gas.	47

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes generales

La industria del reciclaje de neumáticos fuera de uso (NFU) en Chile ha presentado un gran aumento en los últimos años. Esto debido a la preocupación del Ministerio del Medio Ambiente en el desecho de neumáticos, identificado como uno de los agentes más contaminantes del país. Se estiman 140 toneladas de residuos de neumáticos de los cuales sólo el 17% es reciclado y el resto es incinerado o arrojado a vertederos ilegales. Es por esto que el ministerio del medio ambiente ha redactado un acuerdo sobre la Ley N° 20.920 [1] en la cual compromete a las empresas a alcanzar al año 2028 la meta de un 90% en reciclaje de neumáticos. Para esto el gobierno se propone fomentar las plantas de reciclaje de NFU. Si bien el reciclaje es un gran aporte a la sustentabilidad del país también genera contaminantes por lo que se debe ser riguroso en el proceso.

El presente trabajo de título consiste en la validación del diseño de quemadores atmosféricos creados con el propósito de combustionar el gas pobre o tailgas (TG) proveniente de procesos de pirólisis de NFU. El proyecto nace a partir de una ingeniería de remediación realizada por la empresa patrocinadora del trabajo de título, Innovatec Ltda., a la planta de reciclaje NFU Bailac, ubicada en Tierra Amarilla Copiapó.

El reciclaje de NFU genera 4 productos, acero, carbón, aceite y TG. Del TG generado parte se reutiliza como combustible en el proceso de pirólisis y el resto es considerado desecho. Actualmente la planta no posee equipos que permitan combustionar el gas pobre de desecho. Es aquí donde se identifica una oportunidad de mejora y se desarrolla una propuesta.

1.2. Motivación

Al ser una planta de pirólisis se rige bajo el decreto 29 "Norma de emisión para incineración, co-incineración y coprocesamiento"[2], en este ámbito se detecta un incumplimiento al liberar al ambiente hidrocarburos y otros gases sin combustión.

La motivación de este estudio es controlar el riesgo ambiental y la seguridad de operación de liberar directamente el TG al ambiente.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

El objetivo general es desarrollar el diseño detallado de modernas antorchas atmosféricas para quemar gas pobre de pirólisis.

1.3.2. Objetivos específicos

Para cumplir con el objetivo general se proponen los siguientes objetivos específicos:

- Revisar el estado del arte del proyecto.
- Definir los criterios para el buen funcionamiento de un quemador.
- Desarrollar una memoria de cálculo del quemador propuesto.
- Realizar una simulación computacional que permita evaluar el funcionamiento del quemador.
- Calcular un valor aproximado para la longitud de la pluma térmica.

1.4. Alcances

El alcance del trabajo de título es asegurar el buen desempeño de la antorcha atmosférica propuesta por Innovatec Ltda. Para esto se deben revisar los parámetros de operación de la antorcha atmosférica y corroborar que cumpla con los criterios de diseño para un correcto funcionamiento.

Capítulo 2

Antecedentes específicos

En esta sección se detalla el estado del arte del proyecto y los antecedentes entregados tanto por la empresa Innotavec Ltda como Bailac como información oficial para el trabajo de título.

2.1. Composición del TG

En el caso de la planta Tierra Amarilla Bailac se estima que para una carga en el reactor de pirólisis la fracción de productos será 45 % aceite, 35 % carbón, 12 % acero y 8 % de gas pobre.

A continuación se presenta la composición del TG para un proceso de pirólisis de 350°C con una carga genérica de neumáticos.

Tabla 2.1: Composición del TG a una pirólisis de 350°C.

Compuesto	Fórmula	p/p
Metano	CH_4	3,91
Etano	C_2H_6	4,04
Etileno	C_2H_4	4,12
Propano	C_3H_8	7,75
Butano	C_4H_{10}	33,72
Pentano	C_5H_{12}	15,04
Ciclohexano	C_6H_{12}	6,62
Monóxido de carbono	CO	10,98
Dióxido de carbono	CO_2	11,48
Ácido sulfhídrico	H_2S	0,02
Agua	H_2O	2,32

2.2. Capacidad del equipo

Para una operación rutinaria de la planta de reciclaje de NFU se estima una producción de gas pobre de 2.000 kg/día, con un flujo máximo de 600 kg/h. Como se menciona anteriormente, parte de este gas es reutilizado en el mismo proceso de pirólisis por lo que el objetivo es combustionar el excedente. Sin embargo, también se desea asegurar la seguridad de la operación de la planta, lo que implica tener capacidad para combustionar el gas en casos de emergencia tales como detención repentina de la operación o problemas de sobreproducción de gas. Es por esto que el equipo se diseña para combustionar la totalidad del TG producido.

2.3. Diseño propuesto

Para cumplir los requerimientos Innovatec Ltda propone la implementación de 2 módulos de quemadores atmosféricos. Cada módulo se compone de 4 quemadores tipo Venturi, un incinerador y un cilindro que cubra la operación para efectos de seguridad.

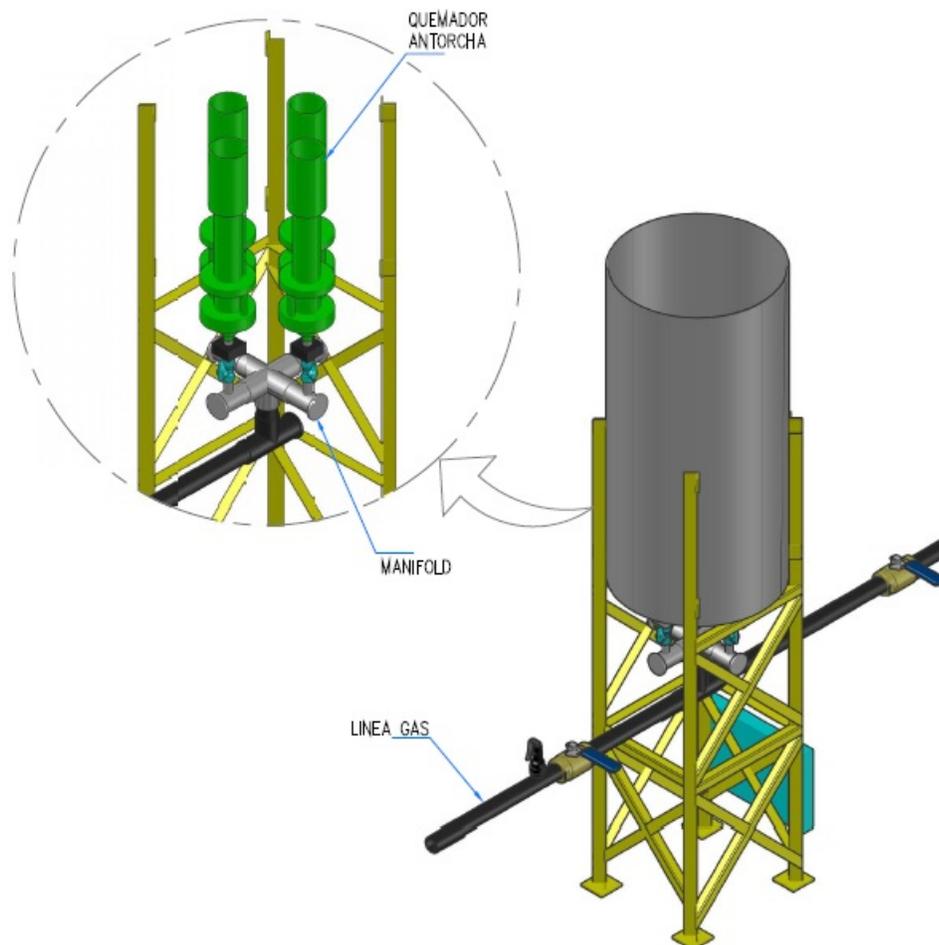


Figura 2.1: Esquema módulo quemador propuesto.

Las dimensiones del quemador atmosférico son conocidas y son parte de la información oficial entregada por Innovatec. Los cálculos futuros se realizan en base a estas dimensiones, para más detalle consultar el anexo A.

También se proporciona la información respecto a la selección de aires de combustión, los cuales son elegidos dentro de los rangos recomendables para un quemador atmosférico. Estos corresponden a un 50 % de aire primario y a un 20 % de exceso de aire.

Capítulo 3

Marco Teórico

3.1. Pirólisis de neumáticos

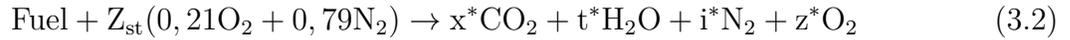
Los neumáticos son considerados un gran agente de contaminación en el país debido a su largo proceso de desintegración y los altos índices de quemas ilegales dada la poca capacidad de reciclaje. Los neumáticos están fabricados para tener gran resistencia a la temperatura y al desgaste, lo que provoca que en algunos casos su proceso de descomposición sea mayor a los 500 años. La forma correcta de procesar los NFU es el reciclaje por pirólisis.

La pirólisis es un proceso termo-químico en el cual se descomponen los elementos orgánicos rompiendo enlaces. Este proceso se realiza en ausencia de oxígeno a altas temperaturas (300 a 1.000°C). Dada la composición de los neumáticos, en la que los principales elementos son C, H, O, N, S, este resulta ser el método que más se utiliza en el reciclaje de neumáticos. En este proceso se rompen los enlaces de vulcanizado, separando las moléculas evaporables de las no evaporables (acero y carbón). Luego la solución evaporada es condensada para obtener el aceite. Parte de estas moléculas no son condensables, esto es lo que se conoce como Tail Gas. Este gas se compone principalmente por metano, buteno, butano, otros hidrocarburos ligeros así como también H₂, CO, CO₂ y H₂S. La composición del gas pobre está condicionada por las condiciones de operación de la pirólisis tales como el tipo de reactor (horno rotatorio, reactores de lecho fijo, reactores de lecho fluido, entre otros), el tipo de neumático y la temperatura de la pirólisis [3].

3.2. Combustión de gas

La combustión corresponde a la reacción de oxidación entre un combustible y un comburente. La combustión se puede dar de tres formas, combustión completa, incompleta y con exceso de aire. Siempre se evita una combustión incompleta ya que genera gases contaminantes tales como óxidos de nitrógeno, óxidos de sulfuro y monóxido de carbono.

Para que una reacción de combustión sea completa es importante definir bien la relación aire-combustible. La relación-aire combustible se determina a través del balance de la reacción de combustión. En la ecuación (3.1) se puede ver la reacción de una combustión completa (también denotada como estequiométrica) mientras que en la ecuación (3.2) se expone la reacción para una combustión con exceso de aire [4].



Sin embargo, establecer una relación correcta de aire combustible no asegura que la combustión sea completa en todos los puntos de la cámara de combustión, ya que existen otros criterios que aportan en la calidad de la combustión. En ello resaltan los aires de combustión. Se diferencian tres tipos: aire primario, aire secundario y exceso de aire. El aire primario es aquel que se mezcla con el combustible previo a la ignición, una mezcla homogénea ayuda a lograr una combustión completa. El aire secundario es el aire restante al primario para cumplir la cantidad de aire estequiométrico, éste entra a la combustión al momento de la ignición. Y finalmente, el exceso de aire es la resta entre todo el aire suministrado y el aire estequiométrico, se recomienda considerar siempre un exceso de aire.

Para la selección de aires de combustión se debe revisar también la inflamabilidad de los gases que componen el combustible. Para ello se definen los límites de inflamabilidad (3.3). Los límites de inflamabilidad (L.I.) inferior y superior, corresponden a las concentraciones mínimas y máximas de aire respectivamente, a las cuales el combustible combustiona, fuera de estos límites la ignición no es posible.

$$\text{L.I.} = \frac{\text{moles aire}}{\text{moles fuel} + \text{moles aire}} \quad (3.3)$$

Otro indicador importante en la combustión de un gas es el poder calorífico inferior y superior. El poder calorífico es el calor que se desprende de un proceso de combustión por unidad de masa. La única diferencia entre el poder calorífico superior e inferior radica en que el poder calorífico superior considera el calor latente correspondiente al cambio de fase del agua. Este valor se utiliza cuando el calor utilizado en la evaporación del agua es aprovechado, lo cual no aplica en el presente trabajo de título por lo que en este caso se utiliza el poder calorífico inferior. A partir de este valor se puede calcular la potencia de la reacción de combustión.

3.3. Criterios de diseño de un quemador de gas

Existen diferentes tipos de quemadores de gas, entre ellos se distinguen los quemadores atmosféricos y de aire forzado. Los quemadores atmosféricos son aquellos que utilizan aire primario a presión atmosférica para la combustión y no requieren una fuente de energía externa para funcionar. El quemador de aire forzado utiliza un soplador para aumentar la presión del aire y así alcanzar mayores potencias. Para el proyecto en estudio la función del quemador es únicamente combustionar el TG con el mínimo costo energético posible, es por esto que se selecciona un quemador de gas atmosférico.

Si bien existen muchos diseños diferentes para quemadores atmosféricos todos tienen los mismos componentes. Los principales componentes o partes de un quemador atmosférico son el inyector, el/los orificios de entrada de aire primario, el cuello de Venturi, la cabeza del quemador, el/los orificios de entrada de aire secundario y el/los puertos de salida [5] (ver figura 3.1). El funcionamiento inicia con la entrada de gas al quemador a través del inyector, a la salida del inyector el combustible se mezcla con el aire primario. Luego esta mezcla atraviesa el cuello de Venturi, el propósito del Venturi es acelerar el flujo y formar turbulencia para que el combustible y el comburente se mezclen de forma homogénea. Posteriormente, la mezcla entra a la cabeza del quemador y sale por el o los puertos. A la mezcla se añade aire secundario por la cabeza del quemador y a la salida de los puertos donde ocurre la ignición.

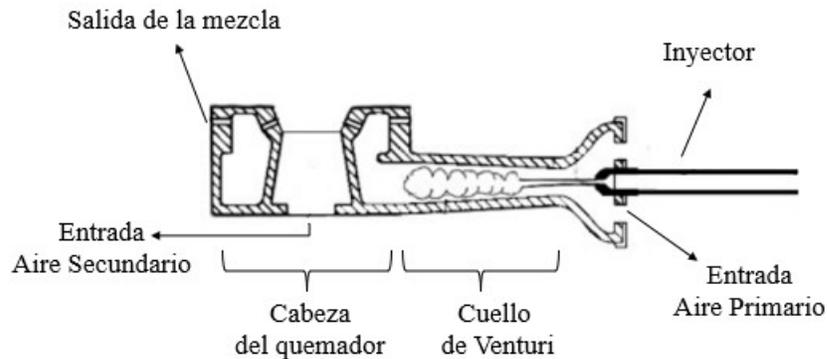


Figura 3.1: Esquema quemador atmosférico.

Un quemador de gas es un equipo que conlleva ciertos riesgos en su operación. Es por esto que el diseño de cualquier quemador debe atenerse a ciertos criterios para su buen funcionamiento [6]. A continuación se detallan los principales criterios para el buen desempeño de un quemador:

- La velocidad del flujo no debe superar en ningún momento la velocidad del sonido.
- No debe existir contraflujo en el mezclador Venturi ya que esto podría ocasionar un retroceso de la llama.
- La mezcla de aire primario y combustible debe ser homogénea al entrar a la cabeza del quemador.
- Se debe lograr una combustión completa.
- La distribución de calor debe ser pareja en todos los puertos de salida.
- La ignición debe ser rápida.

Capítulo 4

Metodología

Para el desarrollo del trabajo de título a fin de cumplir con los objetivos propuestos, la metodología de trabajo fue la siguiente:

1. Revisar el estado del arte del proyecto. Recopilar la información necesaria sobre los requerimientos del equipo y analizar los antecedentes específicos disponibles a fin de tener un diseño acorde con lo solicitado.
2. Realizar una revisión bibliográfica en la que se estudien los conceptos y teorías que participan en el presente estudio. Con ello seleccionar los parámetros que se investigarán y bajo que criterios serán establecidos.
3. Estudiar el TG que será combustionado. Este gas le entrega una gran particularidad al proyecto ya que es una mezcla específica para este caso. Por lo que se requiere un amplio uso de bibliografía para determinar las propiedades del TG.
4. Definir los parámetros del proceso de combustión. A partir de los criterios seleccionados en el punto 2. definir y calcular aquellos parámetros que son relevantes en la reacción de combustión y bajo los cuales estará dada la operación del equipo.
5. Realizar una simulación computacional que permita evaluar el comportamiento de los flujos de trabajo en el equipo.
6. Comparar todos los resultados obtenidos con gases comunes y verificar que no haya irregularidades en la selección de parámetros y funcionamiento del quemador.
7. Definir la longitud de la pluma térmica para diferentes porcentajes del flujo de gas pobre.

Capítulo 5

Propiedades del gas

Se seleccionan las siguientes propiedades de interés para el presente trabajo de título:

- Densidad
- Viscosidad
- Calor específico
- Conductividad térmica
- Entalpía de formación

Estas propiedades son elegidas por ser representativas de propiedades físicas de los gases, lo que permite hacer un análisis comparativo con otros gases. Además, algunas de ellas son requeridas para los posteriores cálculos del proceso de combustión y el análisis computacional. Para el valor de la viscosidad, calor específico y conductividad térmica se utiliza una suma ponderada del valor de la propiedad de cada componente de la mezcla, siguiendo las ponderaciones expuestas en la tabla 2.1.

5.1. Densidad

Se determina el peso molecular de la mezcla. Para ello se utilizan los siguientes valores de peso molecular por elemento:

Tabla 5.1: Peso molecular elementos.

Elemento	Peso molecular [g/mol]
C	12,01
H	1,01
O	16,00
N	14,01
S	32,07

A partir de la masa molecular de cada elemento y el porcentaje peso de cada gas que compone la mezcla se obtiene la masa molecular de cada compuesto.

Tabla 5.2: Masa molecular componentes TG.

Compuesto	Masa molecular [g/mol]
Metano	0,6272
Etano	1,2148
Etileno	1,1558
Propano	3,4173
Butano	19,5985
Pentano	10,8510
Ciclohexano	5,5713
Monóxido de carbono	3,0756
Dióxido de carbono	5,0524
Ácido sulfhídrico	0,0068
Agua	0,4180

Sumando estos valores se obtiene una masa molecular de 50,9887 g/mol.

A partir de la ecuación de la ley de los gases ideales se determina la densidad del TG.

$$\rho = \frac{MM \cdot P}{R \cdot T} \quad (5.1)$$

Donde MM masa molecular, P presión, T temperatura y R la constante de gases ideales [7]. Reemplazando:

- $MM = 50,9887 \text{ g/mol}$
- $P = 1 \text{ atm}$
- $T = 273,15 \text{ K}$
- $R = 0,082057 \text{ atm} \cdot \text{l/mol} \cdot \text{K}$

Se obtiene que la densidad del TG en condiciones normales es de $2,27 \text{ kg/Nm}^3$.

También es importante conocer la densidad real que tendrá el gas durante la operación. A través de la página de la Dirección Meteorológica de Chile [8], conociendo la ubicación de la planta Bailac se obtienen valores promedio para la presión y temperatura. Finalmente, reemplazando en la ecuación 5.1 por una temperatura de 20°C y una presión de $0,9425 \text{ atm}$ se obtiene una densidad de $1,9943 \text{ kg/m}^3$

5.2. Viscosidad dinámica

Tabla 5.3: Viscosidad componentes TG [9] .

Compuesto	Viscosidad [Pa s]
Metano	$1,09e^{-6}$
Etano	$9,29e^{-6}$
Etileno	$1,03e^{-5}$
Propano	$7,95e^{-6}$
Butano	$7,00e^{-6}$
Pentano	$7,20e^{-6}$
Ciclohexano	$7,60e^{-6}$
Monóxido de carbono	$1,75e^{-5}$
Dióxido de carbono	$1,37e^{-5}$
Ácido sulfhídrico	$1,20e^{-5}$
Agua	$1,35e^{-5}$

Se obtiene una viscosidad de $9,5971e^{-6}$ Pa s.

5.3. Calor específico

Tabla 5.4: Calor específico de los componentes del TG [10] .

Compuesto	Calor específico [kJ/kg K]
Metano	2,23
Etano	1,74
Etileno	1,53
Propano	1,66
Butano	1,69
Pentano	1,66
Ciclohexano	1,86
Monóxido de carbono	1,04
Dióxido de carbono	0,84
Ácido sulfhídrico	1,00
Agua	1,87

Se obtiene un calor específico igual a 1,54 kJ/kg K.

5.4. Conductividad térmica

Tabla 5.5: Conductividad térmica de los componentes del TG [11]

Compuesto	Conductividad [W/mK]
Metano	0,0341
Etano	0,0213
Etileno	0,0205
Propano	0.0180
Butano	0,0164
Pentano	0,0144
Ciclohexano	0,00
Monóxido de carbono	0,0250
Dióxido de carbono	0.0168
Ácido sulfhídrico	0,0146
Agua	0,0187

Se obtiene una conductividad térmica igual a 0,0172 W/mK.

5.5. Entalpía de formación

Tabla 5.6: Entalpía de formación de los componentes del TG [7].

Compuesto	Entalpía de formación [kJ/mol]
Metano	-74,9
Etano	-84,4
Etileno	52,5
Propano	-103,8
Butano	-124,7
Pentano	-173,1
Ciclohexano	-198,7
Monóxido de carbono	-110,5
Dióxido de carbono	-393,5
Ácido sulfhídrico	-20,2
Agua	-241,8

Estos datos no determinan una propiedad en sí del TG pero son relevantes para posteriores cálculos.

Capítulo 6

Parámetros del proceso de combustión

En esta sección se calculan los siguientes parámetros:

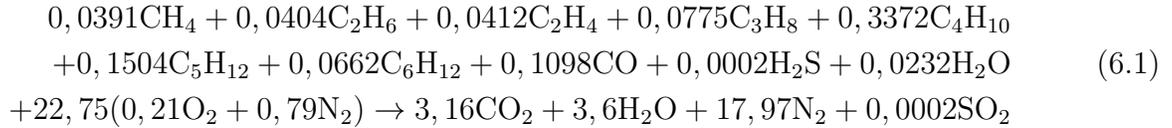
- Reacción de combustión y balance de masa
- Relación aire/combustible
- Poder calorífico inferior
- Potencia térmica
- Inflamabilidad del gas
- Temperatura de llama adiabática
- Aires de combustión

Estos parámetros permiten caracterizar la combustión y dimensionar la magnitud del proceso que se lleva a cabo.

6.1. Reacción de combustión y balance de masa

Se realiza el balance estequiométrico para la ecuación 3.1. En este caso se tiene ácido sulfhídrico entre los componentes del TG, el que al reaccionar en una combustión completa forma dióxido de azufre, el cual se agrega a los productos de la reacción.

Para la reacción estequiométrica se obtiene el siguiente balance químico.



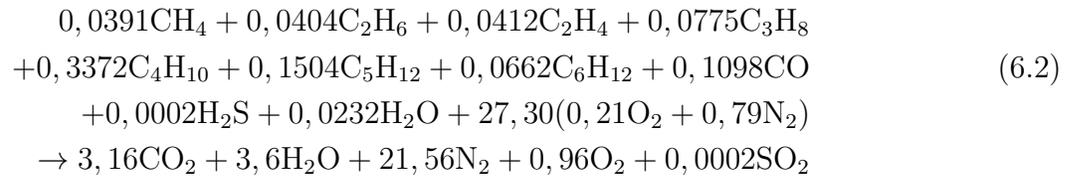
Se verifican los cálculos realizados con el balance de masa de la reacción.

Tabla 6.1: Balance de masa reacción estequiométrica.

	Masa [g]
Combustible	50,99
Aire	656,24
Productos	707,23
Reactantes	707,23

Los cálculos obtenidos en la reacción estequiométrica son útiles para determinar otros parámetros tales como la temperatura de llama adiabática y el valor de los aires de combustión. Sin embargo, la reacción que se dará durante la operación del quemador es una mezcla pobre en combustible por el exceso de aire seleccionado. Teniendo esto en cuenta se calcula la reacción de combustión añadiendo O_2 entre sus productos.

Con un exceso de aire del 20% se obtiene la cantidad de aire multiplicando el aire estequiométrico por 1,2. Se obtienen 27,3 moles de aire, dato que se utiliza para el balance.



Se realiza el balance de masa de la reacción obteniendo los resultados esperados.

Tabla 6.2: Balance de masa reacción mezcla pobre en combustible.

	Masa [g]
Combustible	50,99
Aire	787,49
Productos	838,48
Reactantes	838,48

6.2. Relación aire combustible

Dado que se conoce el flujo de combustible, la relación aire-combustible sirve para conocer los flujos de aire que tendrá el quemador para obtener la reacción deseada. Se determina la relación aire-combustible molar y másica.

$$(A/F) = \frac{\text{moles aire}}{\text{moles fuel}} \quad (6.3)$$

$$(A/F) = \frac{\text{masa aire}}{\text{masa fuel}} \quad (6.4)$$

A partir de los resultados obtenidos en el punto anterior se obtienen los siguientes valores:

- Relación (A/F) molar

- Estequiométrica

$$(A/F)_{st}=22,75 \text{ moles aire/ moles fuel}$$

- Mezcla Pobre

$$(A/F)=27,30 \text{ moles aire/ moles fuel}$$

- Relación (A/F) másica

- Estequiométrica

$$(A/F)_{st}=12,89 \text{ kg aire/ kg fuel}$$

- Mezcla Pobre

$$(A/F)=15,47 \text{ kg aire/ kg fuel}$$

6.3. Poder calorífico inferior

Para calcular el poder calorífico inferior (PCI) se debe calcular en una primera instancia la entalpía de reacción utilizando las cantidades molares de la reacción estequiométrica. La entalpía de reacción se calcula restando la sumatoria de las entalpías de formación de los productos por sus respectivas cantidades molares con la sumatoria de los reactantes.

$$\Delta h_R = \sum_{i=1}^n n_i \cdot hf_{i,P} - \sum_{j=1}^m n_j \cdot hf_{j,R} \quad (6.5)$$

Donde:

- Δh_R : Entalpía de reacción [kJ/mol].
- n_i : Moles del producto i [mol].
- n_j : Moles del reactante j [mol].
- $hf_{i,P}$: Entalpía de formación producto i [kJ/mol].
- $hf_{j,R}$: Entalpía de formación del reactante j [kJ/mol].

Reemplazando con los valores molares y los datos de la tabla 5.6, se obtiene una entalpía de reacción igual a -1.957,09 kJ/mol.

Luego, para el poder calorífico inferior se divide este valor en la masa molar del combustible.

$$\text{PCI} = \frac{-\Delta h_R}{\text{MM}_{\text{fuel}}} \quad (6.6)$$

Se obtiene un poder calorífico inferior igual a 38.450,89 kJ/kg.

6.4. Potencia térmica

El poder calorífico inferior corresponde a la cantidad total de calor desprendido por unidad de masa. Se desea conocer cual es la capacidad del equipo en términos de potencia. Para esto se multiplica el PCI por el flujo de trabajo para el que se diseña el quemador.

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot \text{PCI} \quad (6.7)$$

Donde:

- \dot{W} : Potencia térmica [kW].
- \dot{m} : Flujo másico [kg/s].
- PCI: Poder calorífico inferior [kJ/kg].

Teniendo en cuenta los 600 kg/h que debe tener de capacidad del equipo, se obtiene una potencia de 6.408,5 kW, lo que se redondea a 6.400 kW. Al tratarse de dos módulos, se establece que la potencia de cada uno será de 3.200 kW, en la que cada quemador que compone el módulo tiene una potencia de 800 kW.

6.5. Inflamabilidad del gas

Como se menciona en la sección 3.2, la selección de aires de combustión debe encontrarse en el rango de la inflamabilidad de los gases que componen la mezcla, de lo contrario algunos de estos gases no reaccionarían y serían liberados directamente al ambiente. Para ello se revisa en la literatura y fichas de seguridad los límites de inflamabilidad inferior (LII) y superior (LSI) de cada uno de los componentes del TG.

Tabla 6.3: Límites de inflamabilidad [12]

Compuesto	LII[%]	LSI[%]
Metano	5,0	15,0
Etano	3,2	12,5
Etileno	2,3	28,6
Propano	2,4	9,5
Butano	1,9	8,4
Pentano	1,4	8,3
Ciclohexano	1,1	8,4
Monóxido de carbono	12,0	74,0
Dióxido de carbono	5,0	70,0
Ácido sulfhídrico	4,3	46,0
Agua	4,0	75,0

Realizando una suma ponderada del porcentaje peso por los límites de inflamabilidad de cada componente se obtiene que la mínima cantidad de moles de aire para que la mezcla combustione es 7,5 y la máxima 44,78. Considerando el 20 % de exceso de aire se tienen 27,30 moles de aire, lo que se encuentra dentro del rango de inflamabilidad de la mezcla.

6.6. Temperatura de llama adiabática

La temperatura de llama adiabática es una temperatura teórica en la cual la combustión ocurre sin pérdidas de energía por trabajo, transferencia de calor o variaciones de energía cinética o potencial. Para calcularla se debe iterar sobre la siguiente fórmula:

$$T_{ad} = T^* + \frac{-\Delta h_R}{[\sum_{i=1}^n n_i \cdot C_{Pi}(\bar{T})]_{\text{Productos}}} \quad (6.8)$$

Donde:

- T_{ad} : Temperatura de llama adiabática [K].
- T^* : Temperatura de referencia igual a 298,15 [K].
- \bar{T} : Temperatura promedio entre la temperatura de llama adiabática y la temperatura de referencia [K].
- n_i : Moles de cada producto.
- $C_p(\bar{T})$: Calor específico de cada producto a una temperatura \bar{T} , valores en anexo B.

Luego de 4 iteraciones, con un error de un 0,04%, se obtiene una temperatura de llama adiabática de 2.341,89 K.

6.7. Aires de combustión

Se tiene un flujo másico de gas de 600 kg/h, el cual se reparte en dos módulos quemadores, es decir, 300 kg/h cada uno. Utilizando la relación de aire combustible estequiométrica se obtiene que el flujo de aire que debe inducir cada módulo corresponde a:

- Aire total estequiométrico por módulo= 3.866,53 kg/h
- Aire primario (50 %)= 1.933,26 kg/h
- Aire secundario (70 %)= 2.706,57 kg/h
- Exceso de aire (20 %)= 773,31 kg/h

Capítulo 7

Análisis Computacional

Teóricamente resulta muy difícil determinar las propiedades del gas durante la operación del quemador y revisar que se cumplan los criterios en todos los puntos de la geometría. Es por esto que se recurre a un análisis computacional, ya que permite observar de una forma didáctica el comportamiento de los flujos en toda la geometría. Este análisis se hace desde que el gas sale del inyector hasta los instantes previos a la combustión. Se desea revisar la velocidad y presión del gas y la homogeneización de la mezcla. Para el análisis se utiliza el software Ansys Fluent.

7.1. Geometría

Se tiene el siguiente esquema de la antorcha atmosférica.

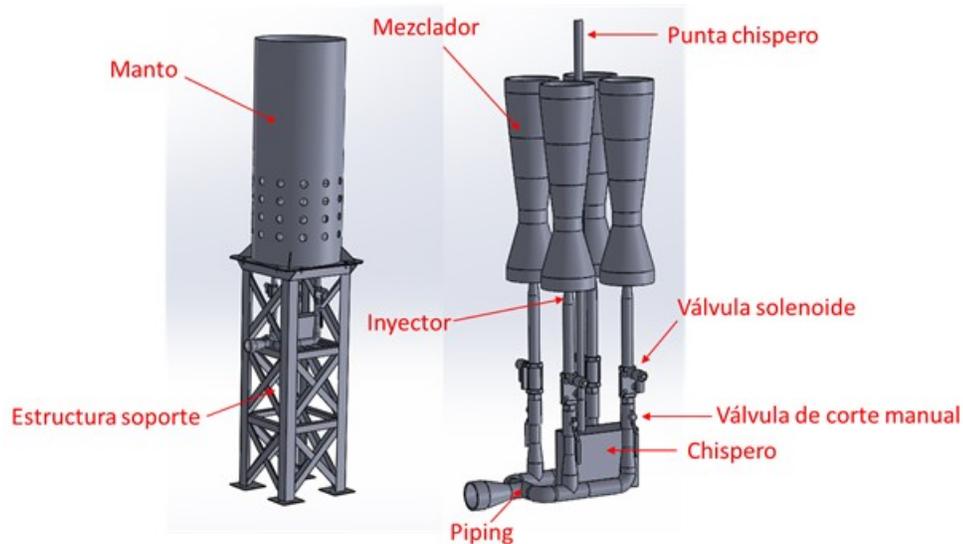


Figura 7.1: Esquema módulo quemador propuesto.

El mezclador Venturi se diseña con reducciones concéntricas comerciales de acero ASTM A234 WPB. Con la información disponible en el anexo A y las medidas comerciales del material [13], se crea el volumen de control en el que se mezclan los flujos de trabajo.

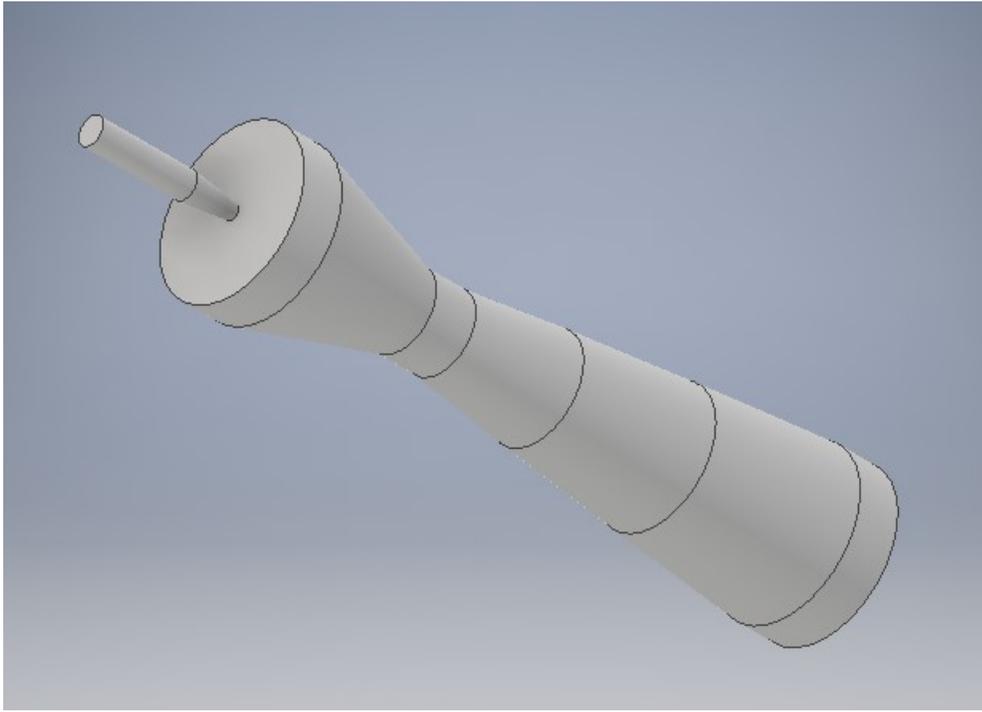
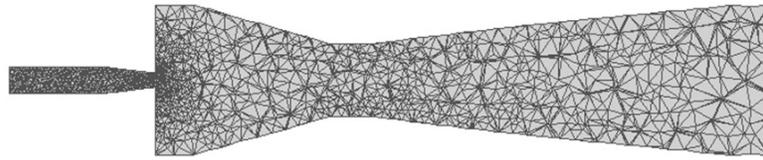


Figura 7.2: Volumen de control inyector y mezclador.

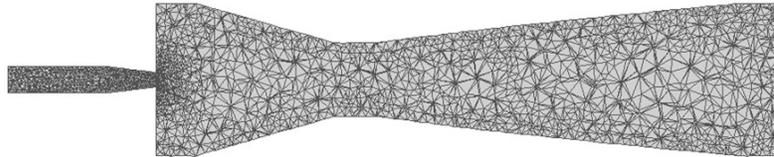
Se asume que el comportamiento de los flujos de trabajo será igual en los cuatro quemadores que componen el módulo por lo que sólo se simulará uno de ellos.

7.2. Mallado

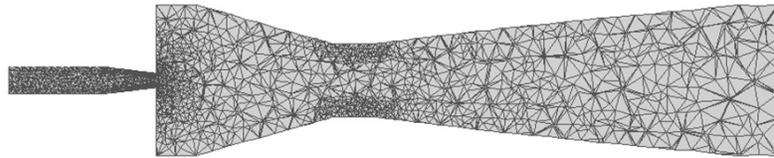
Para la elección de la malla se proponen cuatro opciones. A partir de estas se verifica que la selección de la malla no tenga influencia sobre las variables físicas del problema. Entre las mallas simuladas se tienen dos con la malla de defecto generada por el programa, una con resolución fina y otra con resolución gruesa. Se simula otra malla con un refinamiento en el inyector y la garganta del venturi, y finalmente una malla con inflación en la pared del mezclador e inyector.



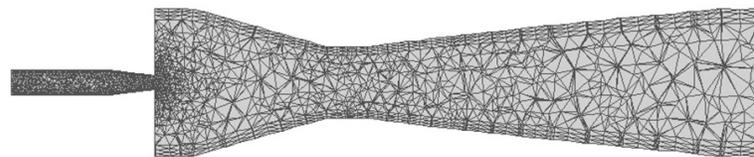
(a) Malla de resolución fina.



(b) Malla defecto.



(c) Malla con refinamiento.



(d) Malla con inflación.

Figura 7.3: Mallas propuestas.

En cada malla se especifican también las entradas de gas, aire y la salida de la mezcla.

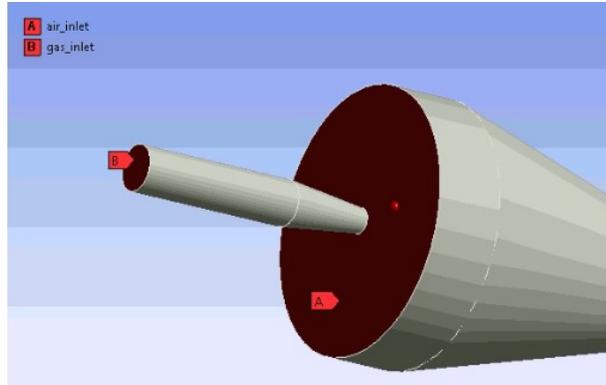


Figura 7.4: Entrada de gas y aire.

7.3. Set up

La modelación se realiza en estado transiente activando la componente gravitacional. Para los requerimientos del problema se activan los siguientes modelos que ofrece ansys: energy equation, turbulence k-epsilon y species transport [14].

La ecuación de energía modela la energía transferida por conducción debido a la difusión y disipación viscosa entre las especies que participan en el volumen de control. El modelo k-epsilon es de los modelos que mejor se adecuan a la simulación de flujos turbulentos, con el valor del flujo de gas y aire del presente trabajo de título, se presume que se requiere considerar un modelo turbulento. Por último el modelo más significativo para esta simulación es "Species Transport", ya que este es el modelo que permite simular la mezcla entre dos flujos gaseosos con o sin reaccionar. Es el modelo ideal para simular precisamente mezclas de combustible-comburente.

Las condiciones de borde son las siguientes:

- Entrada de TG por el inyector de 0,0208 kg/s.
- Entrada de aire primario por la cara del mezclador de 0,134 kg/s.
- Salida por el mezclador a presión atmosférica.

Para el TG se creó un nuevo gas en la base de datos utilizando los valores de las propiedades físicas y termodinámicas calculadas en el capítulo 5.

El criterio de convergencia seleccionado fue de 0,001 para todas las ecuaciones del modelo (velocidad, continuidad, energía, k y epsilon). Como método de corrección de presión se utiliza SIMPLE y una discretización de primer orden.

7.4. Modelo comparativo teórico

A modo de referencia se realiza un modelo que permita comparar los resultados obtenidos en la simulación, en particular la velocidad de flujo, la cual está relacionada con la mayoría de los criterios de diseño. Además de tener un punto de comparación se pretende establecer si el modelo computacional escogido es apropiado para el problema que se está modelando.

Dado que se desconocen valores de la operación del quemador como por ejemplo el estado termodinámico del gas a la salida del inyector o como influirá la homogeneización en ello, no es posible usar los clásicos modelos disponibles en la literatura para el cálculo de flujo en toberas y difusores. Para establecer el modelo teórico, se eligen ecuaciones se que adecuen al problema y cumplan sus condiciones.

Las ecuaciones que gobiernan este modelo son las siguientes:

- Ecuación de continuidad en estado estacionario. [7]

$$\frac{\delta M}{\delta t} = 0 \rightarrow \dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (7.1)$$

Utilizando la definición de flujo másico.

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \quad (7.2)$$

Donde:

- \dot{m} : Flujo másico [kg/s].
 - ρ : Densidad del flujo [kg/m³].
 - A : Área transversal que atraviesa el flujo [m²].
- Ley de los gases ideales.

$$\rho = \frac{MM \cdot P}{R \cdot T} \quad (7.3)$$

Donde:

- ρ : Densidad [kg/m³].
 - P : Presión [atm].
 - MM : Peso molar [kg/mol].
 - T : Temperatura [K].
 - R : Constante de universal de los gases, igual a 0,082 atm l /mol K.
- Ecuación de euler de mecánica de fluidos en una dimensión [15].

$$\delta P + \rho \cdot V \cdot \delta V = 0 \quad (7.4)$$

Se asume un proceso isotérmico ya que no se consideran pérdidas de energía por lo que la variación de temperatura en el flujo es baja, cabe recordar que este análisis es previo a la combustión.

Trabajando las ecuaciones y considerando la geometría del equipo (anexo A), se obtiene:

$$\ln(P) + \frac{R \cdot T}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{P \cdot A}\right)^2 = C \quad (7.5)$$

Donde C, constante que dependerá del flujo con el que se esté trabajando, aire o TG. Finalmente, utilizando la definición de continuidad y la ecuación 7.5 se determina la velocidad promedio del flujo.

Se realizan los cálculos para el gas y el aire en cuatro puntos de interés del quemador, los que se pueden apreciar en la figura 7.5. El punto 1 corresponde a la entrada del TG al inyector. El punto 2 es la salida del TG del inyector y la entrada de aire primario al mezclador, en este punto comienza la mezcla. El punto 3 es la garganta, zona de posibles pics de velocidad. Y por último el punto 4 a la salida del quemador, en la cual se espera que el flujo se encuentre homogeneizado.

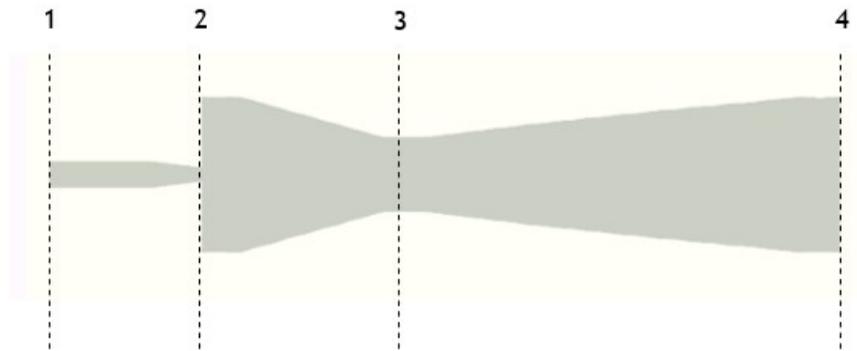


Figura 7.5: Zonas de interés para el cálculo de velocidad.

El problema se modeló a 300°K con los flujos máscicos de TG y aire constantes iguales a 0,02 y 0,13 kg/s respectivamente.

Se consideraron las siguientes condiciones de borde:

- En 1 tanto el aire como el TG se encuentran a presión atmosférica. La velocidad del aire en este punto es igual a 0 m/s.
- En 2 el área ocupada por el TG es igual al área de salida del inyector mientras que el área ocupada por el aire es igual a la resta de la cara del mezclador y el área de la salida del inyector.
- En 3 ambos flujos deben tener la misma presión, se espera que la mezcla comience a homogeneizarse.
- En 4 ambos flujos deben tener igual velocidad y presión.

En la figura 7.6, se pueden ver los resultados obtenidos para ambos flujos, los que serán comparados con el resultado computacional. Estos resultados corresponden a valores promedio del flujo.

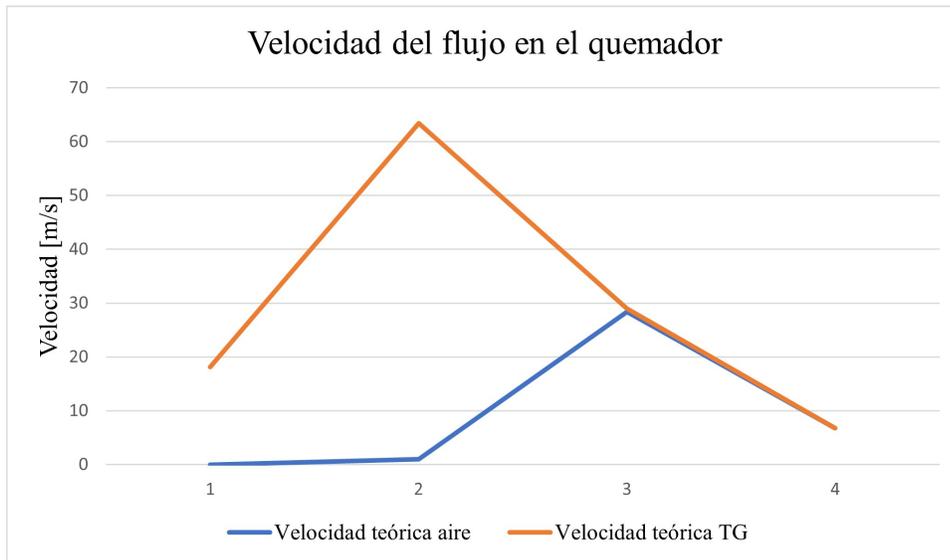


Figura 7.6: Gráfico resultados modelo teórico.

Capítulo 8

Resultados y discusión

En este capítulo se comparan los resultados obtenidos con otros gases de interés y se estudian. Estos gases son el aire, debido a que es el gas que mejor se conoce a nivel empírico y los gases combustibles más comunes, el gas natural y el gas licuado (GLP). Cabe mencionar que el gas licuado es una mezcla de propano y butano, los cuales son los componentes del gas en estudio que presentan mayor porcentaje peso. El gas natural por otro lado es una mezcla de gases ligeros donde su principal componente es el metano. También se analizan los resultados de la simulación computacional para verificar los criterios de diseño.

8.1. Propiedades del gas

Tabla 8.1: Comparación densidad en condiciones normales.

Gas	Densidad [kg/Nm ³]
TG	2,27
Aire	1,29
Gas natural	0,90
GLP	1,88

Tabla 8.2: Comparación viscosidad a 300 K.

Gas	Viscosidad [Pa s]
TG	$9,6 \cdot 10^{-6}$
Aire	$18,2 \cdot 10^{-6}$
Gas natural	$0,8 \cdot 10^{-6}$
GLP	$7,6 \cdot 10^{-6}$

Tabla 8.3: Comparación calor específico

Gas	Calor específico [kJ/kg K]
TG	1,54
Aire	1,01
Gas natural	2,18
GLP	1,68

Como se puede ver en las tablas el TG que se genera en la planta Bailac presenta propiedades físicas similares a la del gas licuado, luego puede ser considerado como un combustible no muy diferente a los combustibles usuales utilizados en quemadores industriales. Donde destaca este gas es en su densidad, la cual es superior a los otros gases, lo que se debe a su alto peso molecular.

8.2. Parámetros de combustión

Al comparar la relación aire combustible se puede ver que es muy similar a la del gas licuado. Al ser el gas natural de mezcla de diferentes porcentajes según el lugar donde es extraído, no existen muchos datos confiables respecto a una relación aire combustible promedio. Es por esto que se compara con metano, que supera el 90 % del porcentaje peso en toda las mezclas de gas natural.

Existen muchos sistemas de quemadores atmosféricos en base a gas natural o gas licuado. Esta tabla también sugiere que la relación aire combustible permite un sistema que no requiere forzar el aire primario para lograr un buen funcionamiento.

Tabla 8.4: Comparación relación aire combustible.

Gas	A/F
TG	22,75
Metano	9,52
GLP	26,72

El poder calorífico del TG resulta ser menor al poder calorífico del gas natural y del gas licuado. Si bien no está muy alejado del PCI del gas natural se debe tener en cuenta que el gas natural también es considerado un combustible de baja capacidad calorífica. Estos resultados son predecibles ya que los gases pobres de mezcla que son resultantes de procesos de reciclaje o procesos de descomposición orgánica suelen tener baja capacidad calórica y es por esto que suelen no ser competitivos como combustibles. Sin embargo, recordando que el objetivo de este gas para términos del trabajo de título no es ser combustible sino ser correctamente combustionado, se puede decir que el resultado es coherente por lo que el método de cálculo es correcto.

Tabla 8.5: Comparación poder calorífico inferior.

Gas	PCI [kJ/kg]
TG	38.451
Gas natural	39.900
GLP	47.063

La temperatura de llama adiabática depende principalmente de la entalpía de reacción y la capacidad calorífica de los productos de la reacción. Es por esto que la comparación con los otros gases combustibles puede no tener los mismos patrones que las comparaciones anteriores. En este caso es levemente superior a ambos gases.

Tabla 8.6: Temperatura de llama adiabática.

Gas	T_{ad} [K]
TG	2.342
Gas natural	2.233
GLP	2.243

8.3. Análisis computacional

8.3.1. Verificación de la malla

En la tabla 8.7 se pueden ver los resultados obtenidos para la velocidad máxima, a la entrada del inyector, salida del inyector, garganta del mezclador y salida del mezclador. Las mallas mostradas en esta tabla siguen la identificación de la figura 7.3. Para cada caso se calcula la desviación estándar de la medida.

Tabla 8.7: Comparación velocidad mallas.

Velocidad	Malla a)	Malla b)	Malla c)	Malla d)	Desviación estándar
Máxima	65,67	64,66	63,06	64,90	1,10
Entrada inyector	17,51	17,53	17,51	17,54	0,01
Salida inyector	63,81	63,29	62,49	64,60	0,89
Garganta mezclador	35,91	35,27	32,43	34,42	1,51
Salida mezclador	18,30	20,45	17,61	17,22	1,44

Se puede ver que para ningún caso el error supera un 5%, lo que es aceptable para el modelo estudiado ya que se desea asegurar la condición de velocidad máxima menor a la velocidad del sonido, luego una diferencia de 1 m/s no incide en el número de Mach. Si bien el error podría disminuir al bajar el paso de tiempo escogido para la simulación, estos resultados muestran que las mallas son indicadas para el caso.

Para la selección de la malla se escoge aquella que posee mejores parámetros de calidad y menor costo computacional. Existen muchos indicadores sobre la calidad de malla, sin embargo se usan los tres más representativos, *skewness*, *aspect ratio* y *orthogonal quality* [16]. *Skewness* es una medición de que tan asimétrico es la celda en comparación a una celda del equilátera del mismo volumen. *Aspect ratio* es la relación entre el ancho y el alto de la celda. Y *orthogonal quality* es un parámetro que mide el vector entre el centroide de las celdas y cada una de sus caras. Bajo estas características la mejor malla es la malla por defecto generada por Ansys Fluent.

Tabla 8.8: Calidad de la malla seleccionada.

Criterio	Valor obtenido	Valor recomendado
<i>Skewness</i>	0,77	<0,98
<i>Aspect ratio</i>	7,80	<10
<i>Orthogonal quality</i>	0,22	>0,10

Además de corroborar la calidad de la malla se debe verificar que la malla se adapte al modelo turbulento k-epsilon, para ello se observa la variable $WallYplus$ en la pared del volumen de control. $WallYplus$ es un valor adimensional que mide la distancia desde la pared hasta el primer nodo de la malla. Esta distancia es calculada en base a la velocidad y la viscosidad del flujo. El modelo computacional de turbulencia funciona en base a cierto rango de $Yplus$. En este caso el modelo k-epsilon funciona para un rango de 30 a 300. Fuera de estos rangos los resultados no son confiables y debe reestructurarse la malla o las condiciones del problema.

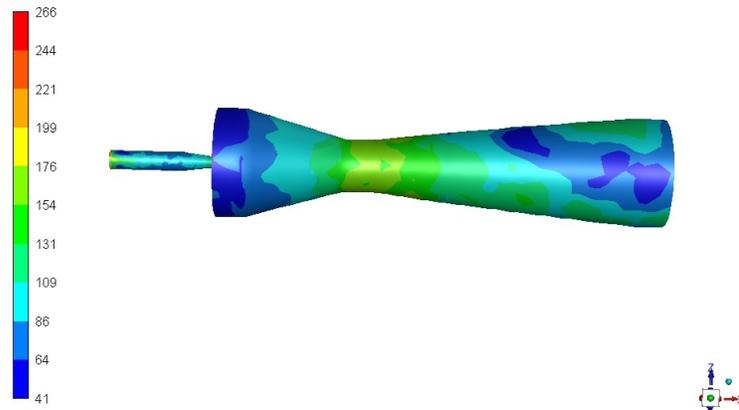


Figura 8.1: Resultados Wall Yplus.

Como se puede ver el $Yplus$ se encuentra en un rango mayor a 41 y menor a 266, por lo tanto cumple con las exigencias.

8.3.2. Velocidad

En la figura 8.2, se pueden ver los resultados de la simulación para la velocidad ilustrados en un plano de corte del quemador. El flujo acelera donde la sección es menor, la salida del inyector y la garganta del mezclador Venturi. A la salida del inyector se registra la mayor velocidad, 65,67 m/s. En la garganta, que suele ser el punto de mayor interés en los mezcladores de venturi ya que existe el riesgo de que el flujo alcance altas velocidades, se registra una velocidad máxima de 35,91 m/s. La velocidad del gas a la entrada del inyector es de aproximadamente 17 m/s, mientras que la velocidad de entrada del aire primario al quemador es cercana a 5m/s. La velocidad del flujo a la salida es bastante pareja, tiene un valor promedio de 8,6 m/s con un máximo en la zona central de 18,3 m/s.

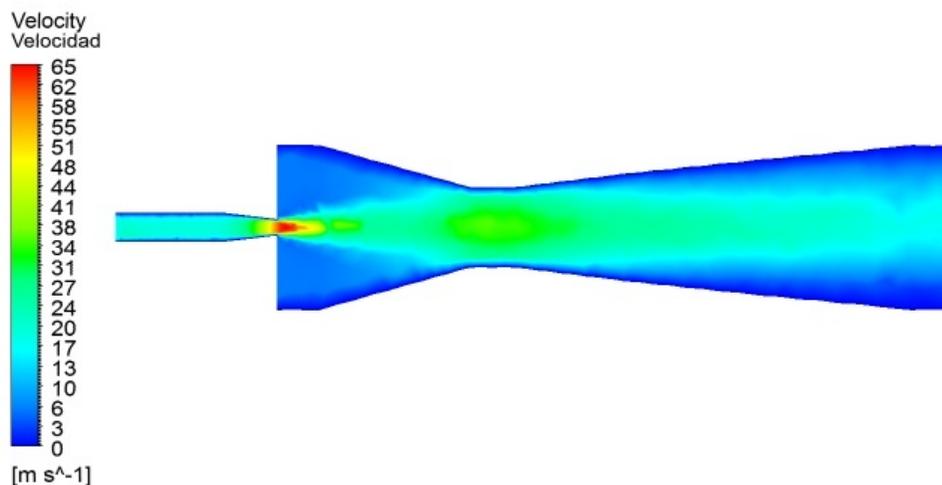


Figura 8.2: Mapa de colores velocidad.

Respecto al modelo comparativo de la sección 7.4 se presentan los siguientes resultados para la velocidad máxima de la mezcla en los cuatro puntos especificados en la figura 7.5.

Tabla 8.9: Comparación resultados análisis de velocidad teórico y computacional

	1	2	3	4
Velocidad análisis teórico [m/s]	18,13	63,38	28,29	6,78
Velocidad análisis computacional [m/s]	17,51	63,81	35,91	18,30

Los resultados de la velocidad máxima de ambos modelos son bastante similares, sin embargo se puede notar una mayor diferencia en las magnitudes a partir de la garganta. Esto se puede deber a que el modelo teórico considera un valor promedio a lo largo de la sección transversal. A pesar de ello el modelo teórico cumple la función de entregar una estimación que permite admitir el modelo análisis computacional.

Uno de los criterios de diseño de un quemador es que el flujo no supere la velocidad del sonido en ningún momento. Cabe notar que la velocidad no es un número fijo sino que depende de la temperatura y la masa molecular como muestra la ecuación 8.1 [7].

$$V_{\text{sonido}} = \sqrt{\frac{\gamma \cdot R \cdot T}{MM}} \quad (8.1)$$

Donde:

- γ : Constante de expansión adiabática.
- R: Constante de los gases ideales [J/mol K].
- T : Temperatura del gas [K].
- MM: Masa molar [g/mol].

Se define el número de Mach:

$$M = \frac{V_{\text{flujo}}}{V_{\text{sonido}}} \quad (8.2)$$

El número de Mach es una mejor forma de asegurar que el flujo no es supersónico ya que la temperatura varia y el flujo es una mezcla de gases de diferentes pesos molares, luego la velocidad del sonido no es un valor fijo.

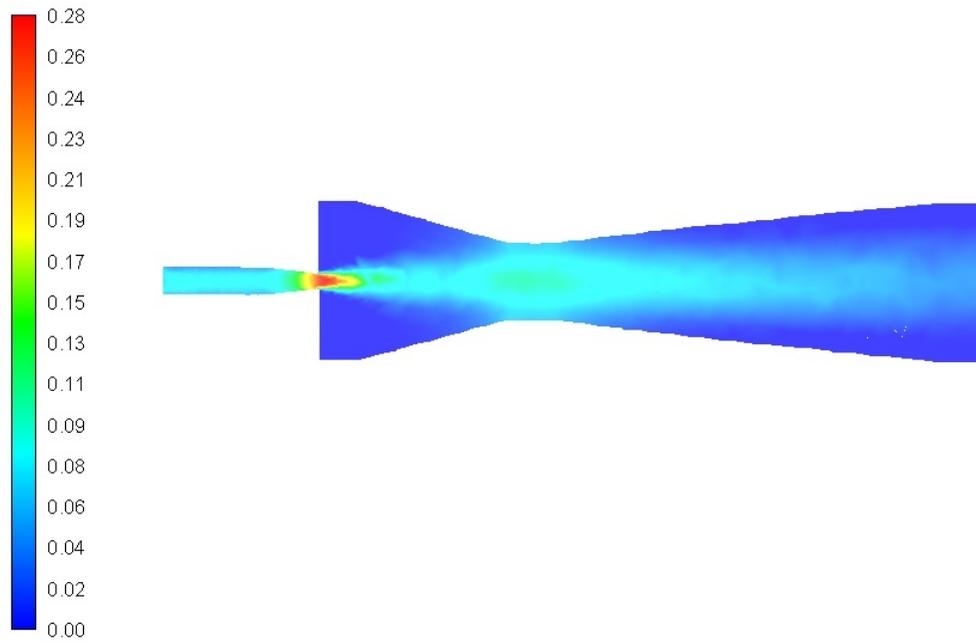


Figura 8.3: Mapa de colores número de mach

Como se puede ver en la figura 8.3, el máximo valor que alcanza el número de Mach es 0,28. Este valor es bastante alejado de uno, por lo que el criterio se cumple satisfactoriamente.

Otro criterio de diseño es que no debe existir contraflujo en el mezclador. Para esto se grafica la velocidad en forma de vector y se corrobora que no haya zonas en las que el flujo se devuelva.

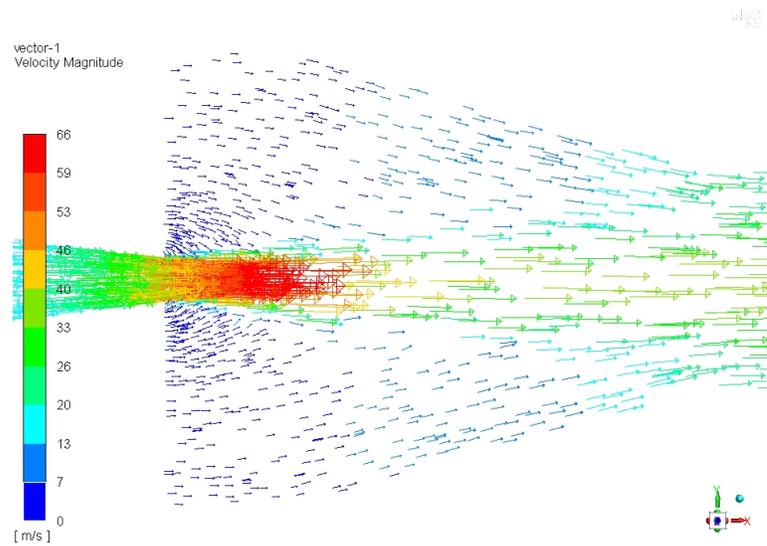


Figura 8.4: Flujo vectorial de velocidad a la salida del inyector.

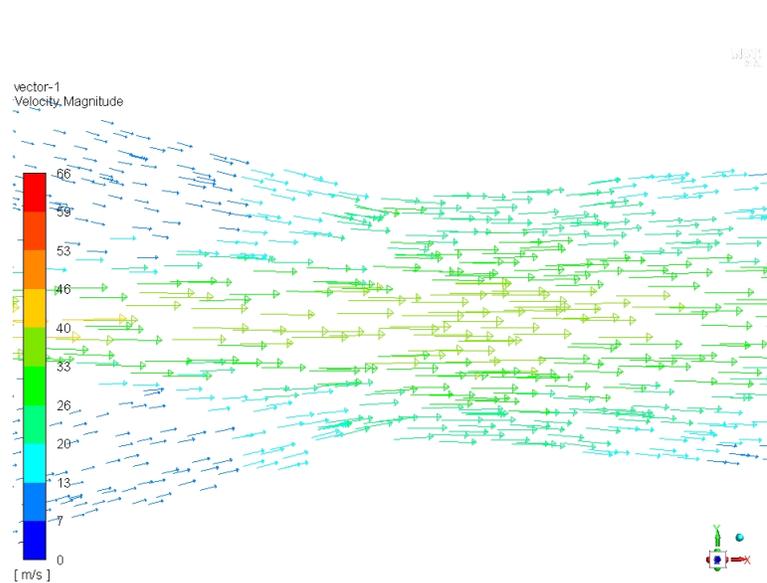


Figura 8.5: Flujo vectorial de velocidad en la garganta del mezclador.

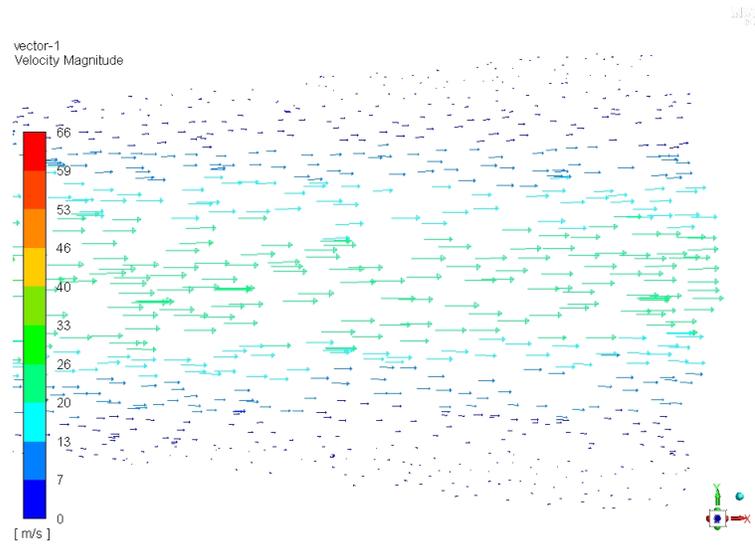


Figura 8.6: Flujo vectorial de velocidad a la salida del mezclador.

Como se puede observar en las figuras se cumple el criterio de diseño relacionado a la direccionalidad del flujo.

8.3.3. Mezcla

Otro criterio de diseño del quemador es que la mezcla de aire primario y combustible debe ser homogénea al salir del mezclador Venturi. En la figura 8.7 y 8.8, se grafica, respectivamente, el porcentaje de TG y porcentaje de aire primario en la mezcla.

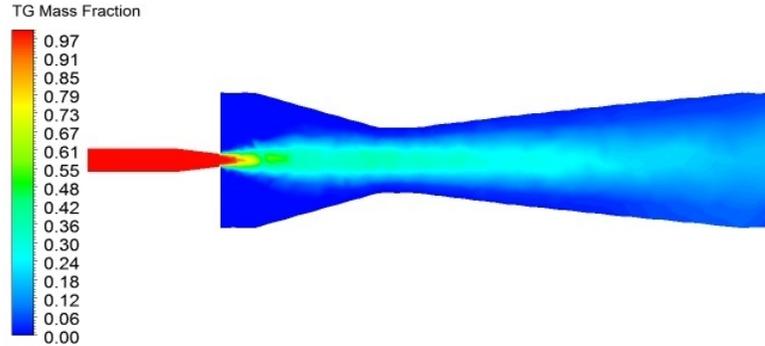


Figura 8.7: Mapa de colores porcentaje de TG en la mezcla

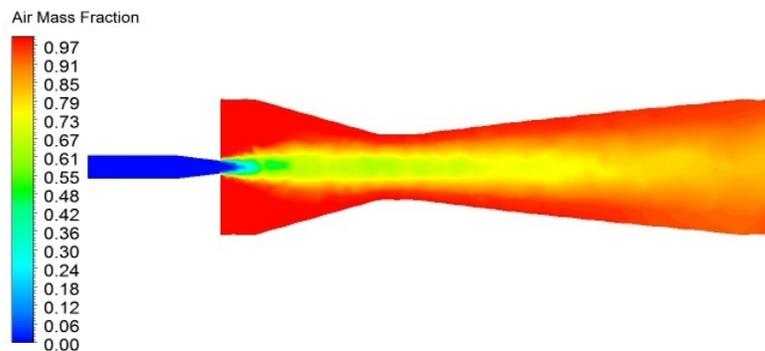


Figura 8.8: Mapa de colores porcentaje de aire primario en la mezcla

Se puede observar que en el inyector el porcentaje de TG es 100% ya que aún no está presente el aire primario. Luego al entrar al mezclador rápidamente comienza a mezclarse con el aire primario. Al llegar a la garganta del mezclador venturi la mezcla ya es bastante homogénea, el mayor porcentaje de TG en la mezcla es de 34%. Finalmente a la salida el porcentaje de TG en la mezcla varía entre 5% y 18%. El caso ideal sería que a la salida del mezclador el porcentaje de TG fuera de 15% en toda la cara, lo que corresponde a la división entre el flujo másico de TG y aire primario. Sin embargo, se puede ver que en la mayor parte de la sección de salida el valor es cercano al 15%.

8.3.4. Energía cinética turbulenta

El modelo de turbulencia k-epsilon permite obtener la energía cinética de turbulencia. Esta es una medida de la energía cinética media por unidad de masa asociada a los vórtices de un flujo turbulento. Físicamente está caracterizada por fluctuaciones en los componentes de la velocidad.

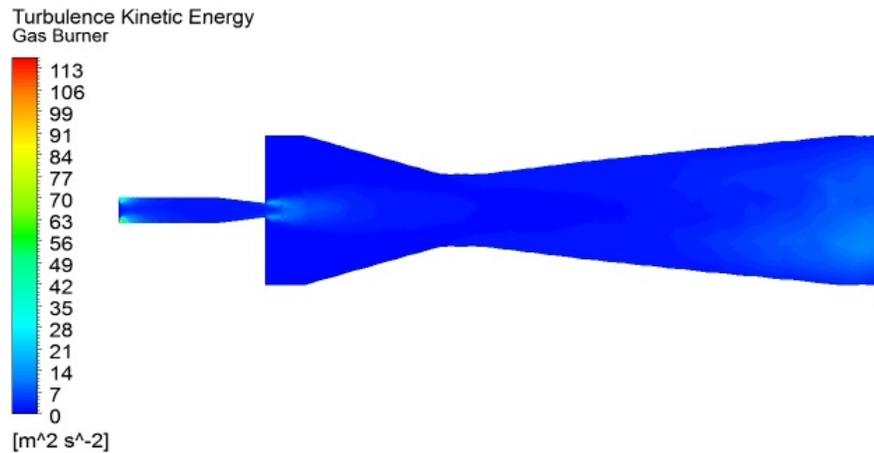


Figura 8.9: Mapa de colores energía cinética turbulenta.

Se puede ver en la figura 8.9, que las zonas de mayor energía son la entrada y salida del inyector, y la salida del quemador. En la práctica la energía en la entrada del inyector debería ser menor, ya que el flujo de gas se transportará a través de una larga línea de piping por lo tanto se tendrá un flujo más estable.

8.3.5. Otras configuraciones

Cada módulo consta de 4 quemadores con una capacidad de 800 kW cada uno calculada según el flujo másico de gas pobre (300 kg/h flujo total por módulo). Se realiza el estudio de otras posibles configuraciones de quemadores que se podrían construir para la capacidad requerida. Las configuraciones analizadas son:

- 1 x 3.200 kW: Un sólo quemador capacidad para todo el flujo.
- 2 x 1.600 kW: 2 quemadores con capacidad de 150 kg/h de gas pobre.
- 4 x 800 kW: 4 quemadores con capacidad de 75 kg/h de gas pobre (caso de la propuesta).
- 6 x 533 kW: 6 quemadores con capacidad de 50 kg/h de gas pobre.

Se realiza una simulación computacional bajo las mismas condiciones expuestas en la sección anterior con las mismas dimensiones del quemador para todos los casos. A continuación, se exponen los resultados obtenidos para la velocidad en las 4 configuraciones con una escala de color similar que permite apreciar las diferencias entre cada una de ellas.

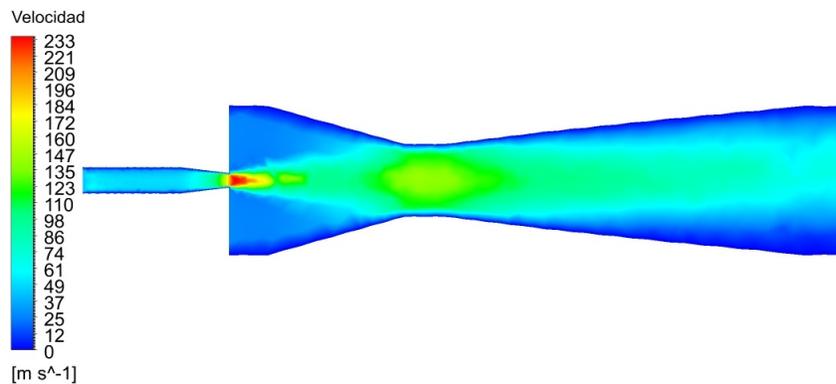


Figura 8.10: Velocidad configuración 1 x 3.200 kW.

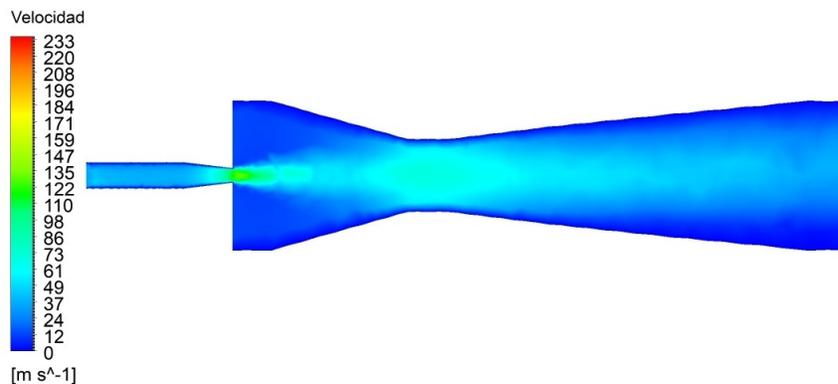


Figura 8.11: Velocidad configuración 2 x 1.600 kW.

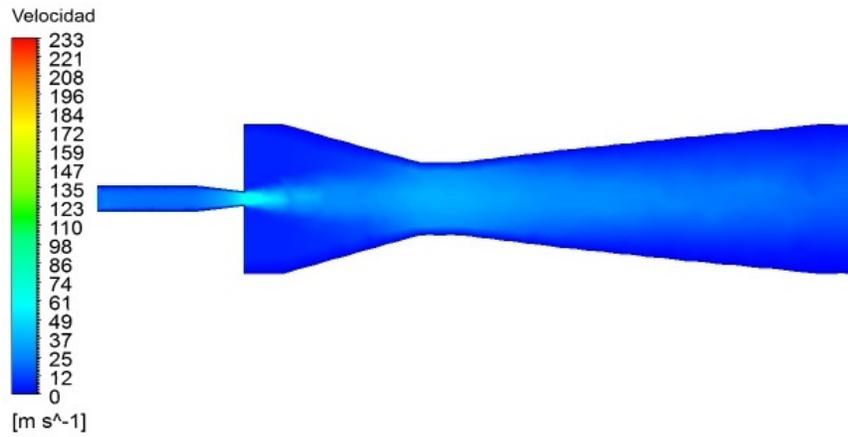


Figura 8.12: Velocidad configuración 4 x 800 kW.

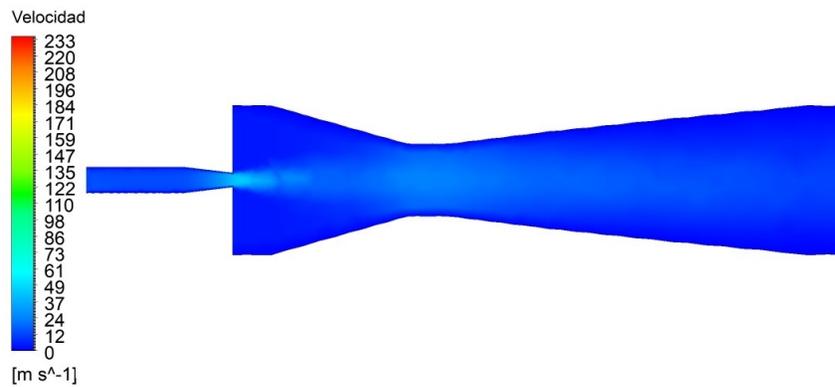


Figura 8.13: Velocidad configuración 6 x 533 kW.

A partir de las velocidades, se registran en la tabla 8.10 los números de mach en las zonas de alta velocidad para todas las configuraciones. Se puede ver que se alcanza una velocidad supersónica en el caso de la configuración 1 x 3.200, luego esta no es posible. La configuración 2 x 1.600 no alcanza el valor de uno, sin embargo el riesgo que conlleva operar con flujos de alta velocidad es muy grande. Por estos motivos las configuraciones recomendadas son la de 4 y 6 quemadores, en términos de simplificación del proceso de construcción la mejor opción es, efectivamente, la propuesta por Innovatec 4 x 800 kW.

Tabla 8.10: Número de Mach por configuración.

Configuración	1 x 3.200	2 x 1.600	4 x 800	6 x 533
Mach a la salida del inyector	1,04	0,55	0,28	0,12
Mach en la garganta	0,47	0,23	0,12	0,08

8.4. Longitud de la pluma térmica

Los resultados obtenidos a la salida del quemador son útiles para realizar una aproximación de la altura que tendría la pluma térmica que saldría del módulo. La pluma térmica es la columna de humo formada por la emisión de gases combustionados. Esto es sólo un acercamiento al caso real, ya que para eso es necesario conocer los parámetros del proceso de combustión y realizar un estudio más profundo en este punto.

Para determinar el ascenso vertical de la pluma se utiliza la fórmula empírica de Holland [17].

$$\Delta h = \frac{v_s \cdot D}{u} \cdot (1,5 + 2,68 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D \cdot \frac{T_s - T_a}{T_s}) \quad (8.3)$$

Donde:

- Δh : Altura de la pluma térmica [m].
- v_s : Velocidad de salida de los gases [m/s].
- D : Diámetro del escape de los gases [m].
- u : Velocidad del viento en la zona a 10 m de altura [8].
- p : Presión [mbar].
- T_s : Temperatura de salida de los gases [K].
- T_a : Temperatura ambiente [K].

Si bien el módulo quemador está diseñado para una capacidad de 300 kg/h, en la operación se espera tener un porcentaje mucho menor de este gas. Utilizando Ansys, bajo las mismas condiciones expuestas en el capítulo siete, se simula la velocidad del flujo de salida del quemador para diferentes porcentajes de flujo másico de TG. Con la velocidad máxima de cada porcentaje se calcula la altura de la pluma térmica. Los resultados muestran que la altura de la columna de humo para la capacidad total del módulo es 1,58 m.



Figura 8.14: Gráfico altura pluma térmica según porcentaje de gas.

8.5. Discusión modelo de combustión

La combustión es un proceso difícil de determinar teóricamente. Los métodos y estudios disponibles provienen por lo general de mediciones empíricas. El análisis computacional es una de las pocas herramientas teóricas que se tienen para determinar parámetros de combustión.

El software Ansys Fluent posee cuatro modelos para simular combustión: species transport, non-premixed combustion, premixed combustion y partially premixed combustion. El modelo species transport permite modelar transporte y difusión de especies gaseosas combustibles a través de las ecuaciones de conservación de cada una de ellas con o sin reacción de combustión. En non-premixed combustion se distingue un flujo de combustible y uno de oxidante que no se encuentran premezclados previamente. El modelo premixed combustion es utilizado para flujos donde el combustible y el comburente se encuentran mezclados a un nivel molecular previo a la ignición, este modelo tiene pocas aplicaciones y no hay muchos estudios al respecto. Finalmente, el modelo partially premixed combustion permite simular procesos en el que se tiene un flujo de combustible y comburente premezclados y un flujo de comburente no premezclado, el modelo está pensado para simular procesos en el que se tiene una premezcla de aire primario y combustible reaccionando con aire secundario.

De todos los modelos mencionados el que mejor aplica al caso de estudio es partially premixed combustion. Se modela el problema considerando los flujos de gas, aire primario y aire secundario calculados, especificando las concentraciones de cada componente en el flujo de gas, sin embargo la simulación no logra activar la ignición del sistema. También se intenta simular el proceso con el modelo species transport, activando la reacción de los componentes pero al igual que el caso anterior no se genera ignición. El problema identificado es que al ser un gas de mezcla el programa no es capaz de identificar los productos generados en la reacción. Por lo general el programa trabaja con mezclas convencionales como metano, propano-butano, gas oil, entre otras, en donde tiene predeterminados los productos. También se utiliza el modelo non-premixed combustion ingresando como condición de borde tres flujos por separado: gas, aire primario y aire secundario. En esta simulación los resultados no convergen, se asume que el motivo es que el modelo no es apto para el problema.

Para lograr el modelo de combustión de este problema se debe trabajar más a fondo con el modelo partially premixed combustion. En el presente trabajo de título se entregan todos los datos necesarios para iniciar esta simulación. En la literatura se tienen algunos casos similares al estudiado, como combustión de bio-gas u otros gases de síntesis que podrían servir de ejemplo. Pero para lograr una reacción con cálculos acertados en productos y convergencia en sus resultados, se requiere un estudio detallado y meticuloso, lo que no se contempla en los alcances de este trabajo de título.

Capítulo 9

Conclusiones

Se concluye, que al revisar el estado del arte del proyecto se puede establecer claramente los requerimientos del equipo y las condiciones a las que se expone. Dentro de este análisis se destaca la composición del gas, la capacidad del equipo, la configuración del módulo y las dimensiones del quemador. También se reconoce la necesidad de no comprometer la seguridad de la planta y proporcionar un equipo que contribuya en este punto de forma confiable y estable.

Al analizar las propiedades físicas y térmicas del gas se concluye que el gas pobre generado en el proceso de pirólisis no se aleja mucho de los gases comunes utilizados en quemadores atmosféricos. Entre estos gases el que más se le asemeja es el gas licuado. De todas las propiedades determinadas (densidad, viscosidad, calor específico y conductividad térmica) ninguna presenta un valor que requiera un funcionamiento diferente o un estudio más detallado. Con el análisis realizado en el presente trabajo de título se logra caracterizar el flujo de trabajo del equipo.

La memoria de cálculo relacionada a los parámetros de combustión fija los requerimientos de funcionamiento del quemador de TG. Si bien la potencia térmica que este equipo generará es baja, esto no tiene relevancia con la función que cumplirá el quemador atmosférico. Con las condiciones expuestas en la sección de parámetros de combustión se concluye que el equipo funcionará sin generar contaminantes o gases tóxicos lo que otorga seguridad al funcionamiento de la planta de pirólisis de NFU.

Gracias a la herramienta disponible para el análisis computacional, se permite modelar la operación del quemador previa a la combustión. Con este análisis se determina el funcionamiento en toda la geometría del quemador asegurando el buen desempeño de éste. Los valores obtenidos son coherentes con lo esperado por lo que se concluye que el modelo escogido es acertado para el problema. También se logra visualizar de mejor forma la operación del equipo.

A través de los resultados expuestos se verifican los criterios definidos para el buen funcionamiento de un quemador atmosférico. A través de la simulación computacional se corrobora que en ningún punto del quemador la velocidad de flujo supera la velocidad del sonido. Un número de Mach mayor a uno podría generar vibración en el equipo, lo que atentaría con la seguridad de la operación arriesgando una fuga de gases. Los resultados en este sentido son bastante satisfactorios, el mayor número de Mach registrado es de 0,28, con lo que se puede tener tranquilidad respecto a la seguridad del equipo.

La simulación también permite verificar que no existe contraflujo que pueda causar un retroceso en la llama de combustión, lo que dañaría la integridad del quemador y en la línea de gas, corriendo el riesgo de dañar otros equipos que formen parte de la línea de producción. Este riesgo queda descartado con el presente estudio.

La exigencia de la homogeneización de la mezcla de aire primario y combustible también se cumple. Los resultados de la simulación muestran que el mezclador Venturi cumple la función de lograr que los flujos se mezclen bien entre la garganta y la salida, obteniendo una mezcla lista para ser incinerada junto al aire secundario.

Otro criterio admitido es que el diseño del equipo permite trabajar con los flujos determinados para que la combustión sea completa. De este modo, el quemador cumple la normativa chilena para la emisión de gases en procesos de incineración.

Respecto a la configuración estudiada, en comparación con otras opciones se concluye que es la más óptima para cumplir con los requerimientos en términos de capacidad del equipo. Por lo tanto la implementación de este equipo cumpliría la función de combustionar el gas pobre generado sin someter la planta a nuevos riesgos de operación.

Con la aproximación de la altura de la pluma térmica calculada se estima que la columna de humo que produciría el equipo no tiene mayor relevancia en la estética de la planta. Además, considerando que se combustiona una cantidad de flujo mucho menor a la capacidad del quemador la longitud de la pluma térmica es considerablemente baja.

Finalmente, se concluye que el diseño de la antorcha atmosférica permite un funcionamiento seguro y estable, cumpliendo los requerimientos del proyecto.

Bibliografía

- [1] Chile, “Ministerio del medio ambiente. acuerdo n°9, resolución n°102: Establece metas de recolección y valorización y otras obligaciones asociadas de neumáticos,” 2019.
- [2] Chile, “Decreto supremo 29, ministerio del medio ambiente: Establece norma de emisión para la incineración, coincineración y coprocesamiento,” Septiembre 2013.
- [3] D. C. . R. K. H. Jouhara and N. Spencer, “Use of pyrolytic gas from waste tire as a fuel,” *Energy*, Mayo 2017.
- [4] F.-M. D.-D. Habik, *Fundamentals and Tecnology of Combustion*. ELSEVIER SCIENCE, 2002.
- [5] B. H. Flanigan, *An exploration in atmospheric gas burners*. Degree of Master of Science: Engineering. The University of Tennessee, December 2019.
- [6] R. P. Jackson, *Design of atmospheric gas burners*. Course M367. PHD Online Center, 2012.
- [7] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engenieering Thermodynamics*. John Wiley and Sons, 5 ed., Chinchester, 2006.
- [8] Dirección Meteorológica de Chile. Servicio de datos. Universidad de atacama, 2021.
- [9] F. M. White, *Viscous Fluid Flow*. Mc Graw Hill, 3 ed., New York, 2006.
- [10] *Tablas y gráficos de propiedades termodinámicas*. Departamento de Física Aplicada. Escuela Politécnica, Universidad de Sevilla, 2020.
- [11] *Fluent Database*. Fluid Simulation Software, Ansys Inc., 2017.
- [12] D. A. C. J. F.Louvar, *Chemical Process Safety*. Prentice Hall, 2 ed., Upper Saddle River, Octubre 2001.
- [13] *Catálogo Fittings Acero Carbono*. Multiaceros Chile, 2020.
- [14] *Ansys Fluent theory guide*. Ansys Inc, November 2013.
- [15] F. M. White, *Mecanica de fluidos*. McGrawHill, 5 ed., New York, 2004.
- [16] *Ansys Fluent user’s guide*. Ansys Inc, November 2013.
- [17] L. V. Albert, *Dinámica de gases*. Universidad Politécnica de Cataluña, 1 ed., Barcelona, Diciembre 2017.

Anexo A

Anexo B

Tablas propiedades termodinámicas

Propiedades de gases a 1 atm de presión

Temp. T, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico C_p , J/kg·K	Conductividad térmica k , W/m·K	Difusividad térmica α , m ² /s	Viscosidad dinámica μ , kg/m·s	Viscosidad cinemática ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
<i>Dióxido de carbono, CO₂</i>							
-50	2,4035	746	0,01051	$5,860 \times 10^{-6}$	$1,129 \times 10^{-5}$	$4,699 \times 10^{-6}$	0,8019
0	1,9635	811	0,01456	$9,141 \times 10^{-6}$	$1,375 \times 10^{-5}$	$7,003 \times 10^{-6}$	0,7661
50	1,6597	866,6	0,01858	$1,291 \times 10^{-5}$	$1,612 \times 10^{-5}$	$9,714 \times 10^{-6}$	0,7520
100	1,4373	914,8	0,02257	$1,716 \times 10^{-5}$	$1,841 \times 10^{-5}$	$1,281 \times 10^{-5}$	0,7464
150	1,2675	957,4	0,02652	$2,186 \times 10^{-5}$	$2,063 \times 10^{-5}$	$1,627 \times 10^{-5}$	0,7445
200	1,1336	995,2	0,03044	$2,698 \times 10^{-5}$	$2,276 \times 10^{-5}$	$2,008 \times 10^{-5}$	0,7442
300	0,9358	1060	0,03814	$3,847 \times 10^{-5}$	$2,682 \times 10^{-5}$	$2,866 \times 10^{-5}$	0,7450
400	0,7968	1112	0,04565	$5,151 \times 10^{-5}$	$3,061 \times 10^{-5}$	$3,842 \times 10^{-5}$	0,7458
500	0,6937	1156	0,05293	$6,600 \times 10^{-5}$	$3,416 \times 10^{-5}$	$4,924 \times 10^{-5}$	0,7460
1000	0,4213	1292	0,08491	$1,560 \times 10^{-4}$	$4,898 \times 10^{-5}$	$1,162 \times 10^{-4}$	0,7455
1500	0,3025	1356	0,10688	$2,606 \times 10^{-4}$	$6,106 \times 10^{-5}$	$2,019 \times 10^{-4}$	0,7745
2000	0,2359	1387	0,11522	$3,521 \times 10^{-4}$	$7,322 \times 10^{-5}$	$3,103 \times 10^{-4}$	0,8815
<i>Nitrógeno, N₂</i>							
-50	1,5299	957,3	0,02001	$1,366 \times 10^{-5}$	$1,390 \times 10^{-5}$	$9,091 \times 10^{-6}$	0,6655
0	1,2498	1035	0,02384	$1,843 \times 10^{-5}$	$1,640 \times 10^{-5}$	$1,312 \times 10^{-5}$	0,7121
50	1,0564	1042	0,02746	$2,494 \times 10^{-5}$	$1,874 \times 10^{-5}$	$1,774 \times 10^{-5}$	0,7114
100	0,9149	1041	0,03090	$3,244 \times 10^{-5}$	$2,094 \times 10^{-5}$	$2,289 \times 10^{-5}$	0,7056
150	0,8068	1043	0,03416	$4,058 \times 10^{-5}$	$2,300 \times 10^{-5}$	$2,851 \times 10^{-5}$	0,7025
200	0,7215	1050	0,03727	$4,921 \times 10^{-5}$	$2,494 \times 10^{-5}$	$3,457 \times 10^{-5}$	0,7025
300	0,5956	1070	0,04309	$6,758 \times 10^{-5}$	$2,849 \times 10^{-5}$	$4,783 \times 10^{-5}$	0,7078
400	0,5072	1095	0,04848	$8,727 \times 10^{-5}$	$3,166 \times 10^{-5}$	$6,242 \times 10^{-5}$	0,7153
500	0,4416	1120	0,05358	$1,083 \times 10^{-4}$	$3,451 \times 10^{-5}$	$7,816 \times 10^{-5}$	0,7215
1000	0,2681	1213	0,07938	$2,440 \times 10^{-4}$	$4,594 \times 10^{-5}$	$1,713 \times 10^{-4}$	0,7022
1500	0,1925	1266	0,11793	$4,839 \times 10^{-4}$	$5,562 \times 10^{-5}$	$2,889 \times 10^{-4}$	0,5969
2000	0,1502	1297	0,18590	$9,543 \times 10^{-4}$	$6,426 \times 10^{-5}$	$4,278 \times 10^{-4}$	0,4483
<i>Oxígeno, O₂</i>							
-50	1,7475	984,4	0,02067	$1,201 \times 10^{-5}$	$1,616 \times 10^{-5}$	$9,246 \times 10^{-6}$	0,7694
0	1,4277	928,7	0,02472	$1,865 \times 10^{-5}$	$1,916 \times 10^{-5}$	$1,342 \times 10^{-5}$	0,7198
50	1,2068	921,7	0,02867	$2,577 \times 10^{-5}$	$2,194 \times 10^{-5}$	$1,818 \times 10^{-5}$	0,7053
100	1,0451	931,8	0,03254	$3,342 \times 10^{-5}$	$2,451 \times 10^{-5}$	$2,346 \times 10^{-5}$	0,7019
150	0,9216	947,6	0,03637	$4,164 \times 10^{-5}$	$2,694 \times 10^{-5}$	$2,923 \times 10^{-5}$	0,7019
200	0,8242	964,7	0,04014	$5,048 \times 10^{-5}$	$2,923 \times 10^{-5}$	$3,546 \times 10^{-5}$	0,7025
300	0,6804	997,1	0,04751	$7,003 \times 10^{-5}$	$3,350 \times 10^{-5}$	$4,923 \times 10^{-5}$	0,7030
400	0,5793	1025	0,05463	$9,204 \times 10^{-5}$	$3,744 \times 10^{-5}$	$6,463 \times 10^{-5}$	0,7023
500	0,5044	1048	0,06148	$1,163 \times 10^{-4}$	$4,114 \times 10^{-5}$	$8,156 \times 10^{-5}$	0,7010
1000	0,3063	1121	0,09198	$2,678 \times 10^{-4}$	$5,732 \times 10^{-5}$	$1,871 \times 10^{-4}$	0,6986
1500	0,2199	1165	0,11901	$4,643 \times 10^{-4}$	$7,133 \times 10^{-5}$	$3,243 \times 10^{-4}$	0,6985
2000	0,1716	1201	0,14705	$7,139 \times 10^{-4}$	$8,417 \times 10^{-5}$	$4,907 \times 10^{-4}$	0,6873
<i>Vapor de agua, H₂O</i>							
-50	0,9839	1892	0,01353	$7,271 \times 10^{-6}$	$7,187 \times 10^{-6}$	$7,305 \times 10^{-6}$	1,0047
0	0,8038	1874	0,01673	$1,110 \times 10^{-5}$	$8,956 \times 10^{-6}$	$1,114 \times 10^{-5}$	1,0033
50	0,6794	1874	0,02032	$1,596 \times 10^{-5}$	$1,078 \times 10^{-5}$	$1,587 \times 10^{-5}$	0,9944
100	0,5884	1887	0,02429	$2,187 \times 10^{-5}$	$1,265 \times 10^{-5}$	$2,150 \times 10^{-5}$	0,9830
150	0,5189	1908	0,02861	$2,890 \times 10^{-5}$	$1,456 \times 10^{-5}$	$2,806 \times 10^{-5}$	0,9712
200	0,4640	1935	0,03326	$3,705 \times 10^{-5}$	$1,650 \times 10^{-5}$	$3,556 \times 10^{-5}$	0,9599
300	0,3831	1997	0,04345	$5,680 \times 10^{-5}$	$2,045 \times 10^{-5}$	$5,340 \times 10^{-5}$	0,9401
400	0,3262	2066	0,05467	$8,114 \times 10^{-5}$	$2,446 \times 10^{-5}$	$7,498 \times 10^{-5}$	0,9240
500	0,2840	2137	0,06677	$1,100 \times 10^{-4}$	$2,847 \times 10^{-5}$	$1,002 \times 10^{-4}$	0,9108
1000	0,1725	2471	0,13623	$3,196 \times 10^{-4}$	$4,762 \times 10^{-5}$	$2,761 \times 10^{-4}$	0,8639
1500	0,1238	2736	0,21301	$6,288 \times 10^{-4}$	$6,411 \times 10^{-5}$	$5,177 \times 10^{-4}$	0,8233
2000	0,0966	2928	0,29183	$1,032 \times 10^{-3}$	$7,808 \times 10^{-5}$	$8,084 \times 10^{-4}$	0,7833

Nota: Para gases ideales, C_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de ρ a la temperatura dada por P (en atm) y cuando se divide ν y α entre P (en atm)

Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente con base en diversas fuentes.

Anexo C

Código matlab análisis teórico de la mezcla

Código C.1: Modelo teórico de la mezcla.

```
1 %Constantes %
2 R=8.314472; %J/mol K %
3 T=273.15+30; %K %
4 Patm=101325; %Pa %
5 D1i=0.0335-2*0.00338;
6 D2i=0.0213-2*0.00338;
7 D2m=0.1681-2*0.00711;
8 D3m=0.0889-2*0.00711;
9 D4m=D2m;
10
11 %Datos gas %
12 MMg=0.05089; %kg/mol %
13 Rg=R/MMg; %J/kg K %
14 mg=75/3600; %kg/s %
15
16 %Datos aire %
17 aprimario=0.5;
18 rac=12.8884;
19 MMa=0.02884; %kg/mol %
20 Ra=R/MMa; %J/kg K %
21 ma=aprimario*rac*mg; %kg/s %
22
23 %INYECTOR %
24 %En 1:gas %
25 P1g=Patm;
26 A1g=pi*0.25*D1i^2;
27 rho1g=P1g/(Rg*T);
28 V1g=mg/(rho1g*A1g);
29 c1g=log(P1g)+((Rg*T/2)*(mg/(P1g*A1g))^2);
30
31 %En 2:gas %
32 A2g=pi*0.25*D2i^2;
33 P2g=1000;
```

```

34 c2g=log(P2g)+((Rg*T/2)*(mg/(P2g*A2g))^2);
35 while abs(c2g-c1g)>0.00001
36     P2g=P2g+1;
37     c2g=log(P2g)+((Rg*T/2)*(mg/(P2g*A2g))^2);
38 end
39 P2g;
40 c2g;
41 rho2g=P2g/(Rg*T);
42 V2g=mg/(rho2g*A2g);
43
44 %MEZCLADOR%
45 %En 1:aire%
46 P1a=Patm;
47 c1a=log(P1a);
48 V1a=0;
49
50 %En 2:aire%
51 A2a=(pi*0.25*D2m)-A2g;
52 P2a=1000;
53 c2a=log(P2a)+((Ra*T/2)*(ma/(P2a*A2a))^2);
54 while abs(c2a-c1a)>0.00001
55     P2a=P2a+1;
56     c2a=log(P2a)+((Ra*T/2)*(ma/(P2a*A2a))^2);
57 end
58 rho2a=P2a/(Ra*T);
59 V2a=ma/(rho2a*A2a);
60
61 %En 3%
62 A3=pi*0.25*D3m^2;
63 P3g=60000;
64 A3g=sqrt((Rg*T*((mg/P3g)^2)/2)/(c2g-log(P3g)));
65 P3a=P3g;
66 A3a=sqrt((Ra*T*((ma/P3a)^2)/2)/(c2a-log(P3a)));
67 while abs(A3g+A3a-A3)>0.000001
68     P3g=P3g+1;
69     P3a=P3g;
70     A3g=sqrt((Rg*T*((mg/P3g)^2)/2)/(c2g-log(P3g)));
71     A3a=sqrt((Ra*T*((ma/P3a)^2)/2)/(c2a-log(P3a)));
72 end
73 c3g=log(P3g)+((Rg*T/2)*(mg/(P3g*A3g))^2);
74 rho3g=P3g/(Rg*T);
75 V3g=mg/(rho3g*A3g);
76 c3a=log(P3a)+((Ra*T/2)*(ma/(P3a*A3a))^2);
77 rho3a=P3a/(Ra*T);
78 V3a=ma/(rho3a*A3a);
79
80 %En 4%
81 A4=pi*0.25*D4m^2;
82 racmol=22.7461;
83 racprimario=0.5*racmol;
84 paire=racprimario/(racprimario+1);
85 pcomb=1/(racprimario+1);

```

```

86 MMt=MMg*pcomb+MMa*paire;
87 Rt=R/MMt;
88 mt=ma+mg;
89 c5=log(Patm);
90 P4=80000;
91 c4=log(P4)+((Rt*T/2)*(mt/(P4*A4))^2);
92
93 while abs(c5-c4)>0.00001
94     P4=P4+1;
95     c4=log(P4)+((Rt*T/2)*(mt/(P4*A4))^2);
96 end
97 rho4=P4/(Rt*T);
98 V4=mt/(rho4*A4);
99
100 %Resultados%
101 Pg=[P1g P2g P3g P4]
102 Vg=[V1g V2g V3g V4]
103 cg=[c1g c2g c3g c4];
104 Pa=[P1a P2a P3a P4]
105 Va=[V1a V2a V3a V4]
106 ca=[c1a c2a c3a c4];

```