UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO – CHILE

"DISEÑO Y DESARROLLO EXPERIMENTAL DE UN GENERADOR DE AIRE CALIENTE DE TIPO DUAL PARA EL DESHIDRATADO DE ALIMENTOS"

CHRISTIAN IGNACIO HERNÁNDEZ RECABARREN

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: DR. ING. MARIO TOLEDO TORRES
PROFESOR CORREFERENTE: MG. ING. ANDRÉS ARRIAGADA ROMERO

JULIO – 2021

Agradecimientos

Para mi familia por darme las herramientas necesarias para poder levantarme ante la adversidad, para mi madre por el amor y el apoyo incondicional, para mi padre por estar ahí en los momentos en que más necesita una palabra de aliento. A mis hermanos, por hacerme crecer, apoyarme y darme alegrías. A mis sobrinos, porque me enseñan día a día a ser feliz y me impulsan para seguir adelante.

Para mis tías por el amor que me entregan en cada momento, por enseñarme la resiliencia de la vida y darme la oportunidad de crecer junto a ellas. Para la matriarca que se me fue cuando aún no estaba preparado, pero me entrego el amor más puro que puede existir, me enseñó a luchar y a cumplir mis sueños, para ti que me cuidas donde vaya, te dedico todo este proceso de crecimiento y aprendizaje.

A mis amigos, los incondicionales que están desde siempre, y para todos con los que he compartido en estos años de universidad, por el apoyo, las alegrías, las tristezas y por estar siempre en todo momento y en cualquier lugar. Al equipo QUEMPIN por el apoyo y la confianza.

Para todos los que han estado en estos años, en este proceso y me han enseñado algo en el ámbito personal, académico y profesional.

Gracias.

Resumen

El deshidratado de alimentos es una industria que crece a un ritmo acelerado en el mercado nacional, por lo que buscar nuevos procesos o mejorar técnicas que existan en la actualidad resulta muy atractivo económicamente para la comercialización de equipos que aumenten la eficiencia del proceso. En este contexto se diseña y fabrica un innovador prototipo generador de aire caliente de funcionamiento dual, capaz de operar en modalidad directa e indirecta, el cual utiliza la tecnología de combustión en medios porosos inertes (MPI), con el objetivo de generar aire caliente para los procesos de deshidratado de alimentos con una mejorada eficiencia térmica y menores emisiones contaminantes.

Se realiza un estudio que contempla el actual panorama de las tecnologías de deshidratación de alimentos, y el mercado existente de equipos generadores de aire caliente, donde fue posible concluir que la técnica de deshidratación por aire caliente es la más utilizada en la industria nacional para la producción a baja y alta escala. Las empresas emplean principalmente combustibles fósiles para la generación de aire caliente, donde los diseños existentes utilizan combustión de llama libre para producir energía térmica, la cual tiene una baja modulación de potencias y altas emisiones, por lo que se busca mejorar el proceso de combustión al interior del equipo por medio de un quemador de MPI y aumentar su eficiencia térmica.

Se realiza un análisis de los procesos de secado de alimentos que existen en la actualidad para industrias que tengan una baja producción, las que principalmente utilizan equipos con potencias bajo los 30 [kW] y caudales de aire de hasta 1,500 [m^3/h]. Con esto es posible obtener temperaturas de operación que varían desde los 40 hasta los 80°C, que es el rango en el cual se deshidratan la mayoría de los alimentos sin tener una pérdida considerable de sus propiedades organolépticas. En base a lo anterior, el prototipo fabricado considera una potencia máxima de 20 [kW] con un caudal de aire variable de hasta 1100 [m^3/h].

Se desarrollaron dos tipos de pruebas en el equipo, la primera busca estimar el tiempo de estabilización de las temperaturas internas del prototipo, y la segunda busca caracterizar su operación en función de la potencia, caudal de aire, salto y eficiencia térmica, adicionalmente se realiza el análisis de emisiones. También dentro de los límites de operabilidad del prototipo se incluye una temperatura critica de seguridad, la cual no debe superar los 400°C. Para las pruebas de estabilización se consideran cuatro puntos de operación que permiten tener un comportamiento global del prototipo, dando como resultado un tiempo promedio de 10 minutos en donde el equipo pasa de un estado trasiente a uno estacionario bajo una única configuración de potencia, lambda y caudal. Para las pruebas de caracterización se consideran seis puntos de operación a 9, 13 y 18 [kW] donde cada potencia operó con un lambda de 1.2 y 1.4, esto para las dos configuraciones en las que funciona el prototipo (directa e indirecta). Para la modalidad indirecta las potencias de 9 y 13 [kW] con un lambda de 1.2 obtuvieron las mejores eficiencias térmicas de hasta un 86% en un rango de operación de 350 a 950 [m^3/h], y con un salto térmico que va desde 30 hasta 70°C. Estos parámetros operacionales obtenidos están dentro de los rangos en que actualmente se maneja la industria de generadores de aire caliente para aplicaciones de deshidratado a baja escala. Para la modalidad directa el prototipo alcanza bajas eficiencias térmicas las que van desde 40 a 82%, lo que se encuentra muy por debajo en relación con las eficiencias térmicas de los equipos que se comercializan actualmente bajo esta configuración. En relación con las emisiones éstas solo se desarrollan para el prototipo en modalidad indirecta, donde se utiliza la norma europea ISO 22967:2010 la cual establece los límites para el monóxido de carbono y óxidos de nitrógenos. Para ambos casos la mayoría de los puntos operacionales se encuentran bajo los limites normados. En términos técnicos, el prototipo cumple todas las normativas legales existentes para este tipo de diseños, por lo que fue certificado por la SEC. En relación con los costos de la aplicación, se tiene una inversión inicial de $4.020.000 y costos operacionales mensuales de $379.800 en su punto de máxima eficiencia.

Palabras claves: Medio poroso inerte, combustión, deshidratación de alimento, secado por aire caliente, generador dual.

Abstract

Food dehydration is an industry that is growing at an accelerated rate in the domestic market, so the search for new processes or improving existing techniques is very attractive economically for the commercialization of equipment to increase the efficiency of the process. In this context, an innovative dual function hot air generator prototype is designed and manufactured, capable of operating in direct and indirect mode, which uses combustion technology in media porous inert (PMI), with the objective of generating hot air for food dehydration processes with improved thermal efficiency and lower pollutant emissions.

A study is carried out that contemplates the current panorama of food dehydration technologies and the existing market of hot air generating equipment, where it was possible to conclude that the hot air dehydration technique is the most used in the national industry for low and high scale production. The companies mainly use fossil fuels for hot air generation, where the existing designs use free flame combustion to produce thermal energy, which has a low power modulation and high emissions, so it is sought to improve the combustion process inside the equipment by means of an PMI burner and increase its thermal efficiency.

An analysis is made of the food drying processes that currently exist for industries with low production, which mainly use equipment with power under 30 [kW] and air flow rates of up to 1,500 [m^3/h]. With this it is possible to obtain operating temperatures ranging from 40 to 80°C, which is the range in which most foods are dehydrated without considerable loss of their organoleptic properties. Based on the above, the prototype manufactured considers a maximum power of 20 [kW] with a variable air flow of up to 1100 [m^3/h].

Two types of tests were carried out on the equipment, the first one seeks to estimate the stabilization time of the internal temperatures of the prototype, and the second one seeks to characterize its operation in terms of power, air flow, thermal variation and thermal efficiency, additionally the emissions analysis is performed. Also within the limits of operability of the prototype, a critical safety temperature is included, which must not exceed 400°C. For the stabilization tests, four operating points are considered that allow to have a global behavior of the prototype, resulting in an average time of 10 minutes where the equipment goes from a transient to a stationary state under a single configuration of power, excess air and flow. For the characterization tests, six operating points were considered at 9, 13 and 18 [kW] where each power operated with an excess air of 20% and 40%, this for the two configurations in which the prototype operates (direct and indirect). For the indirect mode, the 9 and 13 [kW] power ratings with 20% excess air obtained the best thermal efficiencies of up to 86% in an operating range of 350 to 950 [m^3/h], and with a thermal variation ranging from 30 to 70°C. These operational parameters obtained are within the ranges currently used in the hot air generator industry for low scale dehydration applications. For the direct mode, the prototype achieves low thermal efficiencies ranging from 40 to 82%, which is well below the thermal efficiencies of the equipment currently marketed in this configuration. In relation to emissions, these are only developed for the prototype in indirect mode, where the European standard ISO 22967:2010 is used, which establishes the limits for carbon monoxide and nitrogen oxides. In both cases, most of the operational points are below the standard limits. In technical terms, the prototype complies with all existing legal regulations for this type of design, which is why it was certified by the SEC. In relation to the costs of the application, the initial investment is CL$4.020.000 and monthly operating costs are CL$379.800 at its maximum efficiency point.

Key words: Porous media, combustion, radiant burner, food dehydration, hot air drying.

Glosario

Parámetros

a_w	Actividad acuosa [-]
c_p	Calor especifico [J/kg K]
dw/dt	Velocidad de secado [s^{-1}]
h	Coeficiente de convección [W/m^2 K]
$\bar{h}$	Entalpía [kJ/kg]
k	Coeficiente de conductividad [W/m K]
m	Masa [kg]
$\dot{m}$	Flujo másico [kg/s]
n	Cantidad molar especifica [kmol/kg]
p	Presión [kPa]
r	Radio [m]
u	Velocidad de filtración de premezcla [m/s]
v	Velocidad [m/s]
w	Contenido de humedad [-]
x	Fracción másica [-]
y	Fracción molar [-]
A	Área transversal [m^2]
D	Diámetro [m]
FR	Tasa de quemado [kW/m^2]
H	Poder calorífico [kJ/kg]
L	Largo [m]
N_u	Número de Nusselt [-]
P	Potencia térmica [kW]
P_e	Número de Peclet [-]
P_r	Número de Prant [-]
$\dot{Q}$	Flujo de calor [kW]
R	Resistencia térmica [K/W]
RR	Tasa radiativa [%]
Ra_D	Número de Rayleigh [-]
R_e	Número de Reynolds [-]
R_u	Constante universal de gases [kJ/kmol K]
T	Temperatura [°C]
$V°$	Volumen normalizado [Nm^3]
$\dot{V}$	Flujo volumétrico [m^3/s]
W	Contenido de humedad aire húmedo [-]
β	Coeficiente de oxidante [-]
β_r	Temperatura reciproca de película [T^{-1}]
ε	Porosidad relativa [-]
λ	Relación de aire [-]
ρ	Densidad [kg/m^3]
τ	Tiempo de estabilización [s]
υ	Viscosidad cinemática [m^2/s]
ϕ	Relación de equivalencia [-]

Subíndices

a	Aire
amb	Ambiente
$crit$	Crítico
e	Estequiométrico
eq	Equilibrio
f	Combustible
g	Gases
inf	Inferior
l	Libre
m	Mezcla
p	Producto
$perd$	Perdida
rad	Radiación
v	Vapor
H_2O	Agua

Índice de contenidos

1 Introducción y objetivos **13**
1.1 Introducción **13**
1.2 Objetivo general **14**
1.3 Objetivos específicos **14**
2 Marco teórico **15**
2.1 Fundamentos del deshidratado de alimentos **15**
2.1.1 Proceso y objetivo 15
2.1.2 Definiciones 15
2.1.3 Principales técnicas de deshidratación 17
2.2 Deshidratado por aire caliente **21**
2.2.1 Mecanismo y etapas del secado 21
2.2.2 Generalidades en los equipos de secado 22
2.2.3 Principales parámetros de diseño 23
2.2.4 Tipos de secadores de aire caliente 24
2.3 Comparación entre técnicas de deshidratado de alimentos **24**
2.4 Generador de aire caliente **26**
2.4.1 Proceso y objetivo del equipo 26
2.4.2 Generalidades del proceso 26
2.4.3 Principales parámetros de diseño 27
2.4.4 Modo de funcionamiento 28
2.4.5 Clasificación de equipos y parámetros de operación 29
2.5 Combustión en medios porosos inertes **31**
2.5.1 Proceso general 31
2.5.2 Principios de funcionamiento 31
2.5.3 Condiciones de operación 32
2.5.4 Estabilidad de la llama 34
2.6 Quemadores de medios porosos inertes **35**
2.6.1 Descripción 35
2.6.2 Componentes 35
2.6.3 Parámetros de operación 36
3 Diseño de prototipo **38**
3.1 Generador dual **38**
3.1.1 Funcionamiento 38

3.1.2 Componentes generales ... 39
3.1.3 Componentes específicos cámara exterior ... 40
3.1.4 Componentes específicos intercambiador ... 43
3.2 Quemador de medios porosos inertes ... 46
3.2.1 Funcionamiento ... 46
3.2.2 Sistemas generales ... 46
4 Parámetros de diseño prototipo ... 51
4.1 Diagrama de flujo del proceso ... 51
4.2 Balance de energía ... 52
4.2.1 Flujo de aire y combustible de la premezcla ... 53
4.2.2 Calor aportado al aire de secado ... 53
4.2.3 Perdida de calor en el prototipo ... 54
4.2.4 Entalpia de los gases producto de la combustión ... 57
4.2.5 Estimación de potencia requerida ... 59
4.3 Dimensionamiento del quemador ... 59
4.4 Limitaciones de diseño y seguridad ... 59
5 Diseño experimental ... 60
5.1 Parámetros de operación ... 60
5.1.1 Flujo de combustible ... 60
5.1.2 Flujo de aire de premezcla ... 61
5.1.3 Flujo aire de secado ... 61
5.2 Instrumentación y registro de datos. ... 61
5.2.1 Diagrama de instrumentación ... 61
5.2.2 Temperatura ... 63
5.2.3 Flujos de aire y combustible ... 65
5.2.4 Analizador de gases ... 66
5.3 Pruebas para determinar el estado transiente ... 67
5.4 Pruebas de caracterización ... 68
5.4.1 Parámetros operacionales ... 69
5.4.2 Parámetros de caracterización ... 69
5.4.3 Parámetros de control ... 69
6 Procedimiento experimental ... 70
6.1 Procedimientos generales ... 70
6.1.1 Elementos de seguridad y protección personal ... 70
6.1.2 Detección de fugas ... 70
6.1.3 Encendido general del equipo ... 70

6.1.4 Detención general del equipo 71
6.2 Estado transiente 72
6.2.1 Montaje del equipo 72
6.2.2 Registro de datos 73
6.3 Caracterización del equipo 73
6.3.1 Configuración indirecta 73
6.3.2 Configuración directa 75
7 Resultados y discusión 77
7.1 Estado transiente 77
7.1.1 Punto de operación 1: 8 kW – 1.4 – 45 Hz 77
7.1.2 Punto de operación 2: 8 kW – 1.4 – 15 Hz 78
7.1.3 Punto de operación 3: 16 kW – 1.4 – 45 Hz 79
7.1.4 Punto de operación 4: 16 kW – 1.4 – 30 Hz 80
7.2 Caracterización equipo 82
7.2.1 Generador indirecto 82
7.2.2 Generador directo 94
7.3 Evaluación del desempeño de la aplicación 101
7.3.1 Aspectos técnicos 101
7.3.2 Costos aplicación 101
8 Conclusiones y recomendaciones 103
9 Referencias 106
10 Anexos 108

Índice de figuras

Figura 1: Estabilidad de un alimento. 17
Figura 2: Secado por aire caliente. 18
Figura 3: Esquema del proceso de liofilización. 19
Figura 4: Esquema del proceso de deshidratación por osmosis. 19
Figura 5: Tipos de secadores solares. 20
Figura 6: Proceso de deshidratación por radiación asistida. 21
Figura 7: Cinética de secado. 22
Figura 8: Humedad vs tiempo. 22
Figura 9: Generador de aire caliente directo. 28
Figura 10: Generador de aire caliente indirecto. 29
Figura 11: Estructura de un medio poroso. 31
Figura 12: Esquema de un quemador de MPI premezclado de dos capas. 32
Figura 13: Métodos de estabilización de llama en medios porosos. 35
Figura 14: Quemador radiante QUEMPIN. 36
Figura 15: Generador dual funcionamiento directo. 38
Figura 16: Generador dual funcionamiento indirecto. 39
Figura 17: Cámara exterior prototipo generador dual. 39
Figura 18: Intercambiador de calor prototipo generador dual. 40
Figura 19: Componentes cámara exterior prototipo generador dual. 40
Figura 20: Carcasa externa prototipo generado dual. 41
Figura 21: Placa entrada ventilador prototipo generador dual. 41
Figura 22: Ventilador centrifugo prototipo generador dual 41
Figura 23: Placa salida de gases prototipo generador dual. 42
Figura 24: Mirilla de control externa prototipo generador dual. 42
Figura 25: Caja entrada quemador prototipo generador dual. 43
Figura 26: Componentes intercambiador de calor prototipo generador dual. 43
Figura 27: Cámara de combustión prototipo generador dual. 43
Figura 28: Entrada quemador prototipo generador dual. 44
Figura 29: Colector primario prototipo generador dual. 44
Figura 30: Colector secundario prototipo generador dual. 45
Figura 31: Mirilla cámara de combustión prototipo generador dual. 45
Figura 32: Esquema conceptual del quemador. 46
Figura 33: Esquema cabezal de combustión. 47
Figura 34: Cabezal modelado y fabricado prototipo generador dual. 47
Figura 35: Soplador de premezcla EMB Papst. 49
Figura 36: Venturi de inyección de gas Honeywell. 49
Figura 37: Regulador de presión y flexible para alimentación de gas. 49
Figura 38: Equipo controlador de flujo y seguridad DUNGS. 49
Figura 39: Sistema de distribución de mezcla prototipo generador dual. 50
Figura 40: Diagrama de flujo de proceso - Modo Indirecto 51

Figura 41: Diagrama de flujos de proceso - Modo Directo 51
Figura 42: Balance de energía general. 52
Figura 43: Resistencias térmicas prototipo generador de aire. 54
Figura 44: Instrumentación externa del prototipo. 62
Figura 45: Instrumentación interna del prototipo. 63
Figura 46: Termocupla tipo K. 63
Figura 47: Módulo de adquisición de datos marca Omega. 63
Figura 48: Termo-anemómetro punta incandescente marca Veto. 64
Figura 49: Instalación PT-100 en cono de descarga. 64
Figura 50: Instalación anemómetro entrada soplador de premezcla. 65
Figura 51: Instalación anemómetro a la salida del prototipo. 66
Figura 52: Instalación medidor de gas en el prototipo. 66
Figura 53: Analizador de gases marco Boston. 67

Índice de tablas

Tabla 1: Comparación entre técnicas de deshidratado. 25
Tabla 2: Regímenes de propagación de llamas en medios porosos..... 34
Tabla 3: Especificaciones técnicas generales cámara exterior. 39
Tabla 4: Especificaciones técnicas generales intercambiador. 40
Tabla 5: Componentes cámara exterior prototipo generador dual. 40
Tabla 6: Especificaciones carcasa externa 41
Tabla 7: Especificaciones placa ventilador 41
Tabla 8: Especificaciones ventilador centrifugo 41
Tabla 9: Especificaciones salida de gases 42
Tabla 10: Especificaciones mirilla de control 42
Tabla 11: Especificaciones caja quemador 43
Tabla 12: Componentes intercambiador de calor prototipo generador dual. 43
Tabla 13: Especificaciones cámara de combustión prototipo generador dual..... 43
Tabla 14: Especificaciones entrada quemador 44
Tabla 15: Especificacines colector primario 44
Tabla 16: Componentes colector secundario..... 45
Tabla 17: Especificaciones mirilla de control 45
Tabla 18: Especificaciones del MPI. 48
Tabla 19: Especificaciones de la trampa de llama..... 48
Tabla 20: Especificaciones del papel aislante. 48
Tabla 21: Especificaciones del ventilador de premezcla..... 49
Tabla 22: Dimensiones generales prototipo. 54
Tabla 23: Propiedades del aire a 90°C y 1 atm. 55
Tabla 24: Propiedades del aire a 45°C y 1 atm. 56
Tabla 25: Resistencias térmicas estimadas..... 57
Tabla 26: Cantidad molar especifica. 58
Tabla 27: Entalpía gases producto de la combustión. 58
Tabla 28: Propiedades del GLP. 60
Tabla 29: Puntos de operación para determinar el estado transiente..... 67
Tabla 30: Puntos de operación para la caracterización, funcionamiento directo o indirecto. 68
Tabla 31: Resumen prueba estabilización para determinar el estado transiente. 81
Tabla 32: Resumen temperaturas internas, modo indirecto. 85
Tabla 33: Salto térmico en función del caudal de salida, modo indirecto. 87
Tabla 34: Eficiencia térmica a una potencia y caudal especifico, modo indirecto. 93
Tabla 35: Resumen temperaturas internas, modo directo. 96
Tabla 36: Salto térmico en función del caudal de salida, modo directo. 98
Tabla 37: Eficiencia térmica a una potencia y caudal especifico, modo directo. 100
Tabla 38: Supuestos para valorización de costos de la aplicación. 102
Tabla 39: Valorización de costos de la aplicación. 102

Índice de gráficos

Gráfica 1: Isotermas de sorción típica. 17
Gráfica 2: Curvas de estabilización temperaturas internas (Punto 1). 77
Gráfica 3: Curvas de estabilización temperaturas internas y MPI (Punto 1). 77
Gráfica 4: Curvas de estabilización temperaturas internas (Punto 2). 78
Gráfica 5: Curvas de estabilización temperaturas internas y MPI (Punto 2). 78
Gráfica 6: Curvas de estabilización temperaturas internas (Punto 3). 79
Gráfica 7: Curvas de estabilización temperaturas internas y MPI (Punto 3). 79
Gráfica 8: Curvas de estabilización temperaturas internas (Punto 4). 80
Gráfica 9: Curvas de estabilización temperaturas internas y MPI (Punto 4). 80
Gráfica 10: Temperaturas internas prototipo. Punto 1 (9 kW - 1.2 - Indirecto) 82
Gráfica 11: Temperaturas internas prototipo. Punto 2 (9 kW - 1.4 - Indirecto) 82
Gráfica 12: Temperaturas internas prototipo. Punto 3 (13 kW - 1.2 - Indirecto) 83
Gráfica 13: Temperaturas internas prototipo. Punto 4 (13 kW - 1.4 - Indirecto) 83
Gráfica 14: Temperaturas internas prototipo. Punto 5 (18 kW - 1.2 - Indirecto) 83
Gráfica 15: Temperaturas internas prototipo. Punto 6 (18 kW - 1.4 - Indirecto) 83
Gráfica 16: Temperatura de la zona de combustión (TIC-2) en modo indirecto. 85
Gráfica 17: Temperaturas de salida en modo indirecto. 86
Gráfica 18: Temperatura gases de combustión en modo indirecto. 88
Gráfica 19: Emisiones de CO - Exceso de aire 1.2 88
Gráfica 20: Emisiones de CO - Exceso de aire 1.4 89
Gráfica 21: Emisiones NOx. 91
Gráfica 22: Eficiencias térmicas obtenidas en modo indirecto. 92
Gráfica 23: Temperaturas internas prototipo. Punto 1 (9 kW - 1.2 - Directo) 94
Gráfica 24: Temperaturas internas prototipo. Punto 2 (9 kW - 1.4 - Directo) 94
Gráfica 25: Temperaturas internas prototipo. Punto 3 (13 kW - 1.2 - Directo) 94
Gráfica 26: Temperaturas internas prototipo. Punto 4 (13 kW - 1.4 - Directo) 94
Gráfica 27: Temperaturas internas prototipo. Punto 5 (18 kW - 1.2 - Directo) 94
Gráfica 28: Temperaturas internas prototipo. Punto 6 (18 kW - 1.4 - Directo) 94
Gráfica 29: Temperatura de la zona de combustión (TIC-2) en modo directo. 96
Gráfica 30: Temperatura de salida en modo directo. 97
Gráfica 31: Eficiencias térmicas en modo directo. 99

1 Introducción y objetivos

1.1 Introducción

El desarrollo de la industria de los alimentos de Chile ha sido sobresaliente a nivel internacional. Cada 6 a 7 años el valor de las exportaciones se ha venido duplicando, lo que ubica al país entre las naciones de mayor desarrollo de la industria. Este desarrollo ha sido particularmente significativo en la industria de alimentos elaborados, el cual ha logrado en una gama importante de productos, situarse entre los "top ten" de los exportadores mundiales, según lo indica un estudio de ChileAlimentos (2012).

Entre la alta gama de alimentos elaborados se destaca el mercado de frutos secos y deshidratados, donde sobresale la alta exportación de manzanas, ciruelas, nueces, avellanas, pasas, entre otros. En los últimos años ha existido un crecimiento sostenido de las exportaciones de estos alimentos a diversas partes del mundo, así como un creciente uso de hectáreas a lo largo de todo el país para el desarrollo de esta agroindustria, como lo indica un estudio del departamento de análisis de mercado y política sectorial de la Oficina de Estudios y Políticas Agrarias – ODEPA (2016). Esto es resultado de múltiples políticas que buscan potenciar este sector productivo para aprovechar la creciente demanda internacional de este tipo de productos y posicionar al país como principal productor.

En este marco, las técnicas para el procesamiento de frutas deshidratadas son múltiples, donde las alternativas convencionales más utilizadas a escala industrial emplean combustibles fósiles para el secado del producto por medio de aire caliente. Existen otras pequeñas y medianas empresas que utilizan la leña como principal combustible para el proceso, y combustibles fósiles de forma secundaría cuando no se alcanzan los niveles de eficiencia en los equipos de secado.

Debido a lo anterior, se abre la posibilidad de introducir al mercado nacional un nuevo sistema de generador de aire caliente, capaz de cumplir las exigencias requeridas para el proceso de deshidratado, utilizando la innovadora tecnología de quemadores radiantes como una alternativa más sustentable y eficiente en el desarrollo del proceso. En la actualidad, la combustión de medios porosos inertes ha mostrado ser útil para diversas aplicaciones, teniendo como resultado una mayor eficiencia, una mayor modulación de potencias y menores emisiones contaminantes, según lo indica un estudio sobre quemadores porosos radiantes realizado por Pantangi et al. (2011).

Por estas razones, es que se busca diseñar y caracterizar un generador de aire caliente de tipo dual para el proceso de deshidratación de frutas que utilice la innovadora tecnología de combustión en medios porosos inertes. Este equipo debe cumplir con todos los parámetros operaciones que permitan desarrollar el proceso, cumpliendo todos los estándares de control y seguridad en la operación. Se enfoca principalmente a pequeñas y medianas industrias que quieran aumentar su producción debido a la alta demanda internacional de alimentos secos y deshidratados.

1.2 Objetivo general

En el marco del proyecto FONDEF de Valorización de la Investigación en las Universidades (VIU18E0084) denominado *"Intercambiador de calor para deshidratado de frutas utilizando la innovadora tecnología de medios porosos inertes"*, el objetivo general del presente trabajo de titulación es desarrollar un sistema generador de aire caliente de tipo dual (directo e indirecto) integrando un intercambiador de calor y un quemador de radiante de medios porosos inertes.

1.3 Objetivos específicos

1. Establecer el estado del arte respecto de los generadores de aire caliente directo e indirectos, de la tecnología de medios porosos y de los deshidratadores de alimentos.
2. Definir parámetros operaciones de diseño de un prototipo generador de aire caliente de laboratorio, como son temperaturas, flujos de aire, potencias requeridas, entre otros.
3. Fabricar un prototipo generador de aire caliente de funcionamiento dual, capaz de calentar aire de forma directa e indirecta.
4. Desarrollar pruebas experimentales de funcionamiento del generador de aire caliente y analizar los resultados operaciones obtenidos.
5. Evaluar técnica y económicamente el modelo de prototipo dual.

2 Marco teórico

2.1 Fundamentos del deshidratado de alimentos

La deshidratación es una antigua técnica de conservación de alimentos, utilizada por las primeras civilizaciones humanas para abastecerse en las épocas de escasez (Fito Maupoey et al., 2001). Esta técnica ha evolucionado y se ha perfeccionado continuamente, permitiendo obtener productos de gran calidad y durabilidad, los cuales se posicionan fuertemente en el mercado, y constituyen un sector de gran importancia en la industria alimenticia a nivel mundial y nacional.

2.1.1 Proceso y objetivo

Según lo indica un estudio realizado por De Michelis y Ohaco (2015), la deshidratación permite la conservación de alimentos, especialmente frutas y hortalizas, cuyo contenido de agua es típicamente superior al 70%. El objetivo principal de esta tecnología es reducir el contenido de humedad de los alimentos por medio de la transferencia simultánea de calor y masa (Heldman et al., 2006), lo cual disminuye su actividad enzimática y detiene la proliferación de microorganismos (Doymaz & Pala, 2003).

Una de las principales ventajas del proceso de deshidratación de alimentos es la reducción de su volumen y peso, lo cual reduce los costos de empaque y transporte, y además el almacenamiento puede ser a temperatura ambiente por largos periodos de tiempo (Jayaraman & Das Gupta, 1992). También se destaca en este proceso la capacidad de conservación de los alimentos, manteniendo sus propiedades organolépticas casi inalterables, lo que se ha ido perfeccionando con el pasar de los años.

2.1.2 Definiciones

Para entender el proceso de deshidratación y secado de alimentos se deben considerar algunos parámetros básicos los cuales fueron estudiados por algunos investigadores como Brennan et al. (1998), Brennan (2008) y Saavedra (2018), cuya información fue recopilada y nombrada a continuación.

2.1.2.1 Contenido de humedad

El contenido de humedad de un producto (w), nos indica la cantidad de agua presente en una unidad de masa de producto sólido. Esto puede expresarse en base a la masa húmeda o seca del producto. Sin embargo, es más frecuente emplear el contenido de humedad en base seca, determinado como la masa de agua ($\dot{m}_{H_2O}$) por unidad de masa de producto seco ($\dot{m}_P$), como se muestra en la Ecuación 1.

$$w = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_P} \tag{1}$$

Es importante establecer la diferencia con el contenido de humedad en el aire húmedo, el cual se representa por la misma letra (W), pero se determina como la masa de vapor ($\dot{m}_v$) por unidad de masa de aire seco ($\dot{m}_a$), como muestra la Ecuación 2.

$$W = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \tag{2}$$

Por motivos prácticos, se utilizarán mayúsculas para hablar de humedad en el aire, y minúsculas para referirse al contenido de humedad de un producto alimenticio.

2.1.2.2 Velocidad de secado

La velocidad de secado (dw/dt) corresponde a la tasa en que varía el contenido de humedad de un producto en el tiempo, durante el proceso de deshidratación.

2.1.2.3 Humedad de equilibrio

Cuando un sólido húmedo se pone en contacto, con aire de temperatura y humedad determinadas y constantes, se alcanzarán las condiciones de equilibrio entre el aire y el sólido húmedo. Este valor corresponde al contenido de humedad de equilibrio (w_{eq}) del solido bajo las condiciones especificadas, y se logra cuando la presión parcial del agua que acompaña al solido húmedo es igual a la presión de vapor del agua en el aire. Este valor representa el contenido de humedad más bajo que se puede obtener en el sólido a las condiciones dadas.

2.1.2.4 Cuerpos húmedos y cuerpos higroscópicos

Para una temperatura determinada, la presión de vapor del agua contenida en el sólido húmedo aumenta con su humedad para todas las sustancias, hasta alcanzar el valor de la presión de vapor del agua pura a la temperatura considerada. Se llama sólido higroscópico cuando la presión de vapor del agua que acompaña al solido es menor que la presión de vapor del agua en el aire a la misma temperatura. Y si esta presión de vapor del agua del solido es mayor que la presión de vapor del agua en el aire, se llama sólido húmedo.

Por lo tanto, cuando estamos en presencia de un sólido higroscópico este tiene la capacidad de adquirir humedad del ambiente para llegar al punto de equilibrio. Por otro lado, cuando tenemos un sólido húmedo este es capaz evaporarse hasta encontrar la humedad de equilibrio.

2.1.2.5 Humedad libre

La humedad libre de un sólido (w_l) corresponde a la diferencia entre la humedad del sólido (w) y la humedad de equilibrio (w_{eq}) con el aire en las condiciones dadas. Se considera como la humedad que puede perder el sólido después de un tiempo de contacto con el aire en las condiciones dadas y constantes. Como se muestra en la Ecuación 3.

$$w_l = w - w_{eq} \tag{3}$$

2.1.2.6 Actividad acuosa

La actividad del agua (a_w) es una medida cualitativa de la disponibilidad de agua líquida es un sistema, es decir, la cantidad de agua libre en los alimentos para llevar a cabo reacciones químicas, enzimáticas y microbianas. Se considera una propiedad importante para demostrar la estabilidad que tienen los productos deshidratados en el aspecto físico, químico y microbiológico. Está propiedad está definida en la Ecuación 4.

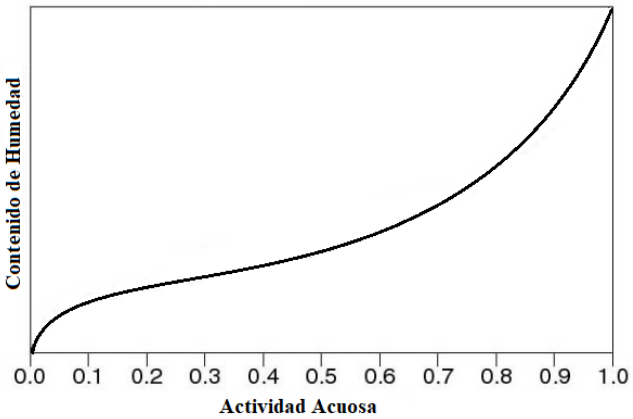
$$a_w = \frac{p_{v,p}}{p_v} \tag{4}$$

Donde $p_{v,p}$ es la presión de vapor en el producto y p_v es la presión de vapor del agua pura a la misma temperatura. Este parámetro se mide en un rango de 0 a 1, y en general, a menor actividad acuosa se tiene mayor estabilidad, pero siempre de acuerdo con las características propias de cada alimento.

La actividad acuosa es más importante que el contenido de agua en general, ya que existe una actividad acuosa critica bajo la cual los microorganismos no pueden desarrollarse, para la mayoría de los alimentos este rango se encuentra dentro de 0.6 – 0.7.

2.1.2.7 Isotermas de sorción

Las isotermas de sorción de humedad son curvas que relacionan el contenido de humedad y la actividad acuosa de un producto, para diferentes temperaturas. Estas curvas son propias de cada alimento, y permiten tener información relevante para el proceso de deshidratado. Existen distintas clasificaciones para las isotermas, la más aceptada para los alimentos es la llamada "Tipo II" conocida como sigmoide, característica de productos solubles como se puede ver en la Gráfica 1.



Gráfica 1: Isotermas de sorción típica.

2.1.2.8 Estabilidad

El proceso de deshidratación, como se ha mencionado, busca disminuir el contenido de agua manteniendo la estabilidad del alimento. Este concepto implica la capacidad de conservación física (humedad, dureza, actividad), química (nutrientes, compuestos activos, rancidez) y organoléptica (apariencia, sabor, color, olor) del producto, las cuales se ven afectadas por la temperatura, el pH, el oxígeno y la actividad acuosa, entre otros parámetros, siendo este último el más importante en el proceso de deshidratado. En la Figura 1 se presenta un esquema con los elementos más importante en la estabilidad de los alimentos.

Figura 1: Elementos claves de la estabilidad de un alimento.

2.1.3 Principales técnicas de deshidratación de alimentos

Es posible reconocer variados métodos para la eliminación de agua en productos agroalimentarios. Entre ellos, los más utilizadas son:

2.1.3.1 Deshidratación por aire caliente

Este proceso implica simplemente hacer pasar alrededor del alimento una corriente de aire caliente forzada, la cual elimina el agua que se encuentra en la superficie y dentro del producto (Doymaz, 2007). En el secado de frutas y vegetales mediante el empleo de aire caliente a altas temperaturas se afectan las propiedades organolépticas y su valor nutricional (Vega et al., 2005). Por lo tanto, el proceso de secado utilizando aire caliente depende de las propiedades del aire, como son la humedad relativa ambiental, temperatura y velocidad de flujo, por lo que para la deshidratación de frutas por este método se recomienda utilizar temperaturas entre 40 – 80°C con velocidades de aire aproximadas de 2 [m/s] (Garcia, 2013).

Se han realizado varios estudios en los últimos años con respecto al secado de alimentos (frutas y verduras) en los cuales es posible determinar el tiempo de secado de algunos productos en base a la temperatura del aire, velocidad de flujo, pérdida de humedad y/o masa. Un estudia realizado por Doymaz (2007) para el secado de tomate, encontró que al incrementar la temperatura de aire forzado (1.5 [m/s]) de 55 a 70 °C el tiempo de deshidratación disminuía de 35.5 a 24 horas para obtener una humedad final de 11%. Por otro lado, la disminución de la velocidad del aire caliente (60 °C) de 1.5 a 0.13 [m/s] incremento el tiempo de deshidratación de 28 a 65 horas para obtener el mismo resultado. Otro estudio realizado por García (2013) para el secado de la piña en trozos, encontró que el tiempo de deshidratación del producto para alcanzar una pérdida de masa de un 88% es de 5 horas a una temperatura de 60 °C con una velocidad de flujo de 2 [m/s].

En general, en este método de deshidratación es común el uso de altas temperaturas, lo cual representa su principal desventaja (Sharma & Prasad, 2001), puesto que causa cambios drásticos en el sabor, color, contenido de nutrientes, componentes aromáticos, densidad, capacidad de absorción de agua y concentración de solutos (Maskan, 2001).

Esta técnica de deshidratado es simple y económicamente rentable, por eso se hace aplicable a muchos tipos de producciones. Por otra parte, el consumo de energía es un parámetro que toma relevancia en estos equipos, y que varía dependiendo de la calidad final que se quiera para el producto. En la Figura 2, se muestra uno de los diversos equipos de deshidratado con aire caliente, en este caso la aplicación de este proceso es para el secado de granos.

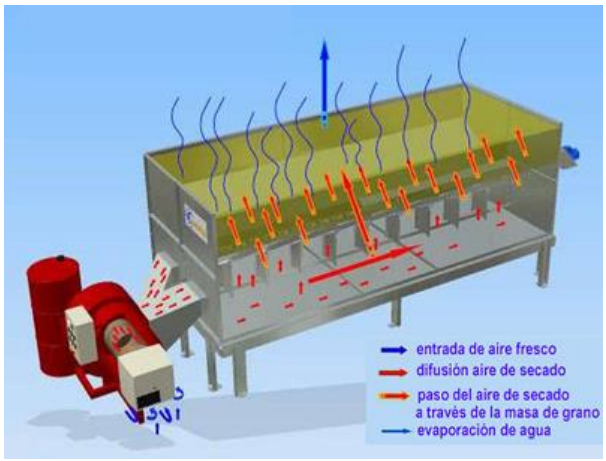


Figura 2: Equipo de secado de granos por aire caliente.

2.1.3.2 Liofilización

Es un proceso de secado que se basa en sublimar el hielo de un producto congelado. El agua del producto pasa, por lo tanto, directamente de estado sólido a vapor sin pasar por el estado líquido, para lo cual se debe trabajar por debajo del punto triple del agua (Pržić et al., 2004). Ochoa-Reyes (2013) destaca tres etapas principales en el proceso: (I) *Congelación previa*, que separa el agua de los componentes hidratados del producto, por la formación de cristales de hielo. (II) *Sublimación* de estos cristales, que elimina el agua del seno del producto trabajando a presión y temperatura por debajo del punto triple y aportando el calor latente de sublimación, este proceso tiene lugar en el liofilizador. (III) *Evaporación* del agua que queda aún absorbida en el interior del producto. Es decir, una vez sublimado todo el hielo, también queda cierta agua retenida en el alimento, para ello se aumenta la temperatura del liofilizador manteniendo el vacío lo cual favorece su evaporación. En la Figura 3, se muestra un esquema del proceso de deshidratación por osmosis, donde es posible apreciar sus principales componentes.

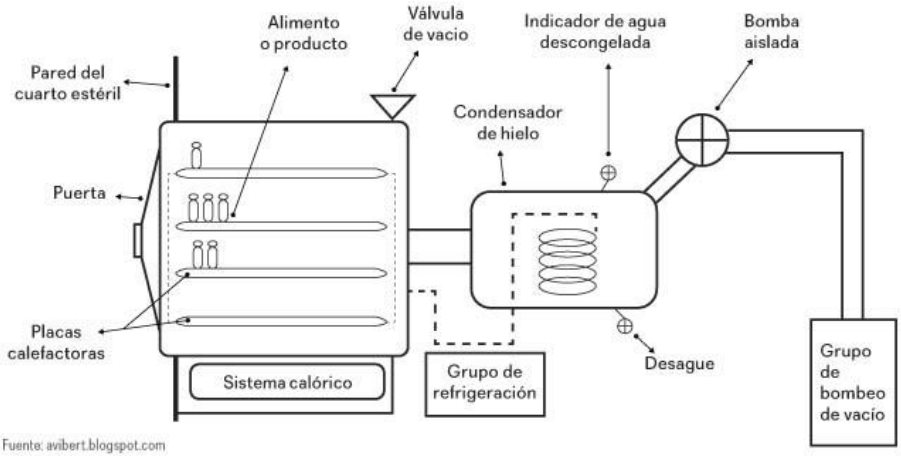


Figura 3: Esquema del proceso de liofilización.

Un estudio realizado por la Facultad de Ciencias de la Universidad de Granada (2016) muestra que la pérdida de masa es mayor a un 90% en algunos productos sometidos al proceso de liofilización. Donde es posible destacar que se mantienen las propiedades del alimento casi sin alteraciones, presentando mayor estabilidad en parámetros físicos, químicos y organoléptico. Por otra parte, su principal desventaja son los costos asociados a la inversión inicial y su operación, además de un elevado tiempo del proceso (entre 4 y 10 horas por cada ciclo de secado).

2.1.3.3 Deshidratación por osmosis

La deshidratación osmótica es una técnica de remoción de agua en la cual el alimento a deshidratar es sumergido en una solución que hace posible la incorporación de componentes fisiológicamente activos, preservativos y saborizantes (Panagiotou et al., 1998). La cinética del proceso de deshidratación osmótica depende tanto de la geometría y espesor del producto como de las propiedades del almíbar, que se utilice como solución osmótica, para la deshidratación de frutas, en este método se recomienda utilizar temperaturas entre 40 y 80 °C (Garcia, 2013).

Esta técnica es aplicada a productos frutihortícolas que permite reducir su contenido de humedad (hasta un 50 – 60%) e incrementar el contenido de sólidos solubles. Si bien el producto obtenido no es estable para su conservación, su composición química permite obtener, después de un secado con aire caliente o una liofilización, un producto final de buena calidad organoléptica (Spiazzi & Mascheroni, 2001). En la Figura 4, se puede ver el esquema general del proceso.

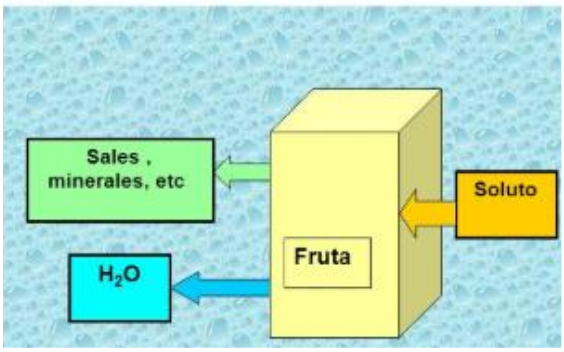


Figura 4: Esquema del proceso de deshidratación por osmosis.

2.1.3.4 Deshidratación natural

Es el tipo de deshidratado o secado donde el alimento es expuesto a la radiación solar, y de forma directa o indirecta se genera calor suficiente para extraer cierto porcentaje del contenido de agua. Estos dispositivos constan principalmente de dos elementos, la cámara de secado donde el producto es colocado y el colector solar el cual calienta el aire (Mezquitillo et al., 2014).

Se destacan tres tipos de secadores solares: (I) *Exposición directa*, la cámara de secado cumple la función de colector captando la radiación solar, así mismo en este tipo de dispositivos la radiación es absorbida por el producto disminuyendo considerablemente los periodos de secado, pero afectando sus propiedades nutritivas, así como el aspecto del producto final. Este tipo de secador no permite controlar parámetros como temperatura y flujo de aire. (II) *Exposición indirecta*, consta de un colector incorporado a la cámara de secado, el colector capta la radiación solar, calentando el fluido (aire) que circula a través de él y por diferencia de densidades este comienza a ascender hacia la cámara de secado, removiendo así la cantidad de humedad contenida en el producto a deshidratar, finalmente el aire es expulsado por la chimenea. Este tipo de secador permite controlar parámetros como temperatura y flujo de aire. (III) *Exposición mixta*, combina tanto el tipo directo como indirecto, donde la absorción de radiación se presenta tanto en un colector solar previo a la cámara de secado como en la misma cámara de secado, permitiendo reducir así el tiempo de secado del producto. En la Figura 5 (Mezquitillo et al., 2014), se muestran los tipos de secadores solares.

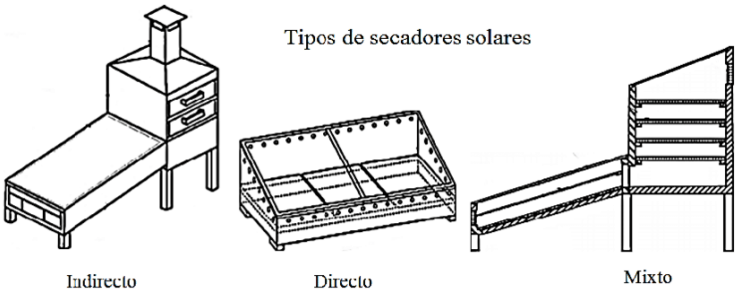


Figura 5: Tipos de secadores solares para deshidratación natural

Según un estudio realizado por Espinoza (2016), la mayoría de los frutos que utilizan esta técnica se secan entre 60 y 70 °C hasta obtener un contenido de humedad final de aproximadamente un 15%. Este mismo estudio determinó el tiempo de secado en uvas (9 días) y duraznos (12 días) para obtener una pérdida de masa de un 70%, alcanzando temperaturas aproximadas a 50 °C dentro del colector solar. Cabe mencionar que el tiempo de deshidratación para esta tecnología es superior a las otras mencionadas, pero se logra un producto final sano e inocuo, además de altamente rentable debido a los bajos costos de inversión y operación.

2.1.3.5 Deshidratación por radiación

Esta técnica se basa en la transferencia de energía radiante para evaporar la humedad del producto. La energía se produce eléctricamente (infrarrojos) o por medio de refractarios únicamente calentados por gas. El costo de la energía asociada a esta técnica es de dos a cuatro veces mayor que el costo de combustible que utilizan secadores convectivos (Fito Maupoey et al., 2001).

Las microondas causan la polarización de moléculas y un intenso movimiento de sus electrones, debido a la conversión de energía electromagnética en energía cinética. A causa de este movimiento, los electrones chocan entre sí, generando calor como resultado de la fricción (Alibas et al., 2007). La aplicación de microondas genera un calentamiento interno y una presión de vapor dentro del producto que suavemente bombea la humedad hacia la superficie, reduciendo la resistencia interna del alimento al movimiento del agua y causando su deshidratación (Turner & Jolly, 1991). La alta presión de vapor de agua que se genera

en el interior del alimento expuesto a microondas puede inducir la formación de poros en el producto, lo que facilita el proceso de secado (Feng et al., 2001). Este método de deshidratación se ha vuelto común, porque previene la disminución de la calidad y asegura una distribución rápida y eficiente del calor en el alimento (Diaz-Maroto et al., 2003), provocando una reducción significativa en el tiempo de secado. En la Figura 6 (Espinoza Saavedra, 2011), se muestra el proceso de secado por radiación asistida por una corriente de aire caliente para mejorar la eficiencia del proceso.

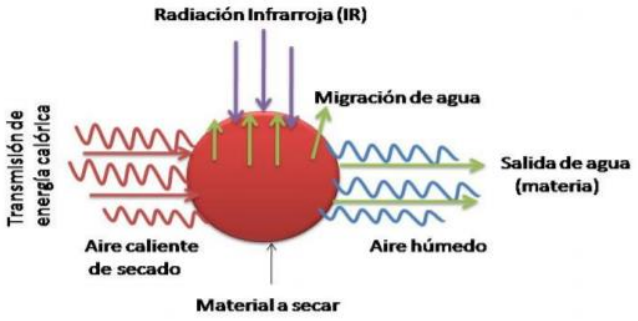


Figura 6: Proceso de deshidratación por radiación asistida.

Un estudio realizado por Heredia et at. (2007) para la deshidratación del tomate Cherry que es posible extrapolar para otros productos alimenticios, muestra una relación directa entre la potencia de salida del microondas y el tiempo de secado, donde a mayor potencia menor es el tiempo que se debe exponer el alimento. En esta misma línea otro estudio realizado por Al-Harahsheh et al. (2009) para el tomate, muestra que para potencias altas de 400 a 800 W no existe mayor variación en el tiempo de secado (10 minutos), pero al momento de trabajar con potencias bajas de 160 a 320 W se observa un incremento de 10 a 20 minutos en el tiempo de secado para obtener una humedad final de 12% en ambos casos.

2.2 Deshidratado por aire caliente

El deshidratado por aire caliente o secado convectivo es la técnica más utilizada en la actualidad, y se define como la remoción de humedad de un sólido mediante la aplicación de calor que utiliza como medio de transferencia el aire.

2.2.1 Mecanismo y etapas del secado

Cuando el aire caliente entra en contacto con el producto húmedo, su superficie se calienta y el calor transmitido se utiliza como calor latente de evaporación, con lo que el agua que contiene pasa a estado de vapor. El vapor de agua, que atraviesa por difusión la capa de aire en contacto con el alimento, es arrastrado por el aire en movimiento, generándose sobre el producto una zona de baja presión, y creándose entre el aire y el alimento un gradiente de presión de vapor. Este gradiente proporciona la fuerza impulsora que permite eliminar el agua del alimento (Murillo, 2007).

Por otro lado, cuando un alimento se introduce en un secador hay tres etapas diferentes en los cuales se produce la deshidratación total como muestra la Figura 7. (I) *Periodo inicial de estabilización*, el cual tiene como objetivo alcanzar en la superficie del alimento la temperatura del bulbo húmedo (zona AB). (II) *Periodo de velocidad constante*, donde el agua migra a la superficie del alimento a la misma velocidad que se produce la evaporación (zona BC), este periodo se mantiene hasta que se alcanza la humedad crítica. La temperatura en esta etapa del secado permanece constante y se aproxima a la temperatura de bulbo húmedo. (III) *Periodo de velocidad decreciente*, donde la humedad interior es enviada hacia el exterior para que pueda ser evaporada, en consecuencia, la velocidad de secado decrece a medida que se va perdiendo humedad interna por evaporación en la superficie (zona CD) (Murillo, 2007).

La Figura 8 muestra cómo se comporta la humedad con respecto al tiempo durante un proceso de secado. La parte recta corresponde al periodo de velocidad constante y la siguiente es la velocidad decreciente. El contenido de humedad en el punto de transición entre estos dos periodos se conoce como humedad crítica (w_{crit}), y la humedad de equilibrio (w_{eq}) es la que se alcanza el final del proceso (Velásquez, 2007).

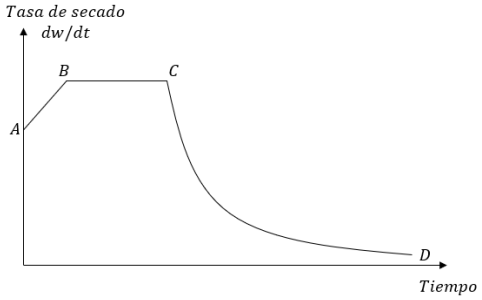


Figura 7: Cinética de secado.

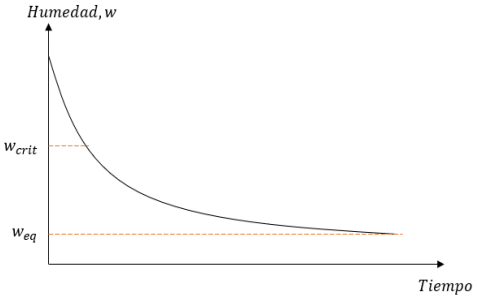


Figura 8: Humedad vs tiempo.

2.2.2 Generalidades en los equipos de secado

El principio de funcionamiento de un deshidratador de aire caliente considera tres elementos principales, al que adicionalmente se pueden incorporar otros sistemas secundarios que mejoren la eficiencia del proceso según lo mencionado por Saavedra (2018).

2.2.2.1 Sistema de calentamiento de aire

El sistema de calentamiento de aire para el secado de alimentos depende principalmente de la fuente de energía que se utilice, en el caso de secadores naturales el aire se calienta por medio de energía solar. Sin embargo, en la mayoría de los procesos industriales se utilizan combustibles fósiles para el calentamiento del aire, y estos equipos por lo general funcionan con un quemador en el caso de ser combustibles líquidos o gases; y pueden utilizar intercambiadores de calor en el caso de combustibles sólidos como la leña o el carbón.

Dependiendo de la potencia del quemador y de la eficiencia del intercambiador, se regula la temperatura de operación de estos sistemas de calentamiento de aire. Es importante mencionar, que existen varias empresas dedicadas al deshidratado que utilizan un funcionamiento dual, quemando leña como principal combustible y utilizando otros mecanismos cuando las condiciones climáticas son adversas, para alcanzar la temperatura óptima de deshidratado.

2.2.2.2 Cámara de secado

La cámara de secado es otro componente fundamental en un deshidratador. Esta cámara debe poseer suficiente aislación térmica para evitar las pérdidas de calor durante el funcionamiento, logrando mantener las condiciones de temperatura y humedad requeridas para el proceso. Además, debe poseer las características físicas y geométricas apropiadas para el manejo de los productos, los cuales deben ser apilados y distribuidos correctamente sobre el flujo de aire de secado dependiendo del diseño de cada equipo. Otro factor importante, es la capacidad de almacenar energía que permita tener las condiciones térmicas óptimas en el mayor tiempo posible dentro de la cámara, ante posibles cambios de las condiciones externas.

2.2.2.3 Sistema de ventilación

El sistema de ventilación permite la distribución del aire caliente al interior de la cámara de secado, el cual debe estar distribuido de la forma más pareja posible sobre todo el producto para lograr resultados homogéneos durante el proceso de deshidratado.

Por otra parte, la extracción del aire húmedo desde el interior de la cámara de secado debe realizarse antes de alcanzar el punto de roció sobre los productos, lo cual puede ocasionar la proliferación de hongos que perjudiquen la calidad del alimento.

Adicionalmente a la circulación para el calentamiento y la extracción del aire desde la cámara, se pueden incorporar sistemas de ventilación para mejorar le eficiencia y la calidad del proceso, como pueden ser ductos para homogenizar la circulación de aire en el interior de la cámara, o ductos para la recirculación de aire hacia el sistema de calentamiento.

2.2.3 Principales parámetros de diseño

Un estudio realizado por Murillo (2007) clasifica los principales parámetros que hay que considerar al momento de diseñar un secador de aire caliente que se presentan a continuación.

2.2.3.1 Velocidad de secado

Esta se considera una de las variables más importante dentro del proceso pues en la mayoría de los deshidratadores se trata de que el tiempo de secado sea el menor y más eficiente posible. Se debe analizar de qué forma va a actuar el aire de secado sobre el producto.

2.2.3.2 Capacidad

Esta característica está ligada directamente a la cantidad de producto o sustancia que el deshidratador puede secar en función del tiempo y de la continuidad del proceso. Se relaciona con las características físicas apropiadas para poder deshidratar la cantidad requerida, básicamente el tipo, tamaño y forma del secador define la capacidad de producción que se tenga.

2.2.3.3 Temperatura de trabajo

Es la capacidad que tenga el equipo para poder adaptarse a las condiciones climáticas (humedad, presión y temperatura exterior) para mantener una temperatura de trabajo, y que tan variable puede ser esta dependiendo del producto con el cual se trabaja.

2.2.3.4 Energía

Existen variadas fuentes de energías empleadas para la generación de aire caliente en la industria nacional, los gases combustibles como el gas natural o el GLP ofrecen grandes ventajas para estos procesos. Además, existen otras fuentes de energía térmica muy utilizadas en microempresas como la combustión de la leña, que entrega el poder calorífico necesario para la deshidratación de ciertos alimentos, pero genera un impacto ambiental desfavorable. También existen empresas que funcionan de forma dual utilizando como combustible leña y gas.

2.2.3.5 Rendimiento

El rendimiento del equipo lo define la potencia del quemador (o de la combustión), el intercambio de calor, el tiempo de secado, la eficiencia de secado, la humedad relativa y la temperatura del aire de secado. Podemos considerar otros parámetros operacionales que influyen directamente en el rendimiento del proceso como lo son: el tipo de flujo (laminar o turbulento), el caudal de aire, velocidad del fluido dentro de la cámara de secado, entre otros.

2.2.3.6 Producto

El parámetro que condiciona todos los anteriormente nombrados es el tipo de producto. Cada alimento tiene sus propias características internas y externas, que definen las condiciones de secado.

2.2.4 Tipos de secadores de aire caliente

Existe una gran variedad de diseños de secadores de aire caliente en la industria de alimentos, aunque mucho de estos son poco utilizados por su capacidad y aplicación. La mayoría de los procesos de secado en donde se ha desarrollado la mayor cantidad de tecnología se basan en el marco de la producción de granos secos y polvos. A continuación, se presentan los diseños más utilizados en la industria nacional para el secado de alimentos:

2.2.4.1 Secado de horno o estufa

Es el más simple de los secadores, consta de un pequeño recinto de dos pisos. El aire de secado se calienta en un quemador en el piso inferior y atraviesa por una pared perforada al segundo piso donde por convección natural o forzada comienza a circular y secar el producto que se encuentra en ese nivel. Actualmente la aplicación de estos equipos en la industria de alimentos es reducida, usándose básicamente para el deshidratado de manzanas, lúpulos y forrajes verdes (Fito Maupoey et al., 2001).

2.2.4.2 Secador de bandejas

Estos equipos constan de una cámara similar a un armario, donde se apilan grupos de bandejas las cuales contienen el producto que se quiere secar. Un conjunto de ventiladores y quemadores forman un sistema generador de aire caliente, el cual circula de forma uniforme a través de las bandejas (perforadas). Su operación por lo general es en ciclos de secado largos e intermitentes. El rendimiento térmico en estos equipos suele estar entre 20% a 50%, pudiendo ser más bajos. En general, se aplican cuando la capacidad no exceda los 25 a 50 kg/h de producto seco (entre una y dos toneladas diarias). Sus principales desventajas son el costo en la mano de obra por la operación de carga / descarga del armario, además de la baja cantidad de producción. Sin embargo, son utilizados en el deshidratado de diversos productos alcanzando altos estándares de calidad, a esto se le suma su bajo costo de adquisición (Fito Maupoey et al., 2001).

2.2.4.3 Secador rotatorio

Se construyen en forma de un tambor cilíndrico que gira en un eje levemente inclinado respecto a la horizontal, además se tienen mecanismos que mantienen en producto a secar en movimiento y con un flujo continuo. El calentamiento tiene lugar por contacto entre el material a secar y tubos calentados a vapor situados en el interior (o aire caliente que fluye en el interior del tambor). Su principal desventaja es el desgaste abrasivo del equipo por el producto, lo que limita a solo trabajar con algunos alimentos. Por otra parte, se tiene una alta tasa de secado y una gran homogeneidad en el proceso (Murillo, 2007).

2.2.4.4 Secador de tolva

También conocidos como deshidratadores de torre o silo por presentar una gran altura, son los más antiguos y los más sencillos en algunos casos. Constan básicamente de un silo de secado el cual presenta perforaciones en la parte baja por las cuales el aire circula hacia el alimento. Además, presenta gran variedad de modelos y su uso más habitual es el secado de granos, en donde las temperaturas de operación pueden ser altas. Tiene además una gran capacidad y eficiencia en el tiempo de secado (Murillo, 2007).

2.3 Comparación entre técnicas de deshidratado de alimentos

En la Tabla 1, muestra una comparación entre las cinco técnicas de deshidratación según las investigaciones realizadas en el último tiempo. Donde se analiza cada proceso según los siguientes parámetros: tiempo de secado, pérdida de masa, calidad final del producto, parámetros de operación, costos y eficiencia.

Es importante mencionar, que estos datos se extrapolan entre todas las investigaciones revisadas, y que los parámetros varían según el tipo de alimentos que se deshidrata y la calidad final del producto que se desea obtener. La Tabla 1 busca tener comparaciones de tipo cualitativas entre las distintas técnicas de deshidratación.

Tabla 1: Comparación entre técnicas de deshidratado.

Parámetro / Proceso	Tiempo de secado	Pérdida de masa	Calidad final	Temperatura de operación	Costos (I.I. – C.O.)	Eficiencia
Deshidratación por aire caliente (DAC)	Medio	70 – 90%	Media	40 – 80 °C	Media – Medio	< 70%
Liofilización (LF)	Medio	> 90%	Alta	-	Alta – Alto	>70%
Deshidratación por osmosis (DO)	Alto	50 – 60%	Media – Alta	40 – 80 °C	Media – Bajo	-
Deshidratación natural (DN)	Alto	70 – 80%	Baja	60 – 70 °C	Baja – Bajo	20 – 50%
Deshidratación por radiación (DR)	Bajo	>80%	Alta	-	Alta – Alto	-

El criterio utilizado para cada parámetro en la comparación es el siguiente:

Tiempo de secado: Se relaciona con el tiempo necesario que se debe exponer el alimento para obtener el resultado final deseado (pérdida de masa o humedad). Este tiempo puede ser **bajo** si el proceso se realiza en minutos o en menos de 3 horas, **medio** si el proceso se realiza entre 4 a 12 horas, y **alto** si el tiempo es mayor a 12 horas o días.

Pérdida de masa: Mide la perdida de agua en el proceso de deshidratado, el cual es característico de cada técnica. Los valores pueden variar según las condiciones deseadas en el producto final, pero por lo general fluctúan entre los rangos mostrados.

Calidad final: Se relaciona con las pérdidas de propiedades organolépticas y nutritivas del producto. Se puede clasificar como **baja** si existe una perdida considerable de calidad, **media** si el proceso no tiene un gran impacto en la calidad, y **alta** si no se afecta la calidad del producto.

Temperatura de operación: Entrega el rango de temperatura en el que operan en general los equipos de deshidratación que utilizan aire para el proceso.

Costos: Entrega una referencia cualitativa de los costos asociados a la inversión inicial (I.I.) y costos de operación (C.O.) de cada técnica. Estos costos pueden ser **bajos**, **medios** y **altos**, y se comparan entre cada uno. Por lo general los costos de operación se relacionan con el gasto de energía asociada a cada equipo.

Eficiencia: La eficiencia que se entrega se relaciona con los procesos térmicos y termodinámicos de los equipos; a diferencia de la deshidratación por osmosis donde la eficiencia es medida por el intercambio de agua/soluto. Por lo mismo está técnica es acompañada generalmente por algún otro mecanismo que sea capaz de evaporar agua del interior del alimento.

2.4 Generador de aire caliente

Como el objetivo principal del trabajo de título es el diseño de un generador de aire caliente, es importante conocer sus principales características de funcionamiento y operación. Estos equipos son utilizados ampliamente en cualquier tipo de instalación ya sea industrial, comercial, agrícola o ganadera, principalmente para calefacción y en procesos de secado a baja y alta temperatura. Como el presente trabajo contempla el diseño, fabricación y operación de un generador de aire caliente, en la sección 4 se ahonda en los principales parámetros para su caracterización y se realiza un estudio de los equipos que se encuentran actualmente en el mercado.

2.4.1 Proceso y objetivo del equipo

Los generadores de aire caliente son equipos que liberan energía, y de forma directa o por medio de intercambiadores de calor (indirecta) transfieren esa energía al aire, elevando su temperatura. Estos sistemas son capaces de operar mediante la utilización de combustibles como coque, gas natural, madera, diésel, GLP, biomasa entre otros, además existe una alta gama de equipos cuyo funcionamiento es eléctrico. Los diseños que se encuentran actualmente en el mercado se condicionan por dos parámetros, el primero es el tipo de energía que utilizan para su funcionamiento ya sea combustible gaseoso, líquido o energía eléctrica. En segundo lugar, se tiene la potencia y caudal de aire de operación que depende principalmente de la aplicación a la que se destine el equipo.

2.4.2 Generalidades del proceso

El principio de funcionamiento de un generador de aire caliente tiene como base tres sistemas principales (Célleri, 2008). Adicionalmente se pueden incorporar otros sistemas que permiten separar los flujos de aire y gases para un funcionamiento de tipo indirecto, lo que se explicará posteriormente.

2.4.2.1 Sistema generador de energía térmica

Todo equipo generador de aire caliente debe tener un sistema capaz de entregar energía térmica al proceso para alcanzar los parámetros de operación deseados. Actualmente en el mercado se reconocen tres principales fuentes de energía, los generadores de aire caliente que funcionan con combustible gaseoso esto es gas licuado de petróleo o gas natural, los que utilizan combustible líquido como diésel o kerosene, y por último, los equipos eléctricos que por medio de una resistencia son capaces de entregarle energía térmica al proceso.

2.4.2.2 Sistema de ventilación

Este sistema se relaciona principalmente con el proceso de ingreso y transferencia de calor entre el aire que se quiere calentar y la energía térmica generada. En la actualidad, los generadores de aire caliente trabajan principalmente con dos sistemas de ventilación uno de tipo axial y otro de tipo centrifugo. En los ventiladores axiales el flujo de aire se realiza a través del rotor, con álabes que conservan la dirección del flujo paralelo a su eje. Se usan para mover grandes cantidades de aire en espacios abiertos, como existe una baja resistencia al flujo, se requiere generar una presión estática pequeña, de orden de los 0.05 a 0.25 [kPa]. Debido a esto, la principal aplicación de los ventiladores axiales se encuentra en el campo de la ventilación/calefacción. Sin embargo, estos sistemas se pueden modificar alcanzando alturas de presión estáticas del orden de los 3 [kPa].

En los ventiladores de tipo centrífugos el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, por la boca de aspiración, y la descarga se realiza tangencialmente al rotor, es decir que el aire cambia de dirección en 90°. Este tipo de ventiladores desarrolla presiones mucho mayores que los ventiladores axiales, alcanzando presiones de hasta 15 [kPa]. Su principal aplicación se orienta a sistemas de calefacción o secado que presenten canalización (espacios cerrados) con altas pérdidas de carga.

2.4.2.3 Sistema de control

Este sistema se relaciona con la automatización, control y seguridad del equipo. Es el que permite regular ciertos parámetros de operación como es el caudal de aire y la temperatura de salida, además de los sistemas de inyección de combustible en el caso de que el equipo funcione con combustible líquido o gaseoso, permite también regular los límites de temperatura en su interior para que la operación sea la más seguro posible. Dentro de la industria se encuentran equipos con encendido automático y manual, además de regulación de llama electrónica para equipos que operen con combustibles. En el caso de que al interior del equipo se supere la temperatura de seguridad (propia de cada modelo) existe un sistema integrado de apagado automático, que aumenta los costos del equipo.

2.4.3 Principales parámetros de diseño

Los principales parámetros que se deben tener presente al momento de diseñar y operar un generador de aire caliente son los siguientes:

2.4.3.1 Temperatura de salida del aire o salto térmico

La temperatura de operación que se desea alcanzar para una aplicación específica determina la potencia del equipo que se quiere utilizar. Esta temperatura se ve afectada principalmente por las pérdidas de calor y los procesos de transferencias de calor en su interior. El estudio de todos estos parámetros al momento de realizar el diseño de un prototipo es fundamental para su caracterización.

Actualmente, los generadores de aire caliente se venden en el mercado en base a su salto térmico (ΔT), esto es, la variación de temperatura que pueden lograr operando a una potencia y caudal de aire específico con relación a la temperatura ambiente en donde se encuentren trabajando.

2.4.3.2 Rango de potencia

Para el diseño de un generador de aire caliente se debe tener en consideración el rango de potencia al que va a operar el equipo, el cual definirá en conjunto de otros parámetros la temperatura de salida del aire o salto térmico. La potencia de operación depende principalmente del diseño del sistema generador de energía térmica, además de la aplicación a la cual se destinará el equipo.

2.4.3.3 Flujo de aire

El caudal de aire que entrega un equipo también define su capacidad de operación, por lo tanto, se debe seleccionar un ventilador adecuado que alcance los parámetros de funcionamiento para una aplicación en particular, teniendo en consideración el tipo de flujo que se desee, ya sea laminar o turbulento, además de considerar las pérdidas de cargas asociadas a la cinética del aire. Para esto se debe considerar el uso de algún sistema de ventilación como los expuestos anteriormente, ya sea un ventilador de tipo axial o centrífugo. Los caudales de aire a los cuales operará el prototipo diseñado dependen principalmente de la operación del ventilador, esto es, dimensiones, velocidad de giro, admisión, descarga, entre otros parámetros.

2.4.3.4 Pérdidas de calor

La pérdida de calor en el equipo es un factor relevante al momento de diseñar un sistema generador de aire caliente. Para esto se debe considerar parámetros como: la geometría del prototipo, la conductividad térmica de los materiales de construcción, los flujos de calor, la velocidad de flujo del aire, coeficientes de convección, distribución de temperaturas, entre otros. Estimar la pérdida de calor en estos equipos permite definir rangos de operación para cumplir las condiciones de funcionamiento.

2.4.3.5 Transferencia de calor

Un parámetro importante para el proceso de generación de aire caliente se relaciona con el tiempo de contacto entre los gases de combustión y el aire, conocido como tiempo residencia. Además, se relaciona con el área de transferencia de calor que existe en la cámara de combustión, y este factor determina la temperatura de salida del aire o el salto térmico que tendrá el equipo.

2.4.4 Modo de funcionamiento

Actualmente en el mercado de los generadores de aire caliente se pueden encontrar dos modos de funcionamiento de estos equipos, esto para aquellos que utilizan sistemas de combustión como fuente de energía térmica, debido a que los generadores de aire caliente que operan con electricidad tienen un único modo de funcionamiento de forma directa. Lo anterior se debe a los gases contaminantes que se generan en el proceso de combustión.

2.4.4.1 Generador de aire de tipo directo

Los generadores de aire caliente directos son mecanismos donde el aire que se calienta entra en contacto con los gases de combustión. Se puede observar en la Figura 9 la presencia del quemador, un sistema de alimentación y un sistema de ventilación.

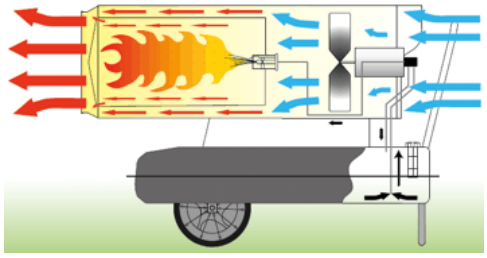


Figura 9: Generador de aire caliente directo.

La principal ventaja de este tipo de diseño es su alta eficiencia, debido a que los gases de combustión entran en contacto directo con el aire que se quiere calentar, por lo que no existen pérdidas de calor asociadas a la separación de flujos, lo que reduce el consumo de combustible. Además, presentan menores costos de adquisición y mantención.

Por otra parte, la desventaja del equipo es que no se puede utilizar en lugares cerrados, por lo que debe existir ventilación debido al aumento de humedad que generan y la concentración de contaminantes que producen.

La mayoría de los equipos que se encuentran en el mercado actualmente son aquellos que utilizan combustible gaseoso como fuente de energía térmica, esto es debido a las bajas concentraciones de contaminantes que emiten estos combustibles (GLP o GN) en comparación con combustibles líquidos (kerosene o diésel). Aun así, se pueden encontrar equipos que funcionen con diésel o kerosene operando en modalidad directa, esto principalmente para aplicaciones de secado o aquellas aplicaciones que no se relacionen con la calefacción o climatización de espacios cerrados, debido a los contaminantes que emiten.

Existe una amplia gama de aplicaciones industriales y domésticas para estos equipos generadores de aire caliente que operan en modalidad directa, en lo que respecta al deshidratado o secado de alimentos son los más utilizados actualmente en la industria ya sea con combustible gaseoso o líquido.

2.4.4.2 Generador de aire de tipo indirecto

Los generadores de aire caliente indirectos son mecanismos que utilizan un intercambiador de calor para calentar el aire, en estos diseños los gases de combustión fluyen dentro de los tubos y por fuera se hace circular la corriente de aire. Se puede observar en la Figura 10 la presencia del quemador, un sistema de alimentación, un sistema de ventilación y un intercambiador de calor.

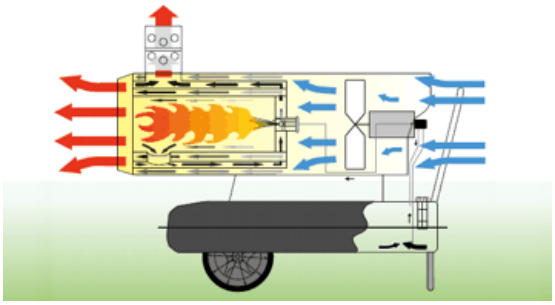


Figura 10: Generador de aire caliente indirecto.

La principal ventaja de estos equipos es la limpieza del aire que se entrega (nunca entra en contacto con los gases de combustión), pueden operar en lugares cerrados y presentan menores niveles de contaminación.

Por otra parte, presentan una menor eficiencia debido a la pérdida de calor en el intercambiador, requieren ventilación por extracción que puede ser ventilar la salida hacia el exterior o canalizar el aire caliente hacia el interior. Además, estos equipos son de mayor costo de adquisición debido a que incorporan otros mecanismos y es por esto mismo que sus dimensiones son mayores.

La mayoría de los equipos que se encuentran en el mercado actualmente son aquellos que utilizan combustible líquido como fuente de energía térmica, esto es por el alto contenido de gases contaminantes de estos combustibles (diésel o kerosene). Además, es posible encontrar generadores de aire caliente en modalidad indirecta que utilicen combustible gaseoso como fuente de energía térmica, pero estos son los mínimos debido a que estos combustibles no generan grandes concentraciones de contaminantes. Debido al diseño de estos equipos de modalidad indirecta su aplicación es bastante amplia, pero principalmente se utilizan para sistemas de climatización o calefacción de espacios abiertos o cerrados. Para aplicaciones de secado son bastante poco comunes debido a que la mayoría de los procesos de deshidratado o secado de alimentos pasan posteriormente a un proceso de inocuidad donde el alimento se limpia para posteriormente almacenar.

2.4.5 Clasificación de equipos y parámetros de operación

Actualmente en el mercado de los generados de aire caliente se reconocen tres principales productos de venta, los cuales se categorizan de acuerdo con su sistema de generación de energía térmica, esto es, generador de aire caliente que opera con combustible gaseoso, combustible líquido y eléctricos. Con respecto a la operación de estos equipos se tienen cuatro parámetros principales de caracterización los cuales son: salto térmico, flujo de aire, potencia de operación y eficiencia. Estos parámetros mencionados anteriormente permiten seleccionar un equipo en relación con la aplicación que se quiera satisfacer.

2.4.5.1 Combustible gaseoso

Los equipos que operan con combustibles gaseosos son generalmente de funcionamiento directo, aunque también existen en el mercado modelos de funcionamiento indirecto. La industria de generadores de aire caliente utiliza principalmente gas licuado de petróleo (GLP) o gas natural (GN), los que generan bajas emisiones en el proceso de combustión que permite que la operación se pueda desarrollar en modalidad directa, para esto se debe asegurar que la alimentación de la premezcla (aire – combustible) sea la óptima para obtener una combustión completa en el proceso, bajo parámetros establecidos por el fabricante. En la actualidad los quemadores automáticos de gas con inyección de premezcla son los más utilizados.

En términos de operación, estos equipos presentan un amplio rango de potencias que va desde los 10 hasta los 500 kW por lo que sus aplicaciones son muy variadas dentro de la industria. Los caudales de aire también tienen un amplio rango de operabilidad, que va desde los 300 hasta los 50,000 [m^3/h] lo que depende principalmente de la potencia del equipo, esto es, a mayor potencia de operación mayor debe ser el flujo de aire, pero también se debe considerar el salto térmico que se quiera lograr, lo que está en directa relación con la aplicación del equipo.

Existen dos principales aplicaciones de los generadores de aire caliente, por una parte, se encuentra todo lo relacionado con la climatización de espacios ya sean abiertos o cerrados, y por otra parte se encuentran los procesos de secado. Para el caso de la climatización, el salto térmico va desde los 5 hasta los 40 °C, la potencia y caudal de aire del equipo a utilizar depende principalmente del espacio que se necesita calefaccionar en m^3 y si el espacio es abierto o cerrado. Para los procesos de secado de alimentos el salto térmico va desde los 20 hasta los 80 °C, la potencia y caudal de aire del equipo a utilizar depende del tipo de producción si es a baja escala o a una escala industrial.

La eficiencia térmica de los generadores de aire caliente que utilizan combustible gaseoso se encuentra en la industria sobre el 80% lo que depende principalmente de la modalidad de funcionamiento que tenga el equipo, los de tipo directo pueden alcanzar una eficiencia térmica de hasta un 95% a diferencia de los indirectos que sobrepasan los 80%, esto producto de las pérdidas de calor asociadas al proceso de transferencia de calor en los intercambiadores. Como por lo general estos equipos operan de forma directa su eficiencia termina es cercana al 90% en la mayoría de las empresas que comercializan generadores de aire caliente.

2.4.5.2 Combustible líquido

Para el caso de equipos que utilicen combustible líquido como fuente de energía térmica, tienen generalmente un funcionamiento de tipo indirecto, aunque se pueden encontrar en el mercado equipos que operen en modalidad directa. Por lo general, utilizan diésel o kerosene los que emiten altas emisiones contaminantes en comparación con combustibles gaseosos, por lo que el uso de estos equipos en modalidad directa se encuentra muy restringido. Al igual que en el caso anterior, para la operación se debe asegurar que la premezcla (aire – combustible) sea la óptima para obtener una combustión completa en el proceso, y así reducir o controlar las emisiones.

Con respecto a los parámetros operacionales, son muy similares a los equipos que trabajan con combustibles gaseosos, aunque para el caso de los combustibles líquidos su poder calorífico es algo mayor lo que permite obtener mayores potencias con un menor consumo de combustible. El rango de potencias que se puede encontrar para estos equipos va desde los 10 hasta los 500 kW, con caudales que varían desde los 300 hasta los 50,000 [m^3/h] lo que depende principalmente del salto térmico que se quiera lograr y la aplicación que se desee satisfacer.

Al igual que en el caso de los equipos que utilizan combustible gaseoso, para este caso, el salto térmico se relaciona con la aplicación en la que se utilizara el equipo. La eficiencia térmica varía entre 80 a 90% lo

que depende de la modalidad en que se opere, para este caso la mayor comercialización se encuentra para equipos de modalidad indirecta por lo que su eficiencia no supera el 90%.

2.4.5.3 Eléctricos

Los generadores de aire caliente eléctricos son utilizados principalmente para calefacción en reducidos espacios cerrados o para procesos de secado a baja escala. Lo anterior debido a que estos equipos no generan emisiones por lo que su utilización es ideal para ambientes que no presenten ventilación, pero a diferencia de los equipos anteriores su modulación de potencia es baja lo que implica un bajo rango de caudales de aire. En la industria, se encuentran equipos generadores de aire caliente eléctricos cuya potencia no supera los 30 kW y los caudales de aire varían entre 300 a 5,000 [m^3/h], muy por debajo en comparación a aquellos equipos que utilizan combustibles fósiles, por lo que sus saltos térmicos son bajos y sus aplicaciones son reducidas.

2.5 Combustión en medios porosos inertes

El concepto de combustión de MPI fue concebido por Weinberg (1971). En esta tecnología la transferencia de calor por radiación toma relevancia debido a que se produce incluso aguas arriba de la zona de combustión, lo que precalienta la entrada de la mezcla aire – combustible y genera una mejor combustión, este fenómeno Weinberg lo denominó combustión con exceso de entalpia. En la actualidad, varios investigadores han mostrado interés en diversas aplicaciones de la combustión en medios porosos, debido a las ventajas que estos quemadores incluyen como la mejorada transferencia de calor en la zona de combustión, la alta velocidad de llama, menores emisiones y una alta modulación de potencias (Pantangi et al., 2011). Para este trabajo se utiliza la combustión de medios porosos inertes como fuente de energía térmica para el calentamiento de aire y posterior deshidratado de alimentos, por lo que en la siguiente sección se presenta una revisión de diversas investigaciones realizadas sobre el tema.

2.5.1 Proceso general

La combustión en medios porosos inertes es un proceso en el cual se inserta un material poroso químicamente inerte en la zona donde se desarrolla la combustión. El flujo de mezcla aire-combustible atraviesa las porosidades del material y se quema al interior de ellas, saliendo posteriormente del material poroso los gases producto, como se muestra en la Figura 11 (Kamal & Mohamad, 2006).

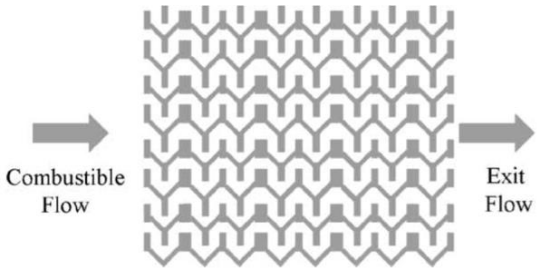


Figura 11: Estructura de un medio poroso.

2.5.2 Principios de funcionamiento

2.5.2.1 Zonas características

Durante un proceso de combustión en medios porosos, los investigadores Mujeebu et al. (2010) pudieron identificar tres zonas características, las que se identifican en la Figura 12. Primero tenemos la zona donde la mezcla aire/combustible es precalentada por el medio poroso a alta temperatura. Luego, se encuentra la zona donde se desarrolla la reacción de combustión y se ubica el frente de llama, lugar donde se libera

gran cantidad de energía, la cual es absorbida por el medio poroso mediante convección. Este calor es transferido mediante radiación y convección hacia la mezcla fresca, precalentándola y generando un fenómeno conocido como *exceso de entalpía*, caracterizado por permitir alcanzar temperaturas superiores a la temperatura adiabática en la zona de combustión. Finalmente, se encuentra la zona de postcombustión, en la cual los gases producto de la combustión fluyen hacia el exterior y transfieren calor por convección al medio poroso, generando una recirculación de calor.

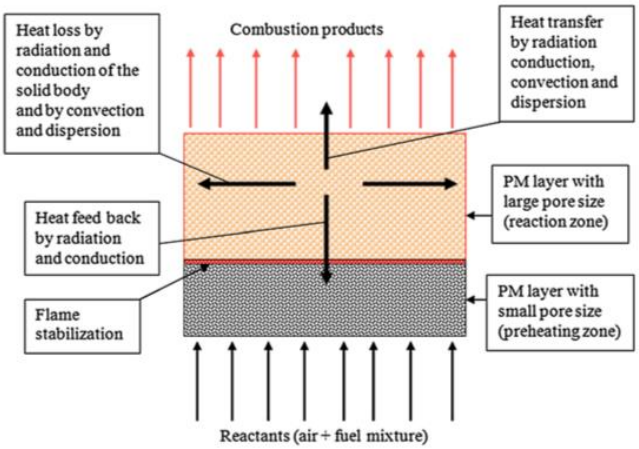


Figura 12: Esquema de un quemador de MPI premezclado de dos capas.

Debido a la eficiencia ocasionada por la recirculación de calor y el precalentamiento de la mezcla aire/combustible, se logra alcanzar temperaturas superadiabáticas en la zona de combustión, lo que permite sustentar altas tasas de reacción. Esto se traduce en que los quemadores de medios porosos inertes pueden trabajar con mezclas excesivamente ricas y/o pobres en combustibles, mejorando la estabilidad de la llama e incrementando el rango de inflamabilidad (Wood & Harris, 2008).

2.5.2.2 Propiedades

Dentro de las principales ventajas que ofrece la combustión en medios porosos inertes respecto a la combustión convencional de llama libre, se encuentra la alta eficiencia de la combustión, potenciada por el fenómeno de exceso de entalpía, logrando una alta estabilidad térmica que permite quemar mezclas en un rango extenso con razón de equivalencia entre 0.5 y 2.5 para mezcla metano-aire. Por otro lado, se tiene un mejor manejo de las temperaturas en el frente de combustión, lo que se traduce en una notable reducción en las emisiones de NO_x y CO (Kamal & Mohamad, 2006).

Adicionalmente, la combustión de llama libre para aplicaciones térmicas transfiere el calor principalmente por convección, con tasas de transferencia de calor por radiación y conducción muy bajas. Al agregar un medio sólido en la zona de combustión, se incrementa considerablemente la transferencia global de calor por radiación y conducción en el proceso.

2.5.3 Condiciones de operación

Durante un proceso de combustión en MPI es fundamental reconocer los parámetros de operación y los diferentes modos de operación posibles (Saavedra, 2018).

2.5.3.1 Parámetros de combustión en MPI

Los principales parámetros y conceptos involucrados en un proceso de combustión en medios porosos son los siguientes.

Volumen de aire estequiométrico **($V_{a,e}$):** Su cálculo se muestra en la Ecuación 5, y corresponde al volumen normalizado de aire necesario para quemar 1 [kg] de combustible en un proceso de combustión completa estequiométrica. Si se conoce el análisis elemental de combustible utilizado donde x_i representa la fracción másica de carbono (C), hidrogeno (H), azufre (S) y oxígeno (O), se puede calcular de la siguiente manera.

$$V_{a,e} = \frac{22.4}{0.21}\left(\frac{x_C}{12.01} + \frac{x_H}{4.032} + \frac{x_S}{32.06} - \frac{x_O}{32}\right)[Nm^3] \tag{5}$$

Relación de aire **(λ)**: Su cálculo se muestra en la Ecuación 6, y corresponde a la proporción entre el volumen de aire real (V_a) empleado en la combustión y el volumen de aire estequiométrico ($V_{a,e}$).

$$\lambda = \frac{V_a}{V_{a,e}} \tag{6}$$

Relación de equivalencia **(ϕ)**: Su cálculo se muestra en la Ecuación 7, y corresponde al inverso multiplicativo de la relación de aire, equivalente a la proporción entre el volumen de aire estequiométrico ($V_{a,e}$) y el aire real de combustión (V_a).

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \tag{7}$$

Velocidad de filtración de premezcla **(u)**: Su cálculo se muestra en la Ecuación 8, y representa la velocidad a la que la mezcla de aire/combustible circula a través del MPI. Se determina como el cociente entre la velocidad de flujo (v) y la porosidad relativa del medio poroso inerte (ε).

$$u = \frac{v}{\varepsilon} \tag{8}$$

Velocidad del frente de combustión **(v_f)**: Velocidad de propagación del frente de combustión térmico al interior del material poroso. Generalmente sus valores fluctúan entre 10^{-5} y 10^{-4} [m/s].

2.5.3.2 Regímenes de operación

Durante el proceso de combustión en medios porosos es posible trabajar en régimen estable o inestable, los cuales se describen a continuación:

Estable (estacionario): El frente de llama se estabiliza en una zona particular del medio poroso. Este modo de operación es utilizado en quemadores de superficie radiante dada la alta emisividad del MPI. La estabilización del frente de combustión se logra enfriando la zona del MPI donde se desea la propagación de llama. Otra forma es mediante la evaluación del número de Peclet (Pe), donde el criterio más importante que determina si un proceso de combustión tiene lugar dentro de una estructura porosa es su tamaño de poro crítico (Babkin et al., 1991). Si el tamaño de los poros es menor que su dimensión crítica, se prohíbe la propagación de llama (la llama se apaga).

Por otro lado, si el tamaño de los poros excede su dimensión crítica, es posible la propagación de la llama dentro de la estructura porosa. Mujeebu et al. (2009), proporcionaron el criterio en el siguiente número de Peclet modificado como muestra la Ecuación 9, donde los parámetros se deben elegir de modo que Pe $\geq$ 65 para que la llama se propague en la zona de combustión, de forma contraria cuando Pe < 65 la llama no puede propagarse y se apaga.

$$P_e = \frac{S_L d_m c_p \rho}{\kappa} \tag{9}$$

Donde, S_L es la velocidad laminar de llama, d_m es el diámetro de la cavidad porosa equivalente, c_p capacidad calorífica específica, y ρ y k son la densidad y la conductividad térmica de la mezcla de gases, respectivamente.

Inestable (transiente): El frente de llama se propaga a través del solido poroso. La dirección de propagación puede ser aguas arriba (en contra del flujo de mezcla) o aguas abajo (en el mismo sentido que el flujo de mezcla).

2.5.4 Estabilidad de llama

Uno de los principales problemas que presentan este tipo de combustión en medios porosos inertes es la estabilidad de llama, la propagación de la llama en estos equipos depende de la estructura y las propiedades físicas de la matriz sólida y de las propiedades del gas combustible. Los modos de propagación de llama resultante fueron clasificados por Trimis et al. (2006) en diferentes regímenes, de los cuales algunos parámetros importantes se informan en la Tabla 2.

Tabla 2: Regímenes de propagación de llamas en medios porosos.

Regimen	Velocidad de combustión [m/s]	Mecanismos de propagación de llama
Régimen de baja velocidad (LVR)	0 – 0.0001	Conducción de calor e intercambio de calor entre fases.
Régimen de alta velocidad (HVR)	0.1 – 10	Alta convección
Régimen de combustión rápida (RCR)	10 -100	Convección con gradiente de baja presión.
Régimen de velocidad del sonido (SVR)	100 – 300	Convección con gradiente de presión significativa.
Detonación de baja velocidad (LVD)	500 – 1000	Autoencendido con onda de choque.
Detonación normal (ND)	1500 – 2000	Detonación con impulso y pérdida de calor.

Dentro de los diversos regímenes que se muestran, los más relevantes son aquellos en donde no se produce gradiente de presión en la zona de reacción, es decir, el régimen de baja velocidad (LVR) y el régimen de alta velocidad (HVR). La matriz sólida influye fuertemente en las condiciones de reacción de combustión y la transferencia de calor en el quemador esta denominada por las propiedades del material.

La estabilidad de la llama de combustión en medios porosos difiere significativamente de las llamas libres. La estabilización depende principalmente de las propiedades de transferencia de calor de la matriz sólida porosa, que en este caso se describe por una conductividad térmica efectiva que comprende la radiación y la conducción de calor de las fases sólida y gaseosa, además de la convección y los mecanismos de dispersión. La transferencia de calor efectiva dentro de un medio poroso es de 2 a 3 veces mayor que en un quemador de llama libre y se considera como el parámetro dominante en la propagación de llama en la mayoría de los casos. En comparación con las llamas libres, la transferencia de calor en medios porosos es de 10 a 30 veces más rápida, lo que dificulta la estabilización de la llama.

Para resolver el problema de la estabilización de la llama en quemadores de medios porosos, se han desarrollado diferentes enfoques que se resumen en la Figura 13.

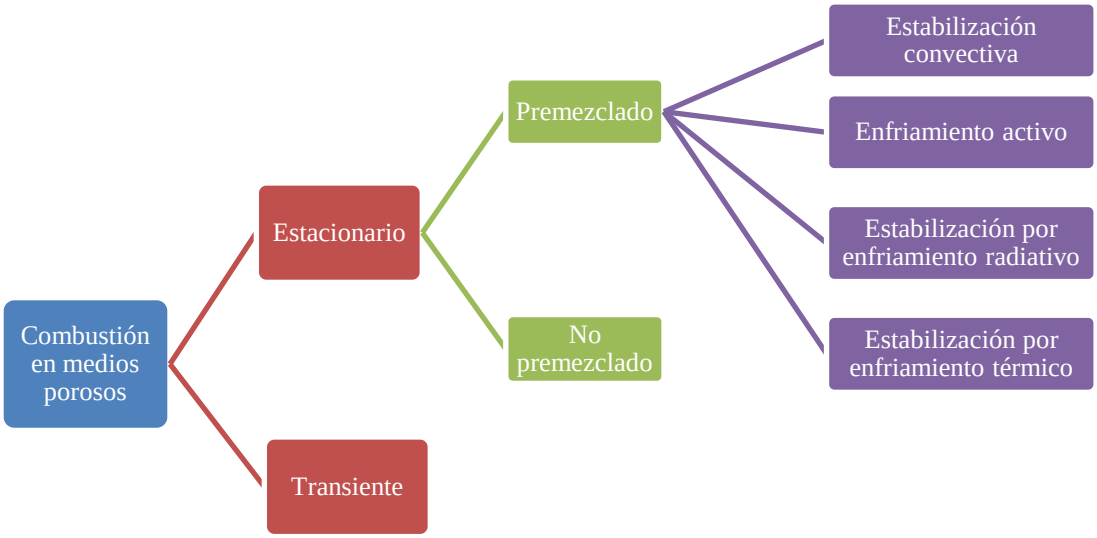


Figura 13: Métodos de estabilización de llama en medios porosos.

2.6 Quemadores de medios porosos inertes

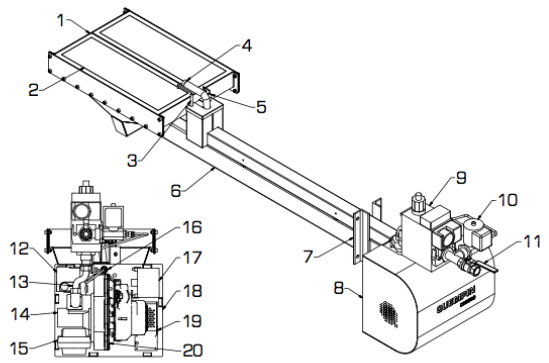
2.6.1 Descripción

Se consideran una aplicación particular del proceso de combustión en medios porosos inertes, son conocidos como quemadores radiativos donde se combustiona una premezcla de aire/gas en una matriz porosa, generando calor en forma de radiación. Estos quemadores se comenzaron a estudiar en los años 70, como una alternativa de quemador que genera bajas concentraciones de NO_x (Weinberg, 1971).

En los últimos años, las estructuras cerámicas porosas se han utilizado cada vez más como soporte de quemadores, principalmente para la combustión de gas natural. Las estructuras cerámicas celulares ofrecen una alternativa interesante para los procesos de combustión en estos quemadores, debido a que alcanzan temperaturas de operación más altas, extracción de calor más eficiente a través de la superficie porosa, y un rendimiento potencialmente mejor con respecto a la seguridad del retroceso (estabilidad de la llama) (Trimis et al., 2006).

2.6.2 Componentes

El tipo de quemador con el cual se trabajará en este proyecto es un quemador modular de la empresa QUEMPIN, el cual tiene un funcionamiento totalmente automatizado, comandado por dispositivos electrónicos para mayor seguridad. El funcionamiento es similar al de un quemador de aire forzado, donde se inyecta gas en un ventilador para obtener una mezcla de aire/combustible, la cual es impulsada a través de un conducto de distribución hacia la o las diferentes unidades radiativas, donde finalmente se quema la mezcla (Quempin SpA, 2019).



1	Cabezal de combustión	11	Válvula de cierre manual
2	Unidad radiativa	12	Controlador de llama
3	Electrodo de ionización	13	Flexible de gas
4	Llama piloto	14	Venturi de inyección de gas
5	Electrodos de ignición	15	Transformador
6	Manifold	16	Tobera piloto
7	Brida de montaje	17	Presóstato de aire
8	Carcasa	18	Placa de componentes
9	Válvula monobloque	19	Caja de control
10	Válvula piloto	20	Ventilador de premezcla

Figura 14: Quemador radiante QUEMPIN.

En la Figura 14 se muestran los principales componentes de estos quemadores, donde la tecnología utilizada consta de cuatro sistemas principales: (I) *Cabezal de combustión*, que se compone de unidades radiativas coplanares. (II) *Sistema de encendido*, que se compone de una llama piloto y un chispero de ignición. (III) *Sistema de distribución*, compuesto por un ventilador de premezcla. (IV) *Sistema de control*, compuesto de un controlador de llama, un sensor de ionización, presostatos y electroválvulas controladoras de flujo.

2.6.3 Parámetros de operación

En un quemador radiante se reconocen los siguientes parámetros de operación fundamentales:

2.6.3.1 Consumo calorífico

El consumo calorífico es el flujo másico de combustible ($\dot{m}_f$) combustionado en el quemador. Se asocia al flujo volumétrico de combustible ($\dot{V}_f$) por medio de su densidad (ρ_f), como lo muestra la Ecuación 10.

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot \dot{V}_f \tag{10}$$

2.6.3.2 Flujo de la mezcla

Es el flujo volumétrico de la mezcla ($\dot{V}_m$) aire/combustible quemada, equivalente a la suma entre el flujo de aire ($\dot{V}_a$) y de combustible ($\dot{V}_f$) como lo muestra la Ecuación 11.

$$\dot{V}_m = \dot{V}_a + \dot{V}_f \tag{11}$$

2.6.3.3 Potencia

Corresponde a la potencia térmica (P) asociada al consumo de combustible ($\dot{m}_f$) mediante su poder calorífico inferior (H_{inf}) como lo muestra la Ecuación 12.

$$P = \dot{m}_f \cdot H_{inf} \tag{12}$$

2.6.3.4 Tasa de quemado

La tasa de quemado derivado de la sigla en inglés de *"firing rate" (FR)*, corresponde a la potencia térmica *(P)* quemada por unidad de área transversal *(A)* de material poroso, como lo muestra la Ecuación 13.

$$FR = P/A \tag{13}$$

2.6.3.5 Tasa radiativa

La tasa radiativa (*RR*) es la fracción de la potencia del quemador *(P)* que es emitida en forma de radiación térmica (P_{rad}) en el quemador de medios porosos, como se muestra en la Ecuación 14.

$$RR = P_{rad}/P \tag{14}$$

3 Diseño de prototipo

En esta sección se presenta el diseño real del prototipo generador de aire caliente, en el cual fueron considerados los cálculos y supuestos realizados en el modelo utilizado para el balance de energía (Capítulo 4). Si bien, el diseño propuesto difiere del modelo utilizado en el balance, se mantienen los mismos principios de funcionamiento. Para una mejor comprensión, en la sección se presenta en primer lugar el modelo para la estructura del generador dual y, en segundo lugar, se presenta el modelo del quemador de medios porosos inertes. Los diseños fueron fabricados con ayuda del Software Inventor 2019.

3.1 Generador dual

3.1.1 Funcionamiento

El generador dual utilizado para este trabajo cumple la función principal de calentar aire, el cual es proporcionado por un ventilador. El aire pasa entre medio de una cámara de combustión y una cámara externa, la primera cámara contiene los gases producto de la combustión y la segunda cámara contiene el aire que es proporcionado por el ventilador, este modelo propuesto presenta un funcionamiento similar a un intercambiador de calor a contraflujo y con flujo paralelo, donde existe un intercambio de calor entre las dos cámaras con la finalidad de aumentar la temperatura del aire.

El funcionamiento dual que presenta el prototipo tiene la capacidad de mezclar o separar los flujos de aire y gases de combustión, para la aplicación que se desee. En el primer caso la mezcla tiene como ventaja una mayor temperatura de salida y en el segundo caso existe una pérdida de temperatura asociada al proceso de separación de estos flujos. Por lo anterior, se tienen dos posibles opciones de funcionamiento los cuales se analizarán por separado.

En la Figura 15 se puede observar el funcionamiento del generador dual en modalidad directa, donde el ingreso y trayectoria del aire se representa por las flechas azules. Por otra parte, se tiene el ingreso y trayectoria de los gases producto de la combustión que se representan por medio de flechas naranjas. Finalmente, ambos flujos se mezclan en el tramo final del recorrido y se liberan al exterior para una posterior aplicación.

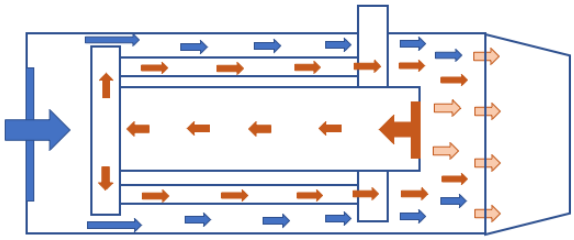


Figura 15: Generador dual funcionamiento directo.

En la Figura 16 se puede observar el funcionamiento del generador dual en modalidad indirecta, donde el ingreso y trayectoria del aire y los gases producto de la combustión se representan de la misma forma que en la Figura 15. Pero a diferencia del funcionamiento directo, el aire no entra en contacto con los gases. Por un lado, se expulsa el aire por el ducto principal de salida y, por otra parte, se liberan los gases por una chimenea en la parte superior del equipo.

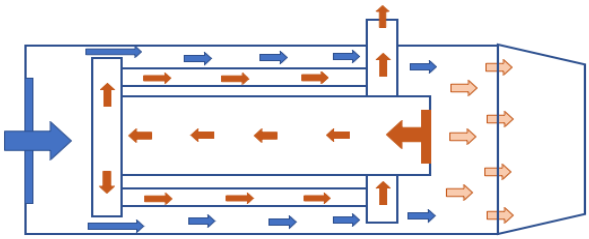


Figura 16: Generador dual funcionamiento indirecto.

3.1.2 Componentes generales

El generador utilizado para este trabajo se compone principalmente de dos partes: un intercambiador y una cámara externa. Como ya se mencionó, el equipo se utiliza para el calentamiento de aire y tiene un funcionamiento de tipo directo e indirecto dependiendo de la aplicación que se le quiera dar.

3.1.2.1 Cámara exterior

Como se puede ver en la Figura 17 la cámara exterior posee una entrada de aire donde se añade el ventilador y una salida principal donde es posible expulsar el flujo de forma directa o indirecta. Además, se pude apreciar un orificio en la parte superior donde se adjunta una chimenea para la liberación de gases en el caso de que su funcionamiento sea de tipo indirecto, y en la parte inferior se encuentra la entrada de la mezcla al quemador. Al costado del equipo se instala una mirilla de seguridad para verificar el encendido del quemador. Las especificaciones técnicas de la cámara exterior se adjuntan en la Tabla 3.

Tabla 3: Especificaciones técnicas generales cámara exterior.

Diámetro	45 cm
Largo	85 cm
Área total de cámara	**1.34 m^2**
Volumen total de cámara	**0.135 m^3**

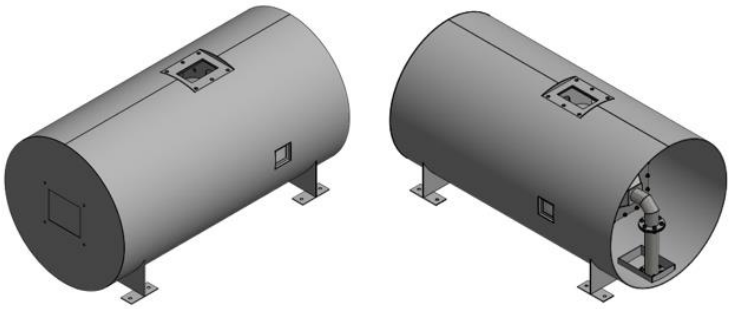


Figura 17: Cámara exterior prototipo generador dual.

3.1.2.2 Intercambiador

En la Figura 18 se presenta el modelo realizado para el intercambiador, el cual se compone de tres partes principales: una cámara de combustión, un colector primario y un colector secundario. En la cámara de combustión se tiene el ingreso de los gases emitidos por el quemador como se aprecia en la imagen, estos gases llegan al colector primario donde se distribuyen por medio de tubos al colector secundario.

El colector secundario posee una salida de gases en la parte superior, la cual se utiliza cuando el generador funciona de forma indirecta. Por otro lado, se tiene en la parte lateral del colector la salida de los gases por medio de orificios para cuando se trabaje de forma directa. Este componente del prototipo es fundamental en el diseño, donde se establece la separación o mezcla de los flujos de aire y gases.

En la Tabla 4, se muestran las características generales de las partes del intercambiador, es importante mencionar que para determinar el área y volumen del componente en su totalidad se consideraron todas sus partes descritas y además los tubos que conectan el colector primario con el secundario. El intercambiador es de tipo compacto dada su relación área/volumen mayor a 700 m^2/m^3.

Tabla 4: Especificaciones técnicas generales intercambiador.

	Diámetro	Largo
Cámara de combustión	25 cm	50 cm
Colector primario	39.2 cm	6 cm
Colector secundario (manto exterior)	39.2 cm	10 cm
Colector secundario (manto interior)	30.4 cm	10 cm
Área total intercambiador	**1.263 m^2**	
Volumen total intercambiador	**0.039 m^3**	

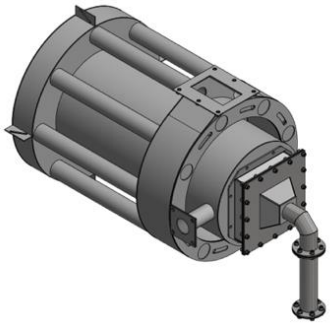


Figura 18: Intercambiador de calor prototipo generador dual.

3.1.3 Componentes específicos cámara exterior

Para realizar un análisis de los componentes específicos empleados en la fabricación de la cámara exterior se presenta en la Figura 19 la enumeración de sus partes constitutivas.

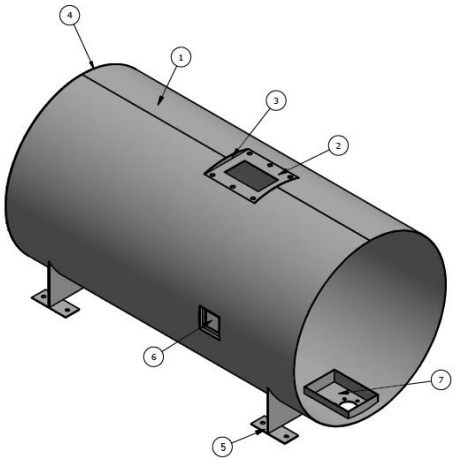


Figura 19: Componentes cámara exterior prototipo generador dual.

Tabla 5: Componentes cámara exterior prototipo generador dual.

1. Carcasa externa.
2. Placa salida gases de combustión.
3. Placas laterales.
4. Entrada ventilador.
5. Soporte equipo.
6. Mirilla de control.
7. Caja entrada quemador.

3.1.3.1 Carcasa externa

El objetivo principal de este componente es delimitar la zona por donde pasa el flujo de aire, permitiendo aislar el intercambiador del medio externo. Esta estructura contiene además algunos componentes fundamentales del diseño como son: la entrada del ventilador, la salida de gases, la mirilla de control y la caja de ingreso de mezcla al quemador. El material utilizado pasa su fabricación fue una plancha de acero al carbono ASTM-A-36 la cual fue cortada, cilindrada y posteriormente soldada para su unión. En la Figura 20 se aprecia su diseño 3D y en la Tabla 6 se muestran sus características generales.

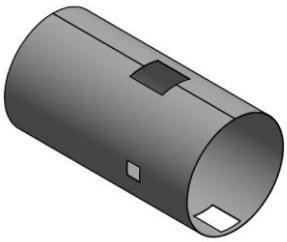


Figura 20: Carcasa externa prototipo generado dual.

Tabla 6: Especificaciones carcasa externa prototipo generador dual.

Material	ASTM-A-36
Geometría	Cilíndrica
Diámetro	450 mm
Largo	800 mm
Espesor	1.5 mm

3.1.3.2 Entrada ventilador

Este componente cubre una de las entradas de la carcasa externa y contiene el ventilador que entrega el flujo de aire al sistema, su fabricación se realizó en una plancha de acero ASTM-A-36. La pieza fue cortada y posteriormente soldada a la carcasa. En la Figura 21 se aprecia su diseño 3D y en la Tabla 7 se muestran sus características generales.

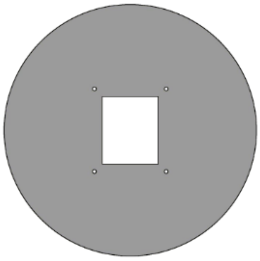


Figura 21: Placa entrada ventilador prototipo generador dual.

Tabla 7: Especificaciones placa ventilador prototipo generador dual.

Material	ASTM-A-36
Geometría	Circular
Diámetro	450 mm
Entrada ventilador	100 x 120 mm
Espesor	1.5 mm

3.1.3.3 Ventilador

Este componente permite el ingreso del aire al sistema, para su selección se debe considerar la aplicación para la cual se está desarrollando el prototipo. En la Figura 22 se aprecia el ventilador que se utiliza marca SolerPalau y en la Tabla 8 se muestran sus características generales.

Figura 22: Ventilador centrifugo prototipo generador dual

Tabla 8: Especificaciones ventilador centrifugo prototipo generador dual.

Marcar	S&P
Serie	CMT – Serie 1
Modelo	160/60
Alimentación	230 VAC – 50 Hz
Caudal máximo	1120 m^3/h
Tipo	Simple aspiración

3.1.3.4 Salida gases de combustión

Los gases producto de la combustión son expulsados por la parte superior de la carcasa externa, donde por medio de una placa como la que se muestra en la Figura 20 se instala un caño de descarga de gases. Esta pieza fue fabricada en una plancha de acero ASMT-A-36 la cual fue soldada en la parte superior de la carcasa. Además, se incluyen en el diseño dos placas laterales que proporcionan hermeticidad al prototipo. En la Figura 23 se aprecia el diseño 3D de la pieza y en la Tabla 9 se muestran sus características generales.

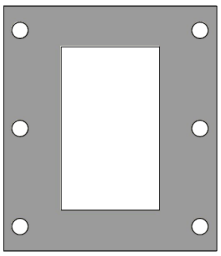


Figura 23: Placa salida de gases prototipo generador dual.

Tabla 9: Especificaciones salida de gases prototipo generador dual.

Material	ASTM-A-36
Geometría	Rectangular
Dimensiones	130 x 150 mm
Salida de gases	60 x 100 mm
Espesor	1.5 mm

3.1.3.5 Mirilla de control

Parte importante en la fabricación de un equipo es el control para establecer la seguridad al momento de operar, este componente permite verificar el encendido del quemador; y se compone principalmente de dos placas superficiales, cuatro placas laterales y un vidrio templado de alta temperatura como se puede ver en la Figura 24. Su material de fabricación es de acero ASTM-A-36 y se instala en la parte lateral de la carcasa externa, en la Tabla 10 se muestran sus características generales.

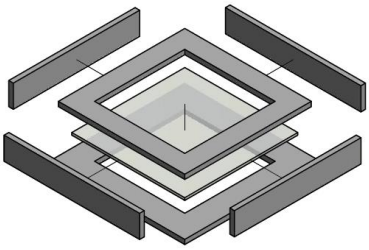


Figura 24: Mirilla de control externa prototipo generador dual.

Tabla 10: Especificaciones mirilla de control prototipo generador dual.

Material	ASTM-A-36
Geometría	Rectangular
Placa superficial externa	60 x 60 mm
Placa superficial interna	57 x 57 mm
Apertura vidrio	40 x 40 mm
Dimensión vidrio	50 x 50 mm
Espesor	1.5 mm

3.1.3.6 Caja entrada quemador

Debido a la configuración que presenta el prototipo donde la entrada de aire y entrada de gases de combustión se encuentran a contraflujo, es necesario instalar una caja para la entrada del combustible que permitirá el funcionamiento del quemador. Esta pieza se compone principalmente de una placa superficial y otras cuatro placas laterales soldadas todas entre sí, cuya fabricación es de acero ASTM-A-36 de 1.5 mm de espesor y se instalada en la parte inferior de la carcasa externa donde se conectará el quemador con el ventilador de premezcla. En la Figura 25 se aprecia su diseño 3D y en la Tabla 11 se muestran sus características generales.

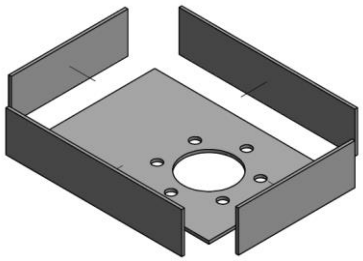


Figura 25: Caja entrada quemador prototipo generador dual.

Tabla 11: Especificaciones caja quemador prototipo generador dual.

Material	ASTM-A-36
Geometría	Rectangular
Placa superficial	90 x 130 mm
Placa lateral larga	30 x 130 mm
Placa lateral corta	30 x 87 mm
Espesor	1.5 mm

3.1.4 Componentes específicos intercambiador de calor

Al igual que en el despiece de componentes realizado anteriormente, para este análisis se presenta en la Figura 26 la enumeración de las partes constituyentes del intercambiador.

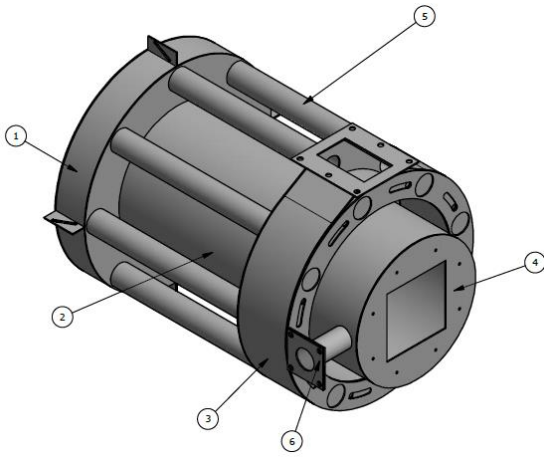


Figura 26: Componentes intercambiador de calor prototipo generador dual.

Tabla 12: Componentes intercambiador de calor prototipo generador dual.

1. Colector primario.
2. Cámara de combustión.
3. Colector secundario.
4. Entrada quemador.
5. Tubos intercambiador.
6. Mirilla cámara de combustión.

3.1.4.1 Cámara de combustión

La cámara de combustión es el componente del equipo donde se ensambla el quemador de medios porosos por lo que en su interior se alcanzan las mayores temperaturas del sistema, debido a esto su material de fabricación es un acero inoxidable refractario AISI-304. Su principal función es delimitar el flujo de gases de combustión dentro del intercambiador de calor, y su estructura además contiene una mirilla de seguridad que se acopla a la cámara exterior y permite verificar el encendido del quemador. En la Figura 27 se aprecia su diseño 3D y en la Tabla 13 se muestran sus características generales.

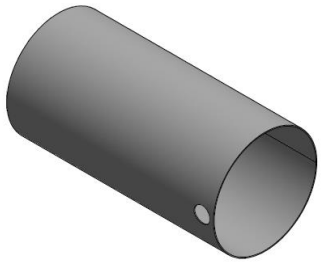


Figura 27: Cámara de combustión prototipo generador dual.

Tabla 13: Especificaciones cámara de combustión prototipo generador dual.

Material	AISI-304
Geometría	Cilíndrica
Diámetro	250 mm
Largo	500 mm
Espesor	2 mm

3.1.4.2 Entrada quemador

Este componente cubre una de las caras de la cámara de combustión y sostiene el quemador que permite el ingreso de los gases producto de la combustión, al estar sometido a altas temperaturas su construcción se realizó en un acero inoxidable refractario AISI-304. La pieza fue cortada y posteriormente soldada a la cámara. En la Figura 28 se aprecia su diseño 3D y en la Tabla 14 se muestran sus características generales.

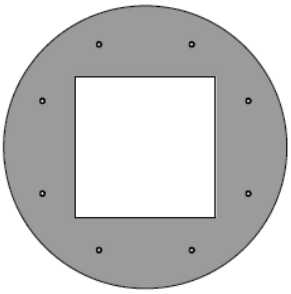


Figura 28: Entrada quemador prototipo generador dual.

Tabla 14: Especificaciones entrada quemador prototipo generador dual.

Material	AISI-304
Geometría	Circular
Diámetro	250 mm
Entrada quemador	124 x 124 mm
Espesor	2 mm

3.1.4.3 Colector primario

El colector primario cumple la función de recibir los gases desde la cámara de combustión y distribuirlo hacia el colector secundario por medio de ocho tubos, se compone de tres partes: una placa de entrada, un manto cilíndrico y la tapa. Su fabricación se realizó en una plancha de acero inoxidable refractario AISI-304, sus piezas fueron cortadas y posteriormente soldadas. En la Figura 29 se aprecia su diseño 3D y en la Tabla 15 se muestran sus características generales.

Figura 29: Colector primario prototipo generador dual.

Tabla 15: Especificacines colector primario prototipo generador dual.

Material	AISI-304
Geometría	Cilíndrica
Diámetro	392 mm
Largo	60 mm
Espesor	2 mm
Entrada cámara combustión	250 mm
Salida tubos	8 x 38 mm

3.1.4.4 Colector secundario

El colector secundario es el componente más crítico del equipo debido a su particular funcionamiento de separación de flujos, se compone de una placa de entrada, un manto externo, un manto interno, un flange de salida de gases, una placa de salida y un mecanismo de generación dual. Su fabricación es por medio de una plancha de acero inoxidable refractario AISI-304.

La placa de entrada recibe los gases provenientes desde el colector primario donde pueden ser expulsados del equipo por medio del mecanismo dual que funciona de forma directa o indirecta, el primer caso es cuando los orificios de la placa de salida coinciden con los orificios del mecanismo y los gases son expulsados para mezclarse con el aire que pasa por fuera del intercambiador, en este caso la salida superior de gases se encuentra tapada. El segundo caso, es cuando los orificios de la placa de salida son cubiertos por el mecanismo y los gases se expulsan por la parte superior del equipo.

Para lograr el movimiento del mecanismo dual se utilizan pernos soldados a la placa de salida y que permiten ajustar la posición a la cual se quiere trabajar. En la Figura 30 se aprecia su diseño 3D y en la Tabla 16 se muestran sus partes constitutivas.

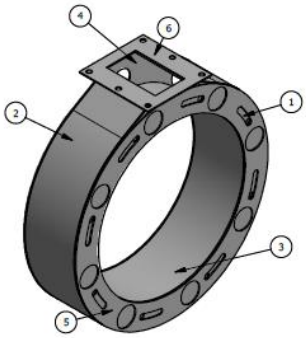


Figura 30: Colector secundario prototipo generador dual.

Tabla 16: Componentes colector secundario prototipo generador dual.

1. Placa de salida colector.
2. Manto externo.
3. Manto interno.
4. Placa entrada colector.
5. Mecanismo generador dual.
6. Flange salida de gases.

3.1.4.5 Mirilla cámara combustión

Este componente como se mencionó anteriormente permite verificar el encendido del quemador, para esto se instala a la cámara de combustión y se ajusta para quedar frente a la mirilla de la cámara exterior. Se compone de dos placas superficiales, una base cilíndrica y un vidrio de acero templado de alta temperatura; su material de fabricación es acero al carbono AISI-304. En la Figura 31 se aprecia su diseño 3D y en la Tabla 17 se muestran sus características generales.

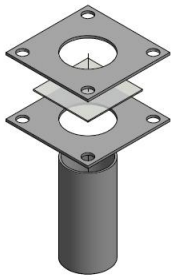


Figura 31: Mirilla cámara de combustión prototipo generador dual.

Tabla 17: Especificaciones mirilla de control prototipo generador dual.

Material	AISI-304
Placa superficial	75 x 75 mm
Diámetro base	38 mm
Largo base	80 mm
Dimensión vidrio	45 x 45 mm

3.1.4.6 Tubos intercambiadores

Los tubos del intercambiador de calor permiten el flujo entre el colector primario y colector secundario, mediante estos ochos tubos se genera parte de la transferencia de calor entre los fluidos. Sus dimensiones generales son de 38 mm de diámetro y 300 mm de largo, para su fabricación se utilizó un tubo comercial el cual fue cortado y posteriormente soldado a los colectores.

3.2 Quemador de medios porosos inertes

3.2.1 Funcionamiento

El quemador de medios porosos inertes (MPI) proporciona al equipo el flujo de calor necesario para elevar la temperatura del aire para el posterior deshidratado de alimentos. Su principal característica es que a diferencia de un quemador de llama libre (quemador convencional) su frente de llama se estabiliza en una matriz porosa que permite una distribución de temperatura uniforme en la superficie del quemador. Además, en este tipo de quemadores se produce un efecto de exceso de entalpia capaz de precalentar la mezcla que se está inyectando lo que genera una menor temperatura en la zona de combustión, este fenómeno es capaz de disminuir las emisiones de gases contaminantes provocando una mejor eficiencia y una combustión más limpia.

El diseño del quemador considera cuatro sistemas principales que permiten su funcionamiento, los cuales son: cabezal de combustión, sistema de mezcla e impulsión, alimentación de la línea de gas y sistema de distribución, como muestra la Figura 32.

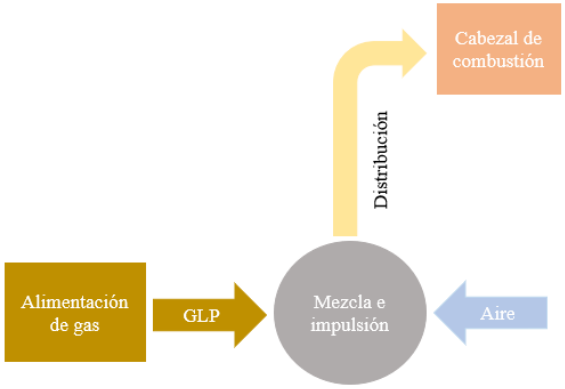


Figura 32: Esquema conceptual del quemador de MPI.

3.2.2 Sistemas generales

Los cuatro sistemas principales que componen el quemador de medios porosos se describen a continuación, donde se especifican sus principales partes.

3.2.2.1 Cabezal de combustión

El cabezal de combustión corresponde al conjunto funcional donde se desarrolla la combustión, el cual debe considerar los siguientes criterios:

- Distribución de mezcla: La mezcla entrante al cabezal debe disminuirse de forma homogénea en toda la sección transversal.
- Aislación térmica: Debe proveer suficiente aislación térmica para que las altas temperaturas alcanzadas en el MPI no dañen las paredes del cabezal.
- Ajuste: Debe dar soporte al conjunto MPI – trampa de llama, evitando que estos se desmonten durante la operación o que existan fugas de mezcla.

Para este caso, se utiliza un MPI y una trampa de llama de forma rectangular, por esto mismo el cabezal tiene este tipo de forma (mejora el ajuste del sistema). La sección de ingreso de la premezcla tiene una forma prismática que en conjunto de una tapa perforada permiten la difusión homogénea del flujo entrante.

El cabezal además posee un flange en la zona de ingreso de la mezcla que permite conectarlo al sistema de distribución. La Figura 33 muestra el esquema del cabezal, sus principales componentes y su funcionamiento. La Figura 34 muestra la estructura diseñada y fabricada del cabezal de combustión donde se puede apreciar la trampa de llama, el medio poroso y el sistema de aislación que permite proteger las paredes de la estructura.

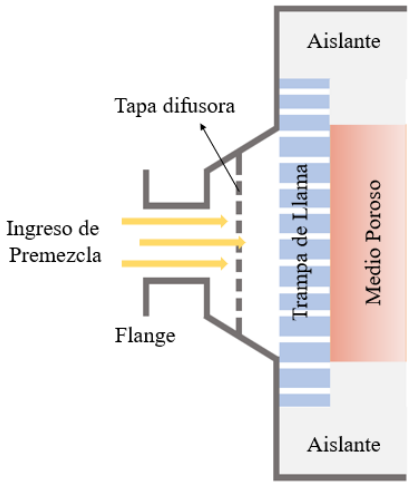


Figura 33: Esquema cabezal de combustión.

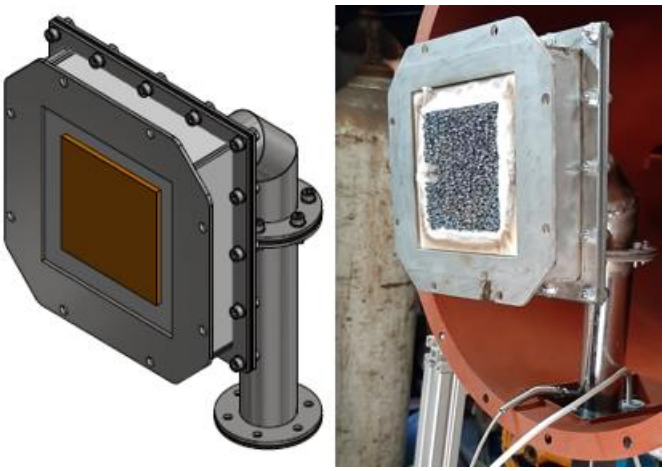


Figura 34: Cabezal modelado y fabricado prototipo generador dual.

A continuación, se describen las especificaciones técnicas de los componentes del cabezal de combustión y su principal función dentro del sistema.

- Medio Poroso Inerte: Debido a la aplicación para cual se quiere utilizar este prototipo y viendo el rango de potencias en función de la temperatura y caudal de salida de generadores de aire caliente convencionales, se sobredimensiona el tamaño del MPI para que alcance una potencia máxima de 20 kW. Si bien debido a limitaciones de diseño no se podrá alcanzar esta potencia (debido a las altas temperaturas de salida que proporciona), como la tecnología de quemadores de MPI posee un alto rango de modulación, será posible hacer pruebas experimentales con un amplio rango de potencias. Las características del MPI utilizado de indican en la Tabla 18.

Tabla 18: Especificaciones del MPI.

Material	Si – SiC
Geometría	Rectangular
Sección	90x90 mm
Porosidad	20 ppi
Espesor	22 mm
FR máximo	2500 kW/m^2
Potencia Admisible	20 kW

- Trampa de Llama: Este componente se considera el más crítico del equipo en cuanto a seguridad en la operación del quemador, ya que es el encargado de mantener estable el frente de combustión en el MPI y evitar un retroceso de la llama, por lo que se utiliza un material de alta calidad, cuyas características se indican en la Tabla 19.

Tabla 19: Especificaciones de la trampa de llama.

Fabricante	Duotherm – Stark
Composición	75% Al_2O_3, 25% SiO_2
Geometría	Rectangular
Sección	110x110 mm
Diám. perforación	1 mm
Espesor	25 mm
Separación perf.	5 mm
Conductividad térmica	0.16 W/m K (a 1100°C)
Temperatura de servicio	1750 °C
Densidad	400 kg/m^3

- Aislación: Se requiere aislar térmicamente el conjunto MPI – Trampa de llama, para evitar que las altas temperaturas alcanzadas en la zona de la combustión dañen el cabezal. Para esto, se considera poner capas de papel aislante de fibras de silicio – magnesio, con las características indicadas en la Tabla 20.

Tabla 20: Especificaciones del papel aislante.

Material	Si – Mg
Temperatura de fusión	> 1500 °C
Temperatura de servicio	1175 °C
Espesor	3 mm
Densidad	160 kg/m^3

3.2.2.2 Sistema de mezcla e impulsión

Tanto el mezclado de aire-combustible como la impulsión de esta mezcla se realizan mediante el soplador de premezcla EMB-Papst mostrado en la Figura 35, diseñado especialmente para aplicación en quemadores, al cual se acopla un sistema de inyección de gas en la admisión del ventilador (tubo Venturi marca Honeywell mostrado en la Figura 36), expulsando una mezcla homogénea gracias a la turbulencia generada en el rotor. Este soplador posee una entrada de alimentación eléctrica y una entrada de control, la cual permite regular la velocidad de rotación mediante modulación por ancho de pulso (PWM) a través de un circuito electrónico integrado en su estructura. Las características del soplador utilizado se indican en la Tabla 21.

Figura 35: Soplador de premezcla EMB Papst.

Figura 36: Venturi de inyección de gas Honeywell.

Tabla 21: Especificaciones del ventilador de premezcla.

Marca	EMB – Papst
Modelo	RG130/0800 – 3612
Alimentación	230 VAC, 50 Hz
Potencia	40 W
Velocidad Máxima	8000 rpm
Flujo de aire máximo	115 m^3/h
Presión estática	1900 Pa

3.2.2.3 Alimentación de gas

Para la alimentación de gas del quemador, se utilizó GLP en cilindro. Para esto, la línea de alimentación requiere un regulador de presión de 29 mbar, el cual se conecta a la descarga del cilindro y posee una válvula de cierre más un flexible con salida rosca de ½'' HI. Es un elemento comercial típico en aplicaciones domesticas (Figura 37). El flexible de alimentación se conecta al Venturi de inyección mediante un equipo de control de flujo y seguridad de marca DUNGS (Figura 38), el que permite regular el paso de gas hacia el sistema de impulsión de premezcla. Para esto cuenta con un sistema que regula el flujo de forma manual desde una perilla de ajuste que se utiliza según especificaciones técnicas del producto.

Figura 37: Regulador de presión y flexible para alimentación de gas.

Figura 38: Equipo controlador de flujo y seguridad DUNGS.

3.2.2.4 Sistema de distribución y estructura

La distribución de mezcla se realiza mediante una tubería de sección cuadrada de acero ASTM-A-36 de 30 x 30 x 2 mm, la cual posee en su entrada un cambio de sección con flange que se conecta a la descarga del soplador, cuando el sistema de distribución ingresa dentro del equipo se cambia por medio de un flange la tubería de sección cuadrada por una tubería circular comercial de acero ASTM 304 cuyo diámetro interior es de 38 mm y 2 mm de espesor. Finalmente, en la descarga de la tubería se conecta por medio de otro flange un codo de 90° que conecta el sistema de distribución con el cabezal de combustión. El sistema de distribución es sostenido a través del prototipo como se aprecia en la Figura 39.

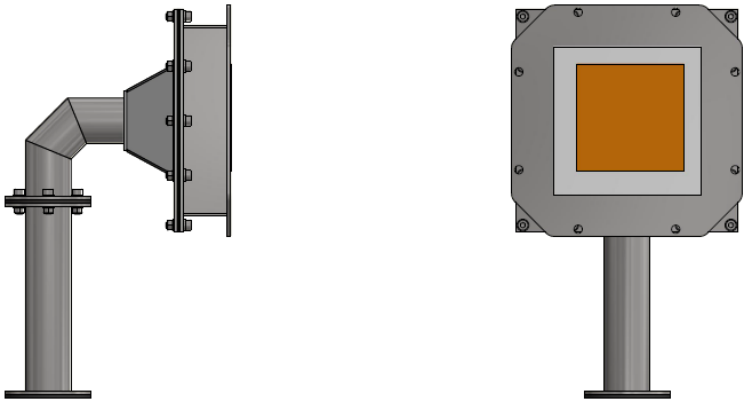


Figura 39: Sistema de distribución de mezcla prototipo generador dual.

4 Parámetros de diseño prototipo

4.1 Diagrama de flujo del proceso

El principio general de funcionamiento del equipo consta de dos sistemas principales de generación de aire caliente, uno con descarga independiente de aire y gases producto de la combustión (modo indirecto) como se muestra en la Figura 40, y otro cuya descarga de aire y gases producto de la combustión es conjunta (modo directo) como se muestra en la Figura 41. En los diagramas de flujos de procesos se presenta los flujos generales de entrada y salida en el equipo y sus condiciones de operación.

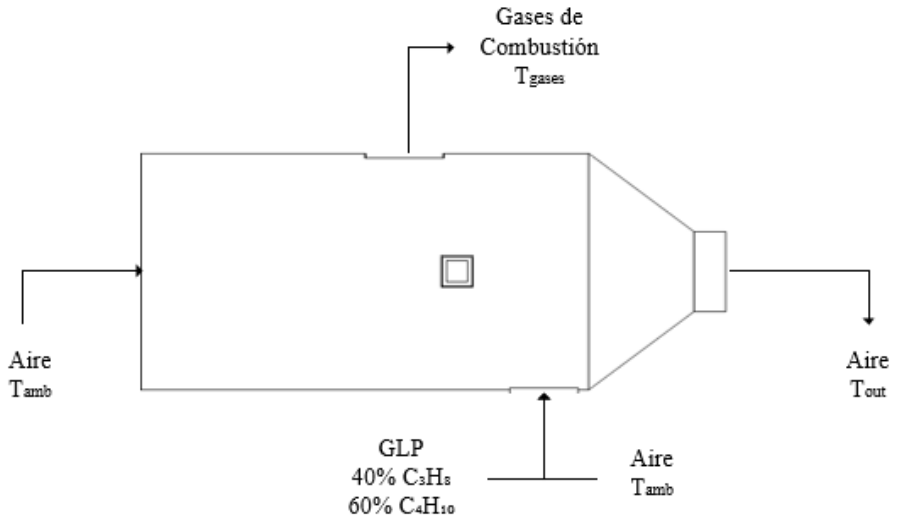


Figura 40: Diagrama de flujo de proceso - Modo Indirecto

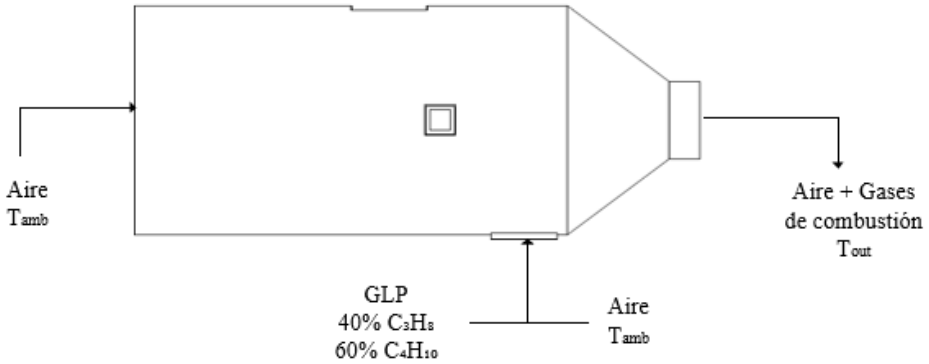


Figura 41: Diagrama de flujos de proceso - Modo Directo

En ambos casos el ingreso de aire ya sea de premezcla para el proceso de combustión, o para el proceso de secado de alimentos, se realiza a temperatura ambiente. El combustible utilizado para las pruebas en el prototipo es gas licuado de petróleo (GLP) cuya composición es de 40% propano (C_3H_8) y 60% butano (C_4H_{10}). A la descarga se espera obtener aire caliente a distintas temperaturas dependiendo de la cantidad de premezcla aire – combustible que se inyecte al equipo. La velocidad de descarga del aire caliente también es un parámetro controlado, factor importante que se debe regular para cumplir los estándares de la aplicación que se quiere implementar.

4.2 Balance de energía

Es necesario estimar la potencia que debe tener el equipo generador de aire caliente para lograr la temperatura de salida óptima para el secado de alimentos. Para esto, se requiere realizar un balance térmico del equipo donde se puedan estimar los flujos de calor y entalpía bajo algunos supuestos.

Por fines prácticos para modelar el equipo se utilizan dos tubos concéntricos de diferentes dimensiones, que simulan una cámara de combustión y una cámara para el paso del aire de secado. Además, el balance solo se realizó para el generador en modalidad indirecta ya que es el caso más desfavorable, y como se mencionó en el punto 2.4.4.2 tiene mayores pérdidas de energía (menor eficiencia térmica), por lo que la potencia de operación del equipo está regulada según su funcionamiento. El balance de energía del prototipo se muestra en la Figura 42 y se desarrolla en la Ecuación 15.

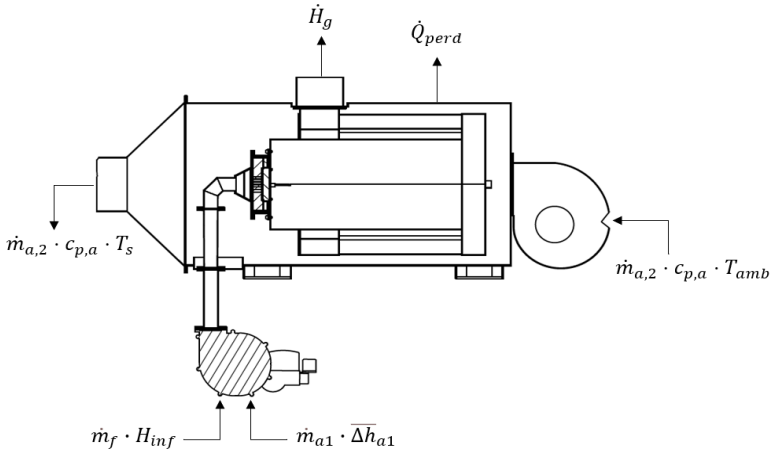


Figura 42: Balance de energía general.

$$\boldsymbol{\dot{m}_f \cdot H_{inf} + \dot{m}_{a,1} \cdot \overline{\Delta h}_{a,1} + \dot{m}_{a,2} \cdot c_{p,a} \cdot T_{amb} = \dot{H}_g + \dot{Q}_{perd} + \dot{m}_{a,2} \cdot c_p \cdot T_s} \tag{15}$$

Por lo general, los sistemas de secado por aire caliente trabajan a una temperatura que varía desde los 40°C hasta los 70°C esto dependiendo del tipo de alimentos y los resultados de humedad que se quieren obtener en el producto final. Para secadores semi industriales se trabaja con caudales de aire cercanos a los 1,000 [m^3/h], de esta forma se obtiene el flujo másico de aire necesario para el deshidratado de alimentos. Lo ideal para este tipo de sistemas es alcanzar un tipo de flujo turbulento dentro de la cámara que asegure un proceso de secado uniforme y homogéneo. Los tiempos de secado, al igual que la temperatura y flujo de aire depende únicamente del alimento y de las características que se quieren obtener del producto final.

Se busca con el análisis térmico del equipo poder obtener el flujo de combustible para así estimar la potencia que debe entregar el quemador y cumplir con las condiciones de operación del prototipo. Por lo anterior, se supone que el equipo debe entregar une temperatura de salida de 90°C, como ya se mencionó el secado de alimentos trabaja en rangos de entre 40 – 70°C y se busca sobredimensionar el quemador para cumplir con los rangos operacionales. A continuación, se presenta en detalle el análisis térmico realizado para dimensionar el prototipo generador de aire caliente, donde se explican cada uno de los parámetros asociados a la Ecuación 15.

4.2.1 Flujo de aire y combustible de la premezcla

4.2.1.1 Flujo de combustible

Lo que se quiere obtener por medio del balance de energía es el calor que debe aportar el quemador al sistema, para esto se calcula por medio de un análisis elemental del combustible su Poder Calorífico Inferior (H_{inf}). Las pruebas en este equipo se realizan con GLP como combustible gaseoso, esto no implica que el equipo no pueda funcionar con otros combustibles.

El GLP se compone de un 40% de Propano (C_3H_8) y un 60% de Butano (C_4H_{10}), ambos combustibles de tipo gaseoso cuyo H_{inf} es conocido (Cengel & Boles, 2006), luego de calcular la fracción másica de cada uno de los combustibles componentes del GLP se determina el H_{inf} del compuesto propano/butano que es de 45,931 [kJ/kg]. La cantidad de energía suministrada al sistema por el quemador (potencia), se obtiene a partir de la Ecuación 16.

$$P_{quemador} = \dot{m}_f \cdot H_{inf} = 45{,}931 \cdot \dot{m}_f \tag{16}$$

Donde, $\dot{m}_f$ representa el flujo másico de combustible que se le entrega, y H_{inf} es el poder calorífico inferior del combustible GLP.

4.2.1.2 Flujo de aire

Para el aire utilizado en el proceso de combustión, la energía aportada al sistema se relaciona con la entalpia de formación, cuyo valor se calcula según la Ecuación 17.

$$\dot{H}_{a_1} = \dot{m}_{a_1} \cdot \overline{\Delta h}_{a_1} \tag{17}$$

$$\overline{\Delta h}_{a_1} = \bar{h}_a(T_a) - \bar{h}_a(298\ K) = \int_{298}^{T_a} \bar{c}_{p,a}(T) \cdot dT \tag{18}$$

Donde, $\dot{m}_{a_1}$ representa el flujo másico de aire de la premezcla, y $\overline{\Delta h}_{a_1}$ es la entalpía de formación del aire. Esta última se calcula como la diferencia entre la entalpia del aire al ingreso ($\bar{h}_a(T_a)$), y la entalpía del aire en condiciones ambientales ($\bar{h}_a(298\ K)$), como lo muestra la Ecuación 18.

Para el cálculo de la entalpía de formación es posible utilizar tablas experimentales, o polinomios de Nasa que dependen del calor especifico ($\bar{c}_{p,a}$) y la temperatura del aire. Para fines prácticos en este caso se supone la temperatura de ingreso del aire (T_a) igual a la temperatura en condiciones ambientales de 298 K, por lo tanto, la energía asociada a la entalpía de formación se desprecia.

4.2.2 Calor aportado al aire de secado

El flujo de calor proporcionado desde el sistema hasta el aire de secado se puede calcular por medio de la Ecuación 19.

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{m}_{a2} \cdot c_{p,a} \cdot (T_s - T_{amb}) \tag{19}$$

Como se menciona anteriormente, se supone una temperatura de salida del aire para el secado de 90°C (T_s) y una temperatura de aire a la entrada igual a la temperatura ambiente de 25°C (T_{amb}). El calor específico del aire ($c_{p,a}$), para fines prácticos se considera constante al interior del equipo a una temperatura de 90°C y toma un valor igual a 1,008 [kJ/kg K] (Cengel & Boles, 2006). Por otra parte, es posible obtener el flujo másico de aire ($\dot{m}_{a2}$) en el generador considerando un caudal de entrada al sistema de 1,000 [m^3/h] y suponiendo una densidad de aire constante a una temperatura de 90°C cuyo valor es de 0.9718 [kg/m^3] (Cengel & Boles, 2006), lo que nos entrega un caudal másico de 0.27 [kg/s]. Finalmente, la energía (calor) entregada desde el sistema hasta el aire de secado es de 17.7 [kW].

4.2.3 Pérdida de calor en el prototipo

Para estimar la pérdida de calor en el prototipo generador de aire caliente, en primer lugar, se debe establecer el diseño el cual se supone como dos cilindros concéntricos de diferente diámetro y largo, como se mostró en la Figura 43. Las dimensiones del equipo fueron determinadas luego de un análisis en cual se consideraron parámetros de estancamiento, área de transferencia de calor y menores pérdidas de energía. Sumado a lo anterior, se consideraron parámetros de construcción y transporte, que facilitaran el montaje y la operación del equipo. Por lo que se concluyeron las siguientes dimensiones generales mostradas en la Tabla 22, donde se tiene una cámara de combustión (CC) y una cámara exterior (CE).

Tabla 22: Dimensiones generales prototipo.

Radio interior CC	$r_1 = 123\ mm$
Radio exterior CC	$r_2 = 125\ mm$
Largo CC	$L_1 = 500\ mm$
Radio interior CE	$r_3 = 223.5\ mm$
Radio exterior CE	$r_4 = 225\ mm$
Largo CE	$L_2 = 800\ mm$

La pérdida de calor del equipo se calculó utilizando el concepto de resistencias térmicas como se muestra en la Figura 43. El material de construcción que se utilizó para el prototipo fue acero al carbono (ASTM A36) para la cámara exterior cuyo espesor comercial es de 1.5 [mm], y acero inoxidable refractario (AISI 304) para la cámara de combustión cuyo espesor comercial es de 2 [mm]. Debido a que la tecnología de medios porosos inertes alcanza altas temperaturas y un porcentaje de transferencia de calor por radiación mayor que un quemador convencional, dentro del diseño se debe considerar un acero capaz de resistir estas altas temperaturas y que ayude al proceso de transferencia de calor por radiación en la combustión.

La resistencia térmica equivalente del sistema se calcula como la suma de cada una de las resistencias térmicas en serie desde el centro del equipo (parte interior) donde fluyen los gases producto de la combustión hasta el ambiente (parte exterior), como se muestra en la Ecuación 20.

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 \tag{20}$$

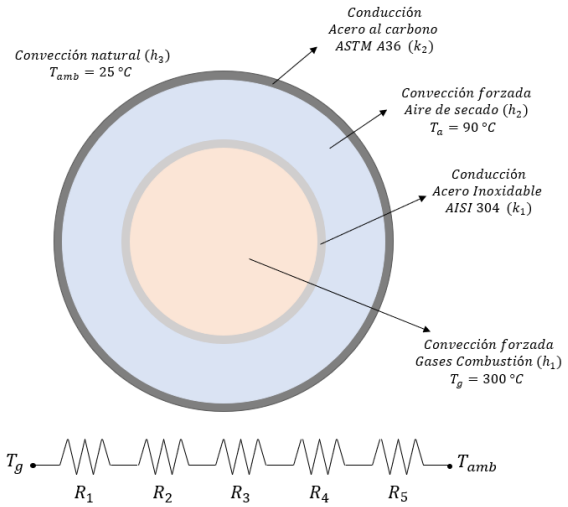


Figura 43: Resistencias térmicas prototipo generador de aire caliente.

A continuación, se describe en detalle los cálculos de las resistencias térmicas.

4.2.3.1 Resistencia 1

Convección forzada dentro de un espacio confinado, la temperatura de los gases producto de la combustión se supone constante de 300°C. Esta resistencia térmica se calcula según lo mostrado en la Ecuación 21.

$$R_1 = \frac{1}{h_1(2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L_1)} \tag{21}$$

El coeficiente de convección (h_1) para gases en un espacio confinado según la literatura (Cengel, 2007) es de 5 [W/m^{2}K]. El valor de esta resistencia térmica es de 0.5176 [K/W].

4.2.3.2 Resistencia 2

Conducción de calor en acero inoxidable refractario, la conductividad térmica (k_1) de este tipo de acero según la literatura es de 16.3 [W/mK]. Esta resistencia térmica se calcula según lo mostrado en la Ecuación 22.

$$R_2 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot L_1 \cdot k_1} \tag{22}$$

El valor de esta resistencia térmica es de 0.000315 [K/W].

4.2.3.3 Resistencia 3

Convección forzada interna, la temperatura del aire entre la cámara de combustión y la cámara externa se supone constante de 90°C. Esta resistencia térmica se calcula según lo mostrado en la Ecuación 23.

$$R_3 = \frac{1}{h_2(2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L_2)} \tag{23}$$

El coeficiente de convección (h_2) del aire para este tipo de caso es posible determinarlo con la Ecuación 24.

$$h_2 = \frac{k}{D_h} \cdot N_u \tag{24}$$

Donde, N_u representa el número de Nusselt y D_h el diámetro hidráulico. Para este caso, el número de Nusselt depende del régimen en el cual se desarrolle el flujo al interior del equipo, el cual se determina calculando el número de Reynolds, y el diámetro hidráulico se determina en función del diámetro entre las dos cámaras $D_h = D_e - Di$. Donde D_e representa el diámetro de la cámara exterior 0.45 [m] y D_i el diámetro de la cámara de combustión 0.25 [m]. El número de Reynolds al igual que el número de Nusselt dependen además de las propiedades a la cual se encuentre el aire dentro del equipo, estas propiedades se encuentran tabuladas (Cengel & Boles, 2006) para 90°C y 1 atm de presión, y son las siguientes:

Tabla 23: Propiedades del aire a 90°C y 1 atm.

Conductividad térmica (k)	0.03024 [W/mK]
Viscosidad cinemática (υ)	2.201· 10^{-5} [m^2/s]
Número de Prandtl (P_r)	0.7132 [-]

El número de Reynolds (Re) se calcula según lo indica la ecuación 25.

$$R_e = \frac{v \cdot D_h}{\upsilon} \tag{25}$$

Donde, v es la velocidad del aire dentro del equipo la cual es posible estimar con el caudal de aire (1000 [m^3/h]) y el área entre las dos cámaras (A = 0.1078 [m^2]) lo que da una velocidad de 2.6 [m/s]. El valor obtenido del número de Reynolds es de 23054 [-] el cual representa un flujo turbulento de aire dentro del equipo, por lo anterior, para calcular el valor de Nusselt se debe utilizar la Ecuación 26 para flujos turbulentos.

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.3} \tag{26}$$

El número de Nusselt obtenido es de 64.25 [-], teniendo además el diámetro hidráulico y la conductividad térmica es posible calcular el coeficiente de convección del aire al interior del equipo el cual es 9.86 [W/m^2K]. Finalmente, es posible determinar la resistencia térmica la cual entrega un valor de 0.09 [K/W].

4.2.3.4 Resistencia 4

Conducción de calor en acero al carbono, la conductividad térmica (k_2) de este tipo de acero según la literatura es de 41 [W/mK]. Esta resistencia térmica se calcula según lo indica la ecuación 27.

$$R_4 = \frac{\ln(r_4/r_3)}{2 \cdot \pi \cdot L_2 \cdot k_2} \tag{27}$$

El valor de esta resistencia térmica es de 0.0000325 [K/W].

4.2.3.5 Resistencia 5

Convección natural, la temperatura del aire (T_{amb}) exterior se supone a 25°C. Esta resistencia térmica se puede calcular de acuerdo con lo que se indicada en la Ecuación 28.

$$R_5 = \frac{1}{h_3(2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot L_2)} \tag{28}$$

Para estimar el coeficiente de convección natural (h_3) se debe suponer una temperatura en la superficie (T_s) de la cámara exterior, la cual se supone a 70°C (una temperatura 20% menor con respecto a la temperatura del aire de secado). Con esto es posible determinar las propiedades del aire a la temperatura de película la cual se define como $T_f = (T_s + T_{amb})/2$ la que da un valor aproximado de 45°C. Considerando esta temperatura de película y una presión de 1 atm, se pueden determinar las propiedades del fluido (Cengel & Boles, 2006).

Tabla 24: Propiedades del aire a 45°C y 1 atm.

Conductividad térmica (k)	0.02699 [W/mK]
Viscosidad cinemática (υ)	1.75· 10^{-5} [m^2/s]
Número de Prandtl (P_r)	0.7241 [-]

El coeficiente de convección natural para este caso se puede calcular utilizando la Ecuación 29.

$$h_3 = \frac{k}{D} \cdot N_u \tag{29}$$

Para poder estimar el número de Nusselt para superficies sometidas a convección natural, se debe calcular el número de Rayleigh (Ra_D), cuyo valor se obtiene de la Ecuación 30.

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta_r \cdot (T_s - T_{amb}) \cdot D^3}{\upsilon^2} \cdot Pr \tag{30}$$

Donde, g es la aceleración de gravedad cuyo valor es 9.81 [m^2/s], β_r es el valor reciproco de la temperatura de película y D es la longitud característica, que para cilindros horizontales es igual al diámetro de la cámara exterior cuyo valor es 0.45 [m]. Conociendo estos parámetros y las propiedades del aire, se puede estimar el número de Rayleigh el cual es de $3 \cdot 10^8$[-].

Como el valor se encuentra dentro de los límites tabulados (Cengel, 2007) para convección natural sobre superficies ($Ra_D < 10^{12}$), se puede utilizar la Ecuación 31 para estimar el número de Nusselt.

$$N_u = \left\{0.6 + \frac{0.387 \cdot Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/P_r)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 \tag{31}$$

El valor del número del Nusselt calculado para este caso es de 79.67 [-]. Por último, se puede calcular el valor del coeficiente de convección natural teniendo en consideración la conductividad térmica y el largo característicos (diámetro cámara exterior), que da un valor de 4.78 [W/m^{2}K]. Teniendo como resultado, una resistencia térmica de 0.185 [K/W].

Finalmente, en la Tabla 25 se muestra un resumen de las resistencias térmicas calculadas y el valor de la resistencia térmica equivalente, la pérdida de calor ($Q_{perd.}$) desde el equipo al ambiente se puede estimar con la Ecuación 32. Lo que concluye una pérdida de calor estimada de 347 [W] que equivale aproximadamente a 0.35 [kW].

$$Q_{perd.} = \frac{T_g - T_{amb}}{R_{eq}} \tag{32}$$

Donde, T_g indica la temperatura de los gases de combustión, T_{amb} la temperatura ambiente y R_{eq} la resistencia térmica equivalente.

Tabla 25: Resistencias térmicas estimadas.

R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_{eq}
0.5176 [K/W]	0.000315 [K/W]	0.093 [K/W]	0.0000325 [K/W]	0.185 [K/W]	0.79295 [K/W]

4.2.4 Entalpía de los gases producto de la combustión

La entalpía de formación asociada a los gases producto de la combustión se puede calcular con la Ecuación 33.

$$\dot{H}_g = \sum_k \dot{n}_k \cdot \overline{\Delta h}_k(T) = \dot{m}_f \cdot \sum_k n_k \cdot \overline{\Delta h}_k(T) \tag{33}$$

Donde, k representa los gases producto de una combustión completa (H_2O, CO_2, O_2, N_2), $\dot{m}_f$ es el flujo másico de combustible, n_k es la cantidad molar específica y $\overline{\Delta h}_k$ es la entalpia de formación que está en función de la temperatura de los gases, la cual se asume de 300°C.

La cantidad molar especifica de cada gas presente en los gases de combustión, es posible determinarla por medio de un análisis elemental como se presenta a continuación en las Ecuación 34 a la 37.

$$n_{H_2O} = \frac{x_H}{2.016} \tag{34}$$

$$n_{CO_2} = \frac{x_c}{12.01} \tag{35}$$

$$n_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot \beta \cdot \frac{V_{a,e}^{\circ}}{22.4} \tag{36}$$

$$n_{N_2} = \lambda \cdot (1 - \beta) \cdot \frac{V_{a,e}^{\circ}}{22.4} \tag{37}$$

Los valores de x_H y x_C representan la fracción molar másica, la cual depende de la composición del combustible que para este análisis es de 40% propano ($y_{C_3H_8} = 0.4$) y 60% butano ($y_{C_4H_{10}} = 0.6$), sus valores se calculan según lo muestra las Ecuaciones 38 a la 40.

$$m_T = m_H + m_C \tag{38}$$

$$x_H = \frac{m_H}{m_T} = \frac{\left(8 \cdot y_{C_3H_8} + 10 \cdot y_{C_4H_{10}}\right) \cdot 1.008}{m_T} \tag{39}$$

$$x_C = \frac{m_C}{m_T} = \frac{\left(3 \cdot y_{C_3H_8} + 4 \cdot y_{C_4H_{10}}\right) \cdot 12.01}{m_T} \tag{40}$$

Por otra parte, para poder realizar el análisis elemental se debe suponer el lambda (λ) con el cual trabajará el quemador, que por lo general para MPI es de 1.2 [-] y se debe conocer el oxidante que permitirá la combustión que para este caso es aire cuya fracción volumétrica (β) de O_2 es 0.21[-]. Además, es posible determinar el volumen de aire estequiométrico ($V_{a,e}^{\circ}$) a partir de la Ecuación 41.

$$V_{a,e}^{\circ} = \frac{22.4}{\beta} \cdot \left[\frac{x_c}{12.01} + \frac{x_H}{4.032}\right] \tag{41}$$

Los valores calculados de cantidad molar (n_k) se muestran en la Tabla 26.

Tabla 26: Cantidad molar especifica.

n_{H_2O}	0.08760 [kmol/kg]
n_{CO_2}	0.06856 [kmol/kg]
n_{O_2}	0.02247 [kmol/kg]
n_{N_2}	0.50727 [kmol/kg]

La entalpía de formación de los gases es posible determinarla utilizando la relación mostrada en la Ecuación 42.

$$\overline{\overline{\Delta h}}_k = \bar{h}_k(T_g) - \bar{h}_k(298) = \int_{298}^{T_g} \bar{c}_{p,k}(T) \cdot dT \tag{42}$$

Donde fueron utilizados los polinomios de temperatura tabulados en la literatura (Cengel, 2007), los que se muestran en las Ecuaciones 43 a la 46.

$$\bar{h}_{H_2O}(T) = \left(32.24 \cdot T + 0.1923 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{T^2}{2} + 1.055 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{T^3}{3} - 3.595 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{T^4}{4}\right) \tag{43}$$

$$\bar{h}_{CO_2}(T) = \left(22.26 \cdot T + 5.981 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{T^2}{2} - 3.501 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{T^3}{3} + 7.469 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{T^4}{4}\right) \tag{44}$$

$$\bar{h}_{N_2}(T) = \left(28.90 \cdot T - 0.1571 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{T^2}{2} + 0.8081 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{T^3}{3} - 2.873 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{T^4}{4}\right) \tag{45}$$

$$\bar{h}_{O_2}(T) = \left(25.48 \cdot T + 1.520 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{T^2}{2} - 0.7155 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{T^3}{3} + 1.312 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{T^4}{4}\right) \tag{46}$$

El valor de cada una de las entalpías se presenta en la Tabla 27.

Tabla 27: Entalpía gases producto de la combustión.

$\overline{\overline{\Delta h}}_{H_2O} = \bar{h}_{H_2O}(T_g) - \bar{h}_{H_2O}(298)$	9575.1 [kJ/kmol]
$\overline{\overline{\Delta h}}_{CO_2} = \bar{h}_{CO_2}(T_g) - \bar{h}_{CO_2}(298)$	11584.4 [kJ/kmol]
$\overline{\overline{\Delta h}}_{N_2} = \bar{h}_{N_2}(T_g) - \bar{h}_{N_2}(298)$	8123.1 [kJ/kmol]
$\overline{\overline{\Delta h}}_{O_2} = \bar{h}_{O_2}(T_g) - \bar{h}_{O_2}(298)$	8474.6 [kJ/kmol]

Finalmente, la entalpía de los gases producto de la combustión queda en función del flujo de combustible como se muestra en la Ecuación 47.

$$\dot{H}_g = \dot{m}_f \cdot \sum_k n_k \cdot \overline{\Delta h}_k(T) = \dot{m}_f \cdot 5943.7\ [kW] \tag{47}$$

4.2.5 Estimación de potencia requerida

Una vez calculados los flujos de calor y entalpía, es posible calcular el flujo másico de combustible y así estimar la potencia del quemador. Según los cálculos realizados, el balance térmico se muestra en las Ecuaciones 48 y 49.

$$P_{quemador} + \dot{H}_{a_1} = \dot{H}_g + \dot{Q}_{perd} + \dot{Q}_{aire} \tag{48}$$

$$45931 \cdot \dot{m}_f + 0 = 5943.7 \cdot \dot{m}_f + 0.35 + 17.7 \tag{49}$$

Donde, $P_{quemador}$ es la potencia del quemador, $\dot{H}_{a_1}$ es la entalpia de formación del aire de premezcla, $\dot{H}_g$ es la entalpia de formación de los gases de combustión, $\dot{Q}_{perd}$ es la perdida de calor al ambiente y $\dot{Q}_{aire}$ es el calor transferido desde el equipo al aire de secado. Conociendo estos parámetros, el flujo másico de combustible ($\dot{m}_f$) calculado es de 0.00045 [kg/s], con lo que la potencia que debe tener el quemador para cumplir las condiciones presentes en el sistema es de 20.7 [kW].

4.3 Dimensionamiento del quemador

Las dimensiones del quemador dependen directamente de las dimensiones del medio poroso inerte (MPI), conociendo la potencia del quemador ($P_{quemador}$) y la tasa de quemado (FR) se puede calcular el área que debe tener el MPI. Para la potencia obtenida y la tasa de quemado entregada en la Tabla 18, se estima un área de 0.00828 [m^2]. La que se calcula a partir de la Ecuación 50.

$$FR = \frac{P_{quemador}}{Área} \tag{50}$$

Como la configuración del MPI es cuadrada, sus dimensiones son de 91 x 91 [mm] pero para su diseño se considerará un MPI de 90 x 90 [mm]. Con esto se puede obtener una potencia máxima de aproximadamente 20 kW, como la modulación en quemadores de medios porosos es amplia el equipo podrá trabajar en un amplio rango de potencias teniendo algunas limitaciones de diseño y seguridad.

4.4 Limitaciones de diseño y seguridad

4.4.1.1 <u>Temperatura máxima quemador</u>

Debido al tipo acero utilizado en la estructura del quemador, existen algunas limitaciones de temperatura que permiten mantener las propiedades mecánicas del material. El acero utilizado AISI 304 inoxidable de tipo refractario de bajo contenido de carbono, tiene una temperatura de fusión de aproximada de 1,500°C, pero sobre los 1,200°C el acero comienza a tener pérdidas considerables de sus propiedades. Por lo anterior, se limita la temperatura de operación en la zona de combustión (MPI) a 1200°C cuya aislación térmica permitirá tener una menor temperatura en la estructura del quemador.

4.4.1.2 <u>Temperatura de seguridad</u>

La temperatura de autoignición del combustible (GLP) para una composición que varía de 40 – 60% de propano y 50 – 70% de butano está en el rango de 430 – 530°C. Por lo anterior, se debe considerar tener una temperatura menor a 400°C en las paredes internas del equipo, esto como una medida de seguridad en la operación para controlar el riesgo ante una eventual explosión.

5 Diseño experimental

5.1 Parámetros de operación

Al momento de poner en marcha el quemador, es necesario determinar los parámetros de operación, los cuales son, fundamentalmente, potencia y relación de aire. Para esto, es necesario conocer las propiedades del aire de combustión y del gas quemado, además de los flujos másicos de cada uno.

5.1.1 Flujo de combustible

Si bien un quemador radiante de MPI puede trabajar con cualquier gas combustible, para esta aplicación se utilizará GLP por motivos prácticos y de transportabilidad. La Tabla 28 indica las propiedades de este combustible consideradas para los cálculos. Cabe mencionar que existen muchas proporciones de mezcla de propano y butano disponibles en el mercado para GLP, que van desde 90 – 10% hasta 50 – 50% comúnmente, cuyo valor exacto es protegido por las empresas proveedoras, por lo que se ha considerado para este análisis una composición de 40 – 60%.

Tabla 28: Propiedades del GLP.

Fracción molar propano ($y_{C_3H_8}$)	0.4
Fracción molar butano ($y_{C_4H_{10}}$)	0.6
Poder calorífico inferior (H_{inf})	45931[kJ/kg]
Masa molar propano	44.08 [kg/kmol]
Masa molar butano	58.12 [kg/kmol]
Masa molar GLP	52.49 [kg/kmol]
Fracción másica propano	0.336
Fracción másica butano	0.664

Para estimar el flujo de combustible que se debe suministrar al equipo se debe conocer el punto de operación que se quiere alcanzar (potencia). Lo que entrega un flujo másico de combustible cuyo valor se puede calcular utilizando la Ecuación 51.

$$\dot{m}_f = \frac{P_{quemador}}{PCI_{GLP}} \tag{51}$$

Utilizando la ecuación de gas ideal, es posible determinar la densidad del combustible (GLP) lo que permite estimar el caudal de gas que se debe suministrar, el cual es regulado de forma manual en el equipo y medido a través de un contador que indica el consumo de combustible en Litros. La Ecuación 52 indica la forma de obtener la densidad del combustible a partir de la ecuación de gas ideal.

$$\rho_f = \frac{P_{GLP} \cdot MM_{GLP}}{T_{amb} \cdot R_u} \tag{52}$$

La densidad del combustible (ρ_f) está en función de los siguientes parámetros, la presión de trabajo de la línea de gas (P_{GLP}) la cual se considera constante a 104.16 [kPa], la masa molar del GLP (MM_{GLP}) entregada en la Tabla 28, la temperatura ambiente (T_{amb}) a la cual se desarrollan las pruebas medida en Kelvin, y la constante universal de los gases (R_u) de 8.314 [kJ/kmol K]. Con la Ecuación 53, es posible obtener el caudal de combustible ($\dot{V}_f$) que se debe suministrar al equipo para una potencia dada.

$$\dot{V}_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \tag{53}$$

5.1.2 Flujo de aire de premezcla

Para calcular el flujo de aire que se debe suministrar al equipo, se debe conocer el punto de operación en el cual se realizaran las mediciones (potencia – relación de aire). La potencia como se mencionó anteriormente determina el flujo másico de combustible necesario para que la combustión se desarrolle bajo las condiciones deseadas. Pero, además, existe otro parámetro que depende del tipo de combustible que se utiliza (GLP), conocido como volumen de aire estequiométrico normalizado ($\dot{V}_{a,e}^{\circ}$) descrito en la Ecuación 5, que entrega el caudal de aire que necesita 1 kg de combustible en condiciones normalizadas a 0 °C y 1 atm de presión para obtener una reacción de tipo estequiométrica. Para la composición de GLP utilizada el volumen de aire estequiométrico normalizado es de 11.99 [Nm^3/kg].

Es posible obtener el volumen de aire efectivo ($\dot{V}_a$), para esto se necesita conocer la relación de aire (λ) con la que debe operar el equipo. Este parámetro de entrada debe ser mayor a 1 para asegurar una combustión completa, por lo general λ varia de 1.2 – 1.5 para quemadores de MPI. El volumen de aire efectivo, es posible determinarlo a partir de la Ecuación 54.

$$\dot{V}_a = \dot{m}_f \cdot \lambda \cdot \dot{V}_{a,e}^{\circ} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot \frac{P_0}{P} \tag{54}$$

El flujo másico de combustible ($\dot{m}_f$) viene dado por la potencia a la cual se quiere operar el prototipo, la relación de aire (λ) viene dada por el operador quien debe asegurar que el equipo desarrolle una combustión completa, el volumen de aire estequiométrico ($\dot{V}_{a,e}^{\circ}$) es propia del combustible que se utiliza (GLP). Los parámetros T_0 y P_0 representan temperatura y presión respectivamente en condiciones normalizadas, el parámetro T representa la temperatura a la cual se realizan las pruebas, y P representa la presión de trabajo de la línea de aire en el equipo, que se considera constante a 102.725 kPa.

De esta forma es posible calcular el caudal efectivo de aire que se debe suministrar, además, si se conoce las dimensiones de la sección de entrada del ventilador de premezcla se puede obtener la velocidad del aire necesaria para operar bajo las condiciones deseadas. Esta velocidad es regulada de forma electrónica por medio de un circuito que controla la velocidad de giro (RPM) del ventilador de premezcla y es medida por medio de un anemómetro de hilo caliente digital.

5.1.3 Flujo aire de secado

El aire utilizado para la aplicación es entregado por un ventilador cuyo caudal máximo según las especificaciones técnicas (Tabla 8) es de 1,120 [m^3/h], este caudal se obtiene cuando el ventilador trabaja en condiciones estándares de operación a 25 °C de temperatura y 1 atm de presión.

El control del flujo de aire que ingresa al equipo se realiza por medio de un variador de frecuencia el cual regula la velocidad de giro (RPM) del motor, el rango de variación que se alcanza es de 0 – 50 Hz, donde la mayor frecuencia del ventilador entrega el máximo caudal de aire a condiciones estándares.

5.2 Instrumentación y registro de datos

5.2.1 Diagrama de instrumentación

Los diagramas de instrumentación presentados a continuación muestran los puntos en los cuales fueron conectados los instrumentos de medición para llevar a cabo las pruebas de desempeño y caracterización del prototipo. En este trabajo solo se realizaron mediciones de temperaturas y flujos, que dan a conocer el comportamiento del equipo cuando se somete a distintas cargas de potencias y excesos de aire (lambda). Estos instrumentos utilizados se dividen en dos principales grupos, indicadores y controladores, los

primeros entregan información instantánea sobre el comportamiento del equipo en ese punto, y los segundos son parámetros que permiten mantener una restricción numérica para la operación el prototipo.

Los indicadores de temperatura se representan como TI y los indicadores de flujo como FI, para ambos casos el número que acompaña a la sigla representa la ubicación donde se realiza la medición de dicho parámetro. Por otra parte, los controladores de temperatura se representan como TIC y los controladores de flujos como FIC, al igual que el caso anterior, el número que acompaña estas siglas representa la ubicación de la medición en el prototipo.

La Figura 44 muestra la instrumentación externa del equipo donde se miden los parámetros más importantes para la caracterización como es la temperatura del aire (TI-1) y el flujo de aire (FI-1), ambas mediciones indican el comportamiento del aire a la descarga y permiten caracterizar el generador de aire caliente en función de la temperatura y el caudal de aire, de forma similar a como se hace en la industria actualmente.

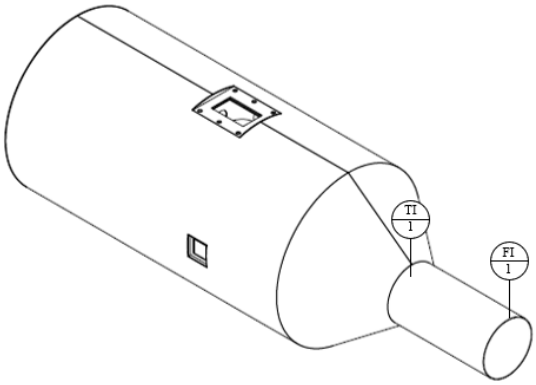


Figura 44: Instrumentación externa del prototipo.

La Figura 45 muestra la instrumentación interna del equipo, donde se pueden encontrar dos controladores de temperaturas; TIC-1 que controla la temperatura en la entrada del quemador que es el punto más crítico del intercambiador donde no se puede superar los 400 °C, y el segundo TIC-2 controla la temperatura en el MPI cuyo valor no puede superar los 1,200 °C. Además, se tienen cuatro indicadores de temperaturas, los cuales se representan como TI-2 ubicado en el colector primario, TI-3 en la cámara de combustión, TI-4 en el colector secundario y TI-5 en el tubo intercambiador. Por otra parte, se tienen dos controladores de flujos que permiten regular la inyección de la premezcla aire – combustible al prototipo, FIC-1 representa el flujo de combustible que se mide en la línea que conecta el suministro de GLP hasta la válvula monobloque, y FIC-2 que representa el flujo de aire que se ubica la entrada del soplador de premezcla.

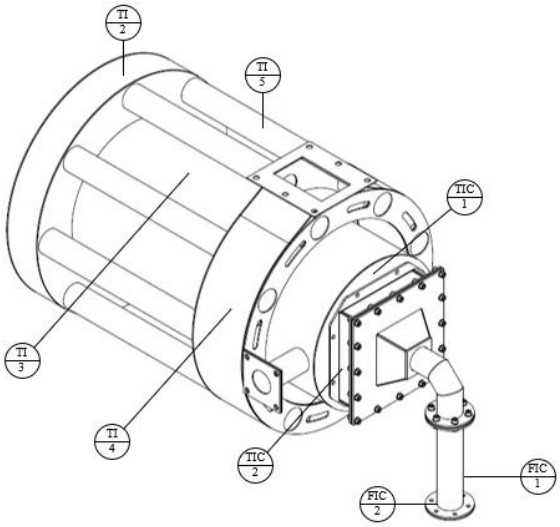


Figura 45: Instrumentación interna del prototipo.

5.2.2 Temperatura

5.2.2.1 Temperatura en el intercambiador y MPI

El control y registro de las temperaturas en el intercambiador se realiza por medio de termocuplas tipo K, como la mostrada en la Figura 46, las cuales se conectan a un módulo de adquisición de datos USB marca "OMEGA" (Modelo: OM-DAQ-USB-2400), mostrado en la Figura 47, que tiene la capacidad de registrar la temperatura en los puntos de mediciones en un rango aproximado de 1 – 10 segundos dependiendo de su programación. Este equipo además cuenta con un software capaz de mostrar la temperatura en tiempo real en los computadores, y es capaz de generar un documento Excel del registro de temperaturas en función del tiempo.

Las termocuplas tipo K son sensores de temperaturas utilizados ampliamente en la industria, su funcionamiento es mediante la unión (soldadura) de dos alambres de distintos materiales que al momento de aplicar temperatura en la unión se genera un pequeño voltaje (efecto Seebeck) del orden de los milivolts que aumenta con la temperatura. Este pequeño voltaje se convierte en una señal análoga que es leída por el módulo de adquisición de datos y de esta forma se estima una temperatura. Las termocuplas tipo K tienen un alto rango de medición que va desde los -180°C hasta los 1,300°C, por esto mismo su aplicación en la industria es muy variada.

Figura 46: Termocupla tipo K.

Figura 47: Módulo de adquisición de datos marca Omega.

Para este caso las termocuplas miden las temperaturas de las paredes externas del intercambiador (Figura 26), las cuales se distribuyen en los componentes principales, estos son: entrada quemador (TIC-1), colector primario (TI-2), cámara de combustión (TI-3), colector secundario (TI-4) y tubo intercambiador (TI-5). Existe una sexta termocupla que se instala en las paredes del MPI (TIC-2) y permite tener un control de la temperatura cerca de la zona de combustión.

5.2.2.2 Temperatura en la cámara exterior

El control y registro de temperatura en la cámara exterior se realiza por medio de un termómetro infrarrojo cuyo rango de medición va desde los -32°C hasta los 540°C, con una resolución de 0.1°C. La función de temperatura se encuentra dentro de una de las opciones de operación de un termo – anemómetro punta incandescente marca "VETO" que se presenta en la Figura 48.

El registro de la temperatura de la pared exterior del equipo permite tener un control de la perdida de calor que existe en el prototipo, y sirve como una medida de seguridad para el operador. La manipulación del instrumento se realiza de forma manual y su registro se toma de forma periódica para cada ensayo.

Figura 48: Termo-anemómetro punta incandescente marca Veto.

5.2.2.3 Temperatura de salida aire de secado

El registro y control de la temperatura de salida del aire para el proceso de deshidratado se realiza por medio de un sensor de temperatura de tipo PT – 100, su funcionamiento cuenta con un alambre de platino que a medida que aumenta la temperatura aumenta su resistencia eléctrica, generando una señal análoga que es captada a través de un PLC que traduce esta señal a una temperatura. Su aplicación se especializa en procesos de baja temperatura entre los – 100 °C y los 200°C, y permite medir temperatura en flujos (gas – liquido).

En el prototipo, la PT – 100 es instalada en el cono de descarga donde pasa el flujo de aire calentado por el sistema como se muestra en la Figura 49, esto permite tener un control de la temperatura de deshidratación que se alcanza en los distintos puntos de operación, medición importante para la caracterización del equipo. En la Figura 44 se muestra la instalación de la PT – 100, representada por la simbología TI-1.

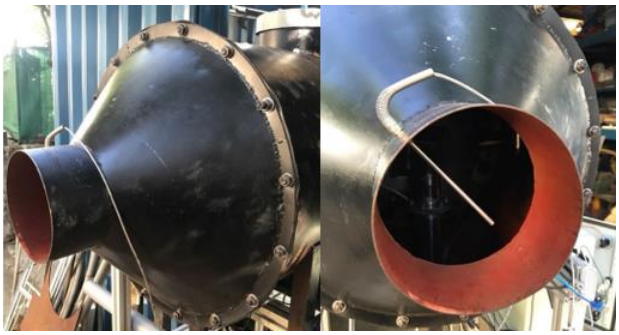


Figura 49: Instalación PT-100 en cono de descarga.

5.2.3 Flujos de aire y combustible

5.2.3.1 Velocidad entrada aire de premezcla

Para medir el flujo de aire en el ingreso del ventilador de premezcla se utiliza el termo – anemómetro punta incandescente marca “VETO” mostrado en la Figura 48. La principal función de este instrumento es medir la velocidad del aire dentro de un rango de 0 – 40 [m/s], con una resolución de 0.01 [m/s].

En el prototipo, el ingreso del aire de premezcla se realiza a temperatura ambiente y el instrumento se instala en un tubo de PVC de 50 [mm] de diámetro externo y de 50 [cm] de largo, asegurando un flujo completamente desarrollado para la medición. Este tubo es instalado en el Venturi acoplado al soplador de premezcla por el cual ingresa el aire para la combustión. La utilización del equipo es manual y el registro se realiza de forma periódica en cada prueba, lo que permite estimar el lambda real en el que opera el prototipo. En la Figura 45 se representa este instrumento como un controlador de flujo FIC-2 y en la Figura 50 se muestra la instalación del anemómetro al ingreso del soplador de premezcla.

Figura 50: Instalación anemómetro entrada soplador de premezcla.

5.2.3.2 Velocidad salida aire de secado

La medición del flujo de aire que sale del cono de descarga se realiza con el mismo termo – anemómetro punta incandescente descrito anteriormente. Para este caso, se debe tener en consideración la temperatura de salida del aire, debido a que el sensor para medir la velocidad es sensible a altas temperaturas por lo tanto se limita su funcionamiento a rangos de temperaturas de 0 a 70 °C. Para flujos de aire con una temperatura mayor a 70°C se estima una velocidad de salida a partir de la ecuación de continuidad y las propiedades específicas del aire.

En el prototipo, el instrumento es instalado a 1.5 [m] desde la salida del cono de descarga, esto para asegurar un flujo completamente desarrollado en la medición. La utilización del equipo es manual y el registro de datos se realiza de forma periódica en cada prueba. En la Figura 44 se muestra la instalación del anemómetro como un indicador de flujo FI-1 y en la Figura 51 se muestra la instalación del instrumento a la salida del equipo generador de aire caliente.

Figura 51: Instalación anemómetro a la salida del prototipo.

5.2.3.3 Consumo de combustible

Para estimar el caudal de combustible que se suministra al prototipo, se instala un medidor de gas de marca "ITRON" entre el galón de GLP y el equipo controlador de flujo (Figura 38 – 39), el cual es capaz de medir el consumo en [L]. Su instalación es manual conectando el flexible a la entrada y salida del instrumento, como se muestra en la Figura 52.

Figura 52: Instalación medidor de gas en el prototipo.

El registro de datos se realiza de forma manual, y para estimar el caudal volumétrico de combustible se debe medir el tiempo en que se realiza cada prueba. De esta forma, será posible determinar la potencia en la que opera el quemador. En el diagrama de instrumentación presentado en la Figura 45 el consumo de combustible se mide con un controlador de flujo y se representa por la simbología FIC-1.

5.2.4 Analizador de gases

Las emisiones generadas por la combustión es uno de los parámetros más importantes en la caracterización y posterior certificación del equipo. En Chile, estos parámetros son limitados por el Instituto Nacional de Normalización (INN) pero existen también otras organizaciones que regulan las emisiones contaminantes de uso doméstico o industrial como es la Organización Mundial de la Salud (OMS).

La medición de las emisiones generadas por el prototipo se realiza por medio de un analizador portátil de combustión de marca "BOSTON", el cual permite registrar la concentración en PPM (Partes Por Millón) de CO, NO_x y CO_2 producto de la combustión. Por otra parte, el instrumento es capaz de medir el lambda en que opera el equipo y la temperatura que alcanzan los gases de combustión. En la Figura 53 se muestra el analizador de gases.

Figura 53: Analizador de gases marco Boston.

El equipo se utiliza de forma manual, y el registro de datos se debe realizar de forma periódica en cada una de las pruebas. Como el prototipo es capaz de operar de forma directa e indirecta, esta medición toma relevancia cuando los gases de combustión salen de forma independiente (modo indirecto), a diferencia de cuando la descarga de gases se mezcla con el aire de secado (modo directo), en este caso las mediciones se ven afectadas generando otras concentraciones de contaminantes.

5.3 Pruebas para determinar el estado transiente

El estado estacionario define una invariabilidad de los parámetros que establecen el comportamiento del equipo a través del tiempo, de esta forma se asegura que las mediciones realizadas en el prototipo no se vean afectadas. El estado precedente al estacionario se conoce como estado transiente, donde los parámetros que definen el comportamiento del sistema permanecen en un constante cambio.

Para determinar el tiempo de estabilización (τ), desde que el equipo pasa de un estado transiente a uno estacionario se debe realizar un análisis experimental, donde se buscan 4 puntos de operación que definan de forma global el comportamiento del prototipo, estos son:

Tabla 29: Puntos de operación para determinar el estado transiente.

Punto operación (n)	Potencia [kW]	Lambda [-]	Frecuencia Ventilador [Hz]
1	8	1.4	45
2	8	1.4	15
3	16	1.4	45
4	16	1.4	15

Para las pruebas se utilizó una potencia baja de 8 [kW] y una potencia alta de 16 [kW], para ambos casos el lambda es el mismo como lo muestra la Tabla 29. Para cada potencia, se utiliza un caudal de aire fijo a máxima y mínima frecuencia de trabajo del ventilador, el que entrega un caudal máximo de operación a máxima frecuencia de 45 [Hz], y un caudal mínimo de operación a mínima frecuencia de 15 [Hz]. Realizar las pruebas de estabilización del sistema en los puntos límites de operación es relevante para conocer el comportamiento de las temperaturas y los flujos de calor al interior del equipo.

Esta prueba considera el registro y control de los siguientes parámetros:

- Temperatura en la entrada del quemador (TIC-1).
- Temperatura en el colector primario (TI-2).
- Temperatura en la cámara de combustión (TI-3).
- Temperatura en el colector secundario (TI-4)
- Temperatura en el tubo intercambiador (TI-5).
- Temperatura en el MPI (TIC-2).

Para cada una de estas temperaturas se debe medir el tiempo de estabilización (τ), con ayuda del software "DAQ" asociado al módulo de adquisición de datos es posible tener la curva de temperatura en función del tiempo, y con esto se analiza el comportamiento de cada una de las termocuplas instaladas en el intercambiador. Para determinar el tiempo de estabilización de un punto de operación (τ_n), se debe sacar un promedio del tiempo de estabilización de todas las curvas de temperatura como se muestra en la Ecuación 55.

$$\tau_n = \frac{\tau_{TIC-1} + \tau_{TI-2} + \tau_{TI-3} + \tau_{TI-4} + \tau_{TI-5} + \tau_{TIC-2}}{6} \tag{55}$$

Es importante mencionar, que una curva de temperatura entra en su estado estacionario cuando la temperatura permanece constante en función del tiempo y la gráfica no presenta mayores variaciones. Para esto, las pruebas se deben realizar considerando condiciones ambientales en las paredes internas del equipo, esto es, que cada temperatura medida debe estar inicialmente bajo los 30°C.

Finalmente, para determinar el tiempo de estabilización que se debe considerar en cada una de las mediciones de caracterización del equipo, se debe tomar un promedio del tiempo de estabilización de cada uno de los puntos de operación analizados ($n = 1, 2, 3\ y\ 4$), de esta forma es posible definir el comportamiento global de estabilización en todo el rango de operación del equipo. Es importante mencionar, que para estas pruebas no se consideraron errores asociados a la medición debido a que estas fueron efectuadas de forma continua en el tiempo por el módulo de adquisición de datos.

5.4 Pruebas de caracterización

Las pruebas de caracterización buscan evaluar el comportamiento del equipo en función a tres variables principales:

1. Temperatura de salida del aire.
2. Caudal de salida del aire.
3. Emisiones generadas en la combustión.

Estas pruebas se realizan para las dos configuraciones de funcionamiento del equipo, ya sea como un generador de aire caliente directo o indirecto. Para ambos casos se utilizan 6 puntos de operación, como lo muestra la Tabla 30.

Tabla 30: Puntos de operación para la caracterización, funcionamiento directo o indirecto.

Punto operación (n)	Potencia [kW]	Lambda [-]	Frecuencia Ventilador [Hz]
1	9	1.2	15 – 45
2	9	1.4	15 – 45
3	14	1.2	15 – 45
4	14	1.4	15 – 45
5	18	1.2	15 – 45
6	18	1.4	15 – 45

Se busca caracterizar el prototipo de forma global y para esto se seleccionan tres potencias: baja, media y alta, de tal forma que el equipo cumpla con las condiciones de operación para el deshidratado de alimentos. Además, para una potencia dada se opera con dos lambdas que permite tener un mejor análisis del comportamiento de la combustión. Finalmente, para todos los casos, se varía la frecuencia del ventilador de la siguiente forma: 45, 40, 35, 30, 25, 20 y 15 [Hz], cambiando de este modo el caudal de salida del aire. Si bien, el ventilador puede funcionar con una frecuencia de 0 – 50 [Hz] para fines prácticos se utilizó un rango de 15 – 45 [Hz]. Es importante mencionar, que para estas pruebas el error experimental se determina a partir de la desviación estándar de los datos medidos. Al momento de realizar las pruebas de caracterización en el equipo, es importante tener en consideración los siguientes parámetros.

5.4.1 Parámetros operacionales

Estos parámetros son los datos de entrada al equipo los cuales establecen su punto de operación como lo muestra la Tabla 30. Para poder estimar el punto de operación real (potencia y lambda) en que está trabajando el equipo al momento de realizar las pruebas de caracterización se deben medir las siguientes variables:

- Velocidad del aire de premezcla – FIC-2.
- Consumo de combustible – FIC-1.
- Tiempo de operación bajo una única configuración – Cronómetro.

Con esto es posible determinar la potencia y lambda real en que opera el prototipo, y ver las fluctuaciones que se presentan a medida que cambia el caudal de salida.

5.4.2 Parámetros de caracterización

La caracterización del equipo para el deshidratado de alimentos debe tomar en consideración la temperatura y caudal de salida del aire para cada uno de los puntos que se analizan según la Tabla 30. El funcionamiento semi – industrial de esta aplicación considera que el parámetro de temperatura varía entre 40 – 90°C y el caudal entre 300 – 1,100 [m^3/h], dependiendo del alimento y las condiciones finales que se quieren obtener del producto. Por lo anterior, se busca construir una gráfica que represente la variación de la temperatura en función del caudal para los distintos puntos que se analizan, y así compararlos con los valores teóricos antes mencionados.

La temperatura de aire a la salida se mide por un sensor PT – 100 (TI-1) conectado a un PLC que entrega un registro en tiempo real de la temperatura, y el caudal por otra parte, se puede determinar de dos formas: la primera con un termo – anemómetro que mide la velocidad del flujo (FI-1) para temperaturas menores a 70°C debido a limitaciones del instrumento, y la segunda, es mediante la ecuación de continuidad teniendo la temperatura de salida y el flujo másico.

Las emisiones generadas en la combustión es una tercera variable que permite caracterizar el prototipo, para esto se utiliza un analizador que es capaz de determinar la composición de los gases en el quemador. Este análisis de debe realizar para cada uno de los puntos de operación y, particularmente, nos interesen las emisiones de CO y de $NO_{x.}$

En ambos casos, se trata de gases altamente tóxicos para el ser humano, y que pueden llegar a contaminar los alimentos, por lo que, como mínimo, se espera cumplir con lo establecido en la normativa respecto a estas emisiones. Esta medición solo se considera representativa en el caso de un funcionamiento de tipo indirecto, donde los gases no entran en contacto con el aire de secado y, por lo tanto, no se alteran los resultados; para esto se añade al equipo un ducto de descarga de gases el cual posee una perforación que permite realizar las mediciones.

5.4.3 Parámetros de control

Los parámetros de control permiten mantener la temperatura bajo los límites de seguridad en la operación, esto es, inferior los 400°C en las paredes del intercambiador e inferior a 1,200°C en la zona de la combustión (MPI). Para esto se realiza un control y registro del comportamiento de las temperaturas utilizando el módulo de adquisición de datos que entrega una medición en tiempo real de las termocuplas. De esta forma, se tiene un registro global de la distribución de temperaturas al interior del intercambiador, y permite obtener un patrón de comportamiento para cada punto en el cual se realizan las pruebas. Es posible obtener una gráfica de temperatura en función del cambio de caudal de aire para cada uno de los puntos dados (potencia – lambda).

6 Procedimiento experimental

6.1 Procedimientos generales

A continuación, se detallan procedimientos recurrentes durante todo el trabajo realizado, los cuales son ejecutados de forma sistemática cada vez que es requerido.

6.1.1 Elementos de seguridad y protección personal

Antes de cualquier operación con el equipo es necesario asegurar que se disponga de los elementos de seguridad necesarios. Estos son:

1. Extintor de incendios.
2. Buzo u overol.
3. Zapatos de seguridad.
4. Guantes de soldador.
5. Lentes o máscara de seguridad.
6. Protección auditiva tipo fono.
7. Válvula de cierre y acceso rápido a la alimentación de gas.

6.1.2 Detección de fugas

Este procedimiento se debe realizar cada vez que se va a operar el equipo por primera vez en una misma jornada, en una instalación que ha sufrido cualquier tipo de intervención en la línea de gas o luego de cambiar la configuración de operación del equipo (modalidad directa o indirecta). El protocolo consiste en:

1. Verificar que todas las piezas de la línea de gas se encuentren bien ajustadas y que la válvula principal de paso se encuentre cerrada.
2. Con el quemador des energizado, abrir el paso principal de gas.
3. Con el detector de fugas, inspeccionar cada elemento de la línea de gas.
4. En el caso de haber fugas, identificar el punto problemático y corregir el problema.
5. Si la fuga persiste, detener el procedimiento hasta eliminarla completamente.
6. Si no se detectan fugas, poner en marcha el equipo.
7. Con el equipo encendido, inspeccionar si existen fugas por la zona de descarga de aire.

6.1.3 Encendido general del equipo

Para poner en marcha el equipo, se requiere haber verificado previamente los elementos de seguridad y alcanzar el punto 6 del procedimiento de detección de fugas, salvo que se trate de una puesta en marcha en una instalación ya inspeccionada. Es importante mencionar, que para esto debe haber seleccionado previamente la configuración de operación del equipo generador de aire caliente (modalidad directa o indirecta). Los pasos que seguir son:

1. Conectar el equipo y sus componentes a la alimentación eléctrica.
2. Conectar el equipo a la línea de gas.
3. Encender el ventilador de aire que entrega el caudal de operación del equipo a su máxima velocidad de trabajo (45 [Hz]).
4. Realizar un ajuste desde la perilla de la válvula controladora de flujo para que el paso de gas sea bajo al momento de encender el equipo.

5. Verificar que el tubo de admisión de aire se encuentre bien ajustado al ventilador de premezcla, con el anemómetro bien instalado según las especificaciones del instrumento.
6. Encender el anemómetro y verificar que su lectura sea cero, debido a que aún no se enciende el sistema de impulsión de premezcla.
7. Definir la velocidad del aire de combustión y caudal de gas necesarios para que el encendido del equipo sea a una potencia menor de 8 [kW] y un lambda superior a 1.2 [-].
8. Definir la velocidad del aire de combustión y caudal de gas necesarios para la operación del equipo a la potencia y relación de aire deseada.
9. Abrir el paso de alimentación de gas hacia el quemador y ajustar su flujo para obtener el valor definido en el punto 7.
10. Verificar que este energizado el sistema de control.
11. Pulsar el botón de encendido en el panel de control.
12. Mientras se ejecuta la pre-ventilación del equipo, ajustar la velocidad del ventilador de premezcla hasta obtener el flujo de aire definido en el paso 7.
13. Esperar hasta que se complete la secuencia de encendido.
    - Si no se logra el encendido del equipo, reintentar pulsando el botón de encendido nuevamente.
    - Si el problema persiste, inspeccionar el correcto funcionamiento de la llama piloto del quemador.
    - Si se logra el encendido de la llama piloto, pero inmediatamente se detiene la secuencia de encendido, verificar la correcta conexión del circuito que controla el equipo.
14. Tras el encendido exitoso del equipo, regular el flujo de gas en el controlador de flujo hasta el valor definido en 7.
15. Inspeccionar el encendido del cabezal hasta lograr la estabilización de la combustión en el MPI. En el caso que se apague el equipo, reintentar desde el punto 11.
16. Si el encendido es exitoso y estable, regular lentamente los flujos de gas y de aire de combustión hasta los valores deseados, definidos en el punto 8.
17. Regular la frecuencia del ventilador de aire hasta obtener el caudal necesario para el proceso de deshidratación que se realizará.
18. Monitorear permanentemente el cabezal del quemador, verificando que este trabaje correctamente:
    - Ante indicios de apagado del medio poroso o inestabilidad de operación, ajustar los flujos de gas y aire para un reencendido.
    - Ante el apagado del equipo, detener el quemador y verificar el cierre del paso de combustible.

6.1.4 Detención general del equipo

La detención del equipo se realiza de forma automática pulsando el botón de apago desde el panel de control, de esta forma se cerrará el paso de gas hacia el quemador y se detendrá la impulsión de la premezcla desde el ventilador. Es importante, tener una detención conjunta del ventilador y del paso de gas para evitar un enfriamiento brusco del medio poroso que podría generar fisuras por choque térmico.

Para verificar el correcto apagado del equipo se debe comprobar que no existe flujo de gas desde el controlador de flujo hasta el quemador, para esto existe un indicador de paso de gas en el sistema. Si existe algún tipo de falla en el sistema de control, se debe cerrar la válvula de paso en el cilindro de forma manual. Para verificar el apagado del ventilador de premezcla, se debe comprobar que la velocidad de flujo es cero en el anemómetro instalado en el tubo que este acoplado al Venturi (FIC-2).

Finalmente, se debe detener el ventilador que entrega el caudal para el deshidratado de los alimentos, lo cual se realiza de forma manual en variador de frecuencia que controla el funcionamiento del ventilador. Se recomienda dejar un tiempo aproximado de 10 minutos funcionando el ventilador para acelerar el proceso de enfriamiento de las paredes del equipo, si este no se utilizara más durante la jornada.

6.2 Estado transiente

A continuación, se detallan los procedimientos realizados durante el trabajo experimental para determinar el estado transiente del equipo. Estas pruebas se llevan a cabo en un periodo de dos días, los cuales permiten tener las condiciones óptimas para su desarrollo.

6.2.1 Montaje del equipo

Antes de comenzar con las pruebas en el equipo, es necesario realizar un montaje de la configuración experimental descrita en la sección 5.3. Para esto, los pasos a seguir son:

1. El día anterior a comenzar las pruebas para determinar el estado transiente se debe dejar establecido el punto de operación 1 descrito en la Tabla 29. Esto debido a que el equipo se debe encontrar en condiciones ambientales, para obtener una curva de estabilización.
2. El primer día de mediciones se debe montar el equipo con el punto en que se va a operar previamente establecido. Se debe considerar el espacio suficiente para la instrumentalización.
3. Se debe asegurar que se cuenten con los elementos de seguridad y protección personal descritos en 6.1.1.
4. Montar y fijar el anemómetro para medir la velocidad de entrada del aire a la premezcla (FIC-2).
5. Montar y ajustar el medidor de gas entre la fuente de combustible y el controlador de flujo (FIC-1).
6. Conectar el equipo a la fuente de energía.
7. Conectar el equipo a la línea de gas y abrir su válvula de paso.
8. Comenzar el proceso de detección de fugas descrito en 6.1.2.
9. Encender los instrumentos de medición y verificar que se encuentran bien ajustados.
10. Comenzar las mediciones de temperatura al interior del equipo con el software del módulo de adquisición de datos.
11. Realizar el encendido del equipo al punto de operación establecido el día anterior.
12. Verificar que tanto el quemador como los sistemas de medición se encuentren correctamente instalados y operativos.
13. Realizar las mediciones.
14. Una vez terminadas las mediciones del primer punto de operación descrito en la Tabla 29. Se debe buscar el segundo punto de operación, estabilizar el sistema y apagar el quemador.
15. Se debe dejar enfriar el equipo con el ventilador a máxima frecuencia de trabajo para alcanzar nuevamente las condiciones ambientales.
16. Una vez alcanzadas las condiciones iniciales de medición se debe encender el equipo en las condiciones previamente establecidas.
17. Verificar que tanto el quemador como los sistemas de medición se encuentren correctamente instalados y operativos.
18. Realizar las mediciones.
19. Una vez terminadas las mediciones del segundo punto de operación descrito en la Tabla 29. Se debe buscar el tercer punto de operación, estabilizar el sistema y apagar el quemador.
20. Se debe repetir el procedimiento descrito el segundo día de mediciones para los puntos 3 y 4 de la Tabla 29.

6.2.2 Registro de datos

Tras efectuar el montaje experimental, se procede al registro de datos de las pruebas. El siguiente procedimiento se debe realizar para cada punto de operación establecidos en la Tabla 29, asegurando que se cumplan las condiciones iniciales necesarias para llevar a cabo las mediciones.

1. Comenzar el registro de datos de las temperaturas al interior del equipo con el software del módulo de adquisición de datos.
2. Una vez encendido el equipo, registrar la velocidad del aire a la entrada del ventilador de premezcla y el flujo de combustible que se entrega al sistema en un tiempo de un minuto.
3. Verificar que se esté operando a la potencia y lambda establecida.
4. El registro de temperaturas se lleva a cabo en un tiempo de 1 hora desde el encendido, bajo una única configuración de operación.
5. Después de concurrido ese tiempo, se debe detener el registro de temperaturas al interior del equipo. El software es capaz de generar un archivo Excel con el registro de temperaturas, el que posteriormente se debe analizar.
6. Repetir el procedimiento con el siguiente punto de operación establecido.

El procedimiento descrito anteriormente se realiza bajo la modalidad de funcionamiento de generador indirecto, donde la salida del aire y los gases es de forma independiente.

6.3 Caracterización del equipo

A continuación, se detallan los procedimientos realizados durante el trabajo experimental para la caracterización del equipo, según la configuración de funcionamiento utilizada.

6.3.1 Configuración indirecta

Las pruebas de caracterización del equipo para una modalidad de funcionamiento indirecto se deben realizar para todos los puntos de operación establecidos en la Tabla 30.

6.3.1.1 Montaje del equipo

Antes de comenzar con las pruebas de caracterización del equipo, es necesario realizar el montaje de la configuración experimental descrita en 5.4. Para esto, los pasos a seguir son:

1. Montar el equipo en el lugar donde se va a operar, teniendo en consideración el espacio suficiente para su instrumentalización.
2. Se debe asegurar que se cuentan con los elementos de seguridad descritos en 6.1.1.
3. Fijar en la descarga la modalidad de funcionamiento de generador de aire de tipo indirecto.
4. Configurar el equipo según los parámetros de operación para la puesta en marcha.
5. Montar y fijar el anemómetro para medir la velocidad de entrada del aire a la premezcla.
6. Montar y fijar el anemómetro para medir la velocidad de salida del aire en la descarga.
7. Montar y fijar el analizador portátil en la descarga de los gases de combustión.
8. Montar y ajustar el medidor de gas entre la fuente de combustible y el controlador de flujo.
9. Ajustar el sensor de temperatura PT-100 en el cono de descarga.
10. Conectar el equipo a la fuente de energía.
11. Conectar el equipo a la línea de gas y abrir su válvula de paso.
12. Comenzar el proceso de detección de fugas descrito en 6.1.2.
13. Encender el ventilador que entrega el caudal de aire a su máxima frecuencia de trabajo.
14. Comenzar las mediciones de temperatura al interior del equipo con el software del módulo de adquisición de datos.

15. Encender los instrumentos de medición y verificar que se encuentran bien ajustados.
16. Realizar el encendido del equipo siguiendo el procedimiento descrito en 6.1.3.
17. Verificar que tanto el quemador como los sistemas de medición se encuentren correctamente instalados y operativos.
18. Realizar las pruebas.

6.3.1.2 Registro de datos

Tras efectuar el montaje experimental, se procede al registro de datos de las pruebas. Para esto, el procedimiento desarrollado es:

1. Antes de comenzar las mediciones, se debe registrar la velocidad del aire a la entrada del ventilador de premezcla y el flujo de combustible que se entrega al sistema en un tiempo de un minuto.
2. Verificar que el equipo opere a la potencia y lambda deseados, según lo descrito en la Tabla 30.
3. Verificar que el ventilador que entrega el caudal de aire esté operando a su máxima frecuencia de trabajo de 45 [Hz].
4. Comenzar el registro de datos de las temperaturas al interior del equipo con el software del módulo de adquisición de datos.
5. Esperar un tiempo de 10 minutos para lograr la estabilización del equipo y realizar las mediciones dentro del estado estacionario.
6. Una vez trascurrido este tiempo se deben registrar las mediciones de operación del equipo. Estas mediciones son:
   - Velocidad de entrada del aire de premezcla.
   - Flujo de gas que se entrega al sistema en un tiempo de 2 minutos.
7. De forma conjunta se deben registrar las mediciones de caracterización del equipo. Estas mediciones son:
   - Temperatura de salida del aire (PT-100).
   - Velocidad y caudal de salida del aire.
   - Emisiones de CO, NO_x y CO_2.
   - Temperatura de los gases de combustión.
   - Lambda medido en el analizador de gases
8. Por último, se debe tomar registro de las mediciones de control del equipo. Estas mediciones son:
   - Temperatura en la entrada del quemador (TIC-1).
   - Temperatura en el colector primario (TI-2).
   - Temperatura en la cámara de combustión (TI-3).
   - Temperatura en el colector secundario (TI-4).
   - Temperatura en el tubo intercambiador (TI-5).
   - Temperatura en el MPI (TIC-2).
9. De forma consecutiva se deben realizar 6 veces estas mediciones bajo una única configuración de funcionamiento (potencia, lambda y frecuencia de ventilador).
10. Una vez terminadas estas mediciones se debe bajar la frecuencia del ventilador a 40 [Hz] manteniendo la misma potencia y lambda, esperar un tiempo de 10 minutos para la estabilización del sistema.
11. Luego de este tiempo, se comienza nuevamente el registro de datos según lo especificado en los puntos 6, 7, 8 y 9.
12. De esta forma se debe proceder bajando la frecuencia del ventilador en pasos de 5 [Hz] hasta llegar a la frecuencia de trabajo mínima de 15 [Hz]. Completando un barrido de frecuencias a una potencia y lambda fijo.
13. Una vez terminado el barrido de frecuencias se debe apagar el equipo.

Es importante mencionar, que se debe esperar 10 minutos para la estabilización del sistema cada vez que se varié la frecuencia del ventilador a una potencia y lambda fijo. Además, este procedimiento se debe realizar para cada uno de los puntos de operación descritos en la Tabla 30, bajo la configuración de funcionamiento indirecto.

6.3.2 Configuración directa

Las pruebas de caracterización del equipo para una modalidad de funcionamiento directo se deben realizar para todos los puntos de operación establecidos en la Tabla 30.

6.3.2.1 Montaje del equipo

Antes de comenzar con las pruebas de caracterización del equipo, es necesario realizar el montaje de la configuración experimental descrita en 5.4. Para esto, los pasos a seguir son:

1. Montar el equipo en el lugar donde se va a operar, teniendo en consideración el espacio suficiente para su instrumentalización.
2. Se debe asegurar que se cuentan con los elementos de seguridad descritos en 6.1.1.
3. Fijar en la descarga la modalidad de funcionamiento de generador de aire de tipo directo.
4. Configurar el equipo según los parámetros de operación para la puesta en marcha.
5. Montar y fijar el anemómetro para medir la velocidad de entrada del aire a la premezcla.
6. Montar y ajustar el medidor de gas entre la fuente de combustible y el controlador de flujo.
7. Ajustar el sensor de temperatura PT-100 en el cono de descarga.
8. Conectar el equipo a la fuente de energía.
9. Conectar el equipo a la línea de gas y abrir su válvula de paso.
10. Comenzar el proceso de detección de fugas descrito en 6.1.2.
11. Encender el ventilador que entrega el caudal de aire a su máxima frecuencia de trabajo.
12. Comenzar las mediciones de temperatura al interior del equipo con el software del módulo de adquisición de datos.
13. Encender los instrumentos de medición y verificar que se encuentran bien ajustados.
14. Realizar el encendido del equipo siguiendo el procedimiento descrito en 6.1.3.
15. Verificar que tanto el quemador como los sistemas de medición se encuentren correctamente instalados y operativos.
16. Realizar las pruebas.

6.3.2.2 Registro de datos

Tras efectuar el montaje experimental, se procede al registro de datos de las pruebas. Para esto, el procedimiento desarrollado es:

1. Antes de comenzar las mediciones, se debe registrar la velocidad del aire a la entrada del ventilador de premezcla y el flujo de combustible que se entrega al sistema en un tiempo de un minuto.
2. Verificar que el equipo opere a la potencia y lambda deseados, según lo descrito en la Tabla 30.
3. Verificar que el ventilador que entrega el caudal de aire esté operando a su máxima frecuencia de trabajo de 45 [Hz].
4. Comenzar el registro de datos de las temperaturas al interior del equipo con el software del módulo de adquisición de datos.
5. Esperar un tiempo de 10 minutos para lograr la estabilización del equipo y realizar las mediciones dentro del estado estacionario.
6. Una vez trascurrido este tiempo se deben registrar las mediciones de operación del equipo. Estas mediciones son:
    - Velocidad de entrada del aire de premezcla.

- Flujo de gas que se entrega al sistema en un tiempo de 2 minutos.

7. De forma conjunta se deben registrar las mediciones de caracterización del equipo. Estas mediciones son:
   - Temperatura de salida del aire.
   - Velocidad y caudal de salida del aire.
8. Por último, se debe tomar registro de las mediciones de control del equipo. Estas mediciones son:
   - Temperatura en la entrada del quemador (TIC-1).
   - Temperatura en el colector primario (TI-2).
   - Temperatura en la cámara de combustión (TI-3).
   - Temperatura en el colector secundario (TI-4).
   - Temperatura en el tubo intercambiador (TI-5).
   - Temperatura en el MPI (TIC-2).
9. De forma consecutiva se deben realizar 6 veces estas mediciones bajo una única configuración de funcionamiento (potencia, lambda y frecuencia de ventilador).
10. Una vez terminadas estas mediciones se debe bajar la frecuencia del ventilador a 40 [Hz] manteniendo la misma potencia y lambda, esperar un tiempo de 10 minutos para la estabilización del sistema.
11. Luego de este tiempo, se comienza nuevamente el registro de datos según lo especificado en los puntos 6, 7, 8 y 9.
12. De esta forma se debe proceder bajando la frecuencia del ventilador en pasos de 5 [Hz] hasta llegar a la frecuencia de trabajo mínima de 15 [Hz]. Completando un barrido de frecuencias a una potencia y lambda fijo.
13. Una vez terminado el barrido de frecuencias se debe apagar el equipo.

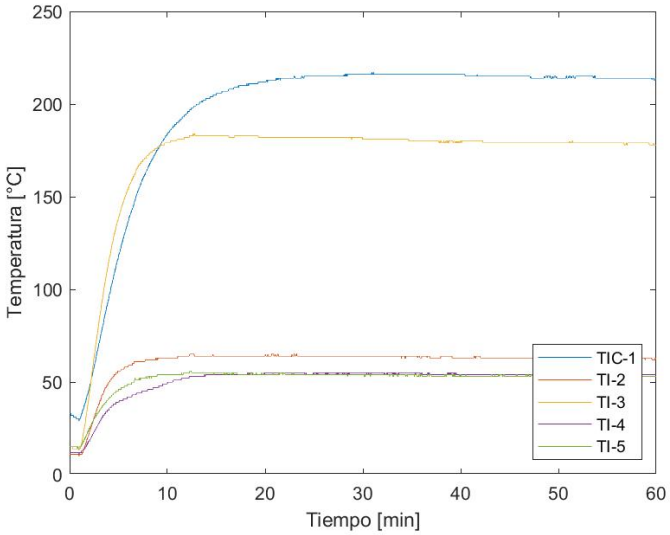
Es importante mencionar, que se debe esperar 10 minutos para la estabilización del sistema cada vez que se varié la frecuencia del ventilador a una potencia y lambda fijo. Además, este procedimiento se debe realizar para cada uno de los puntos de operación descritos en la Tabla 30, bajo la configuración de funcionamiento directo.

7 Resultados y discusión

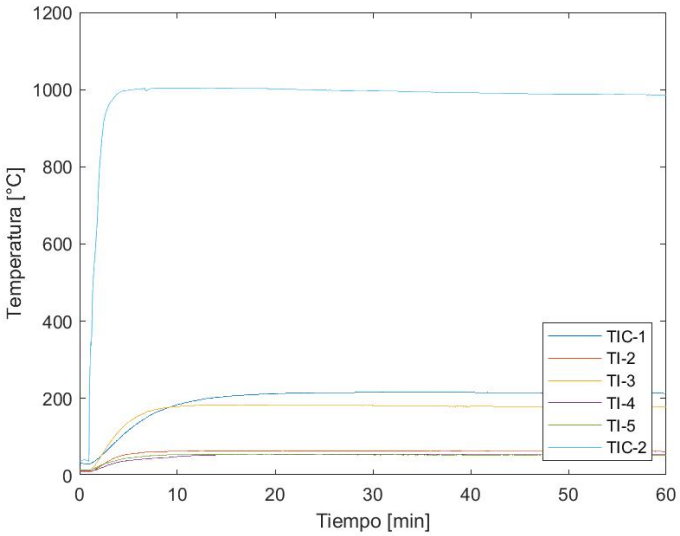
7.1 Estado transiente

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para cada punto de operación establecido en la Tabla 29 para determinar el estado transiente del sistema, según el procedimiento descrito en el punto 6.2.

7.1.1 Punto de operación 1: 8 kW – 1.4 – 45 Hz



Gráfica 2: Curvas de estabilización temperaturas internas (Punto 1).

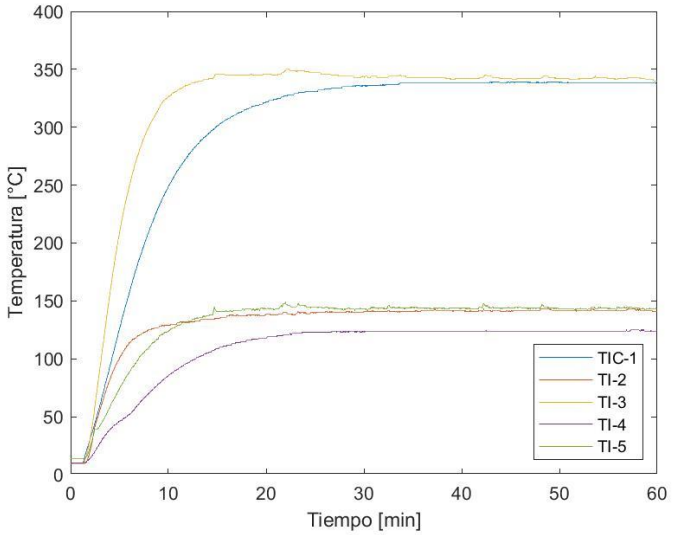


Gráfica 3: Curvas de estabilización temperaturas internas y MPI (Punto 1).

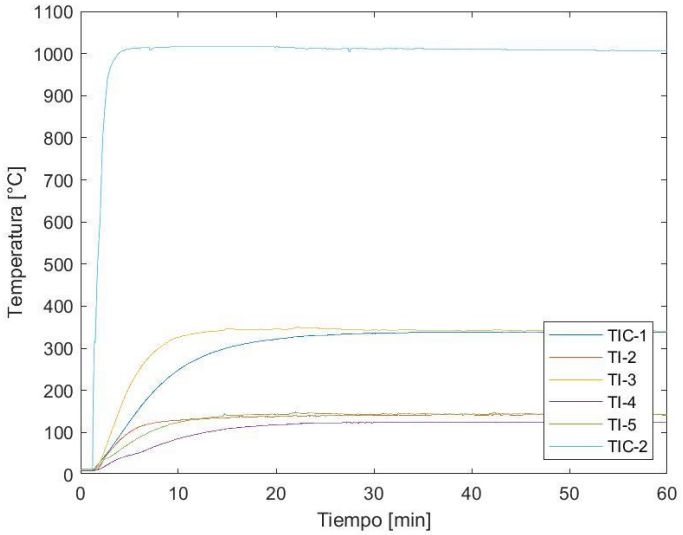
Como se puede apreciar en el Gráfico 2 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del prototipo está en rango de 10 a 20 minutos, siendo la zona de la entrada del quemador (TIC-1) la que más se demora de pasar de un estado transiente a uno estacionario. En la Gráfica 3 se incluye además la temperatura del MPI (TIC-2) cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema, pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente cinco minutos.

Los datos entregados por el módulo de adquisición permiten obtener el tiempo y la temperatura de estabilización particular para cada uno de los puntos analizados, lo cuales se presentan en la Tabla 31.

7.1.2 Punto de operación 2: 8 kW – 1.4 – 15 Hz



Gráfica 4: Curvas de estabilización temperaturas internas (Punto 2).

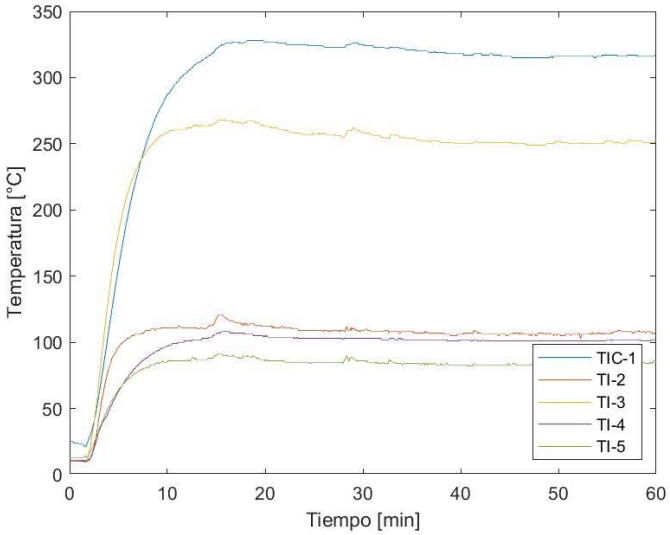


Gráfica 5: Curvas de estabilización temperaturas internas y MPI (Punto 2).

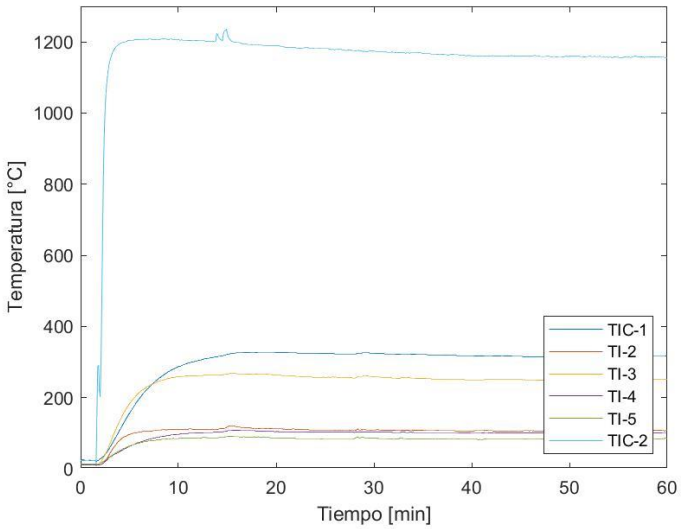
Como se puede apreciar en el Gráfico 4 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del prototipo está en rango de 10 a 30 minutos, siendo la zona de la entrada del quemador (TIC-1) la que más se demora de pasar de un estado transiente a uno estacionario. En la Gráfica 5 se incluye además la temperatura del MPI (TIC-2) cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema, pasando de un estado transiente a uno estacionario en menos de cinco minutos.

Los datos entregados por el módulo de adquisición permiten obtener el tiempo y la temperatura de estabilización particular para cada uno de los puntos analizados, lo cuales se presentan en la Tabla 31.

7.1.3 Punto de operación 3: 16 kW – 1.4 – 45 Hz



Gráfica 6: Curvas de estabilización temperaturas internas (Punto 3).

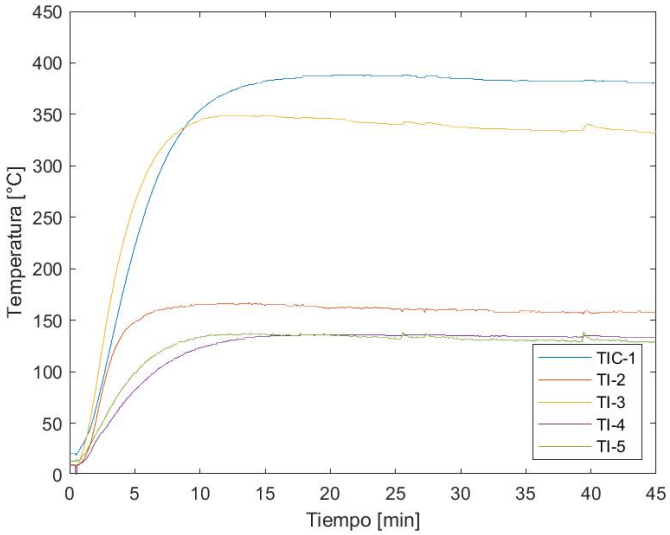


Gráfica 7: Curvas de estabilización temperaturas internas y MPI (Punto 3).

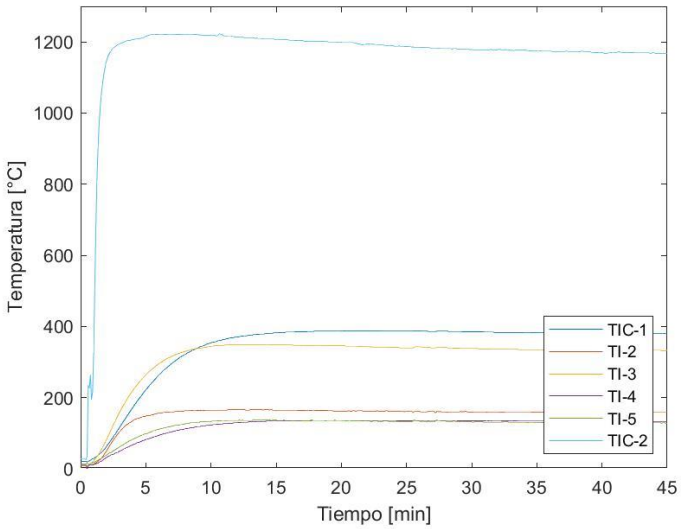
Como se puede apreciar en el Gráfico 5 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del prototipo está en rango de 10 a 20 minutos, siendo la zona de la entrada del quemador (TIC-1) la que más se demora de pasar de un estado transiente a uno estacionario. En la Gráfica 7 se incluye además la temperatura del MPI (TIC-2) cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema, pasando de un estado transiente a uno estacionario en menos de cinco minutos.

Los datos entregados por el módulo de adquisición permiten obtener el tiempo y la temperatura de estabilización particular para cada uno de los puntos analizados, lo cuales se presentan en la Tabla 31.

7.1.4 Punto de operación 4: 16 kW – 1.4 – 30 Hz



Gráfica 8: Curvas de estabilización temperaturas internas (Punto 4).



Gráfica 9: Curvas de estabilización temperaturas internas y MPI (Punto 4).

Como se puede apreciar en el Gráfico 8 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del prototipo está en rango de 10 a 20 minutos, siendo la zona de la entrada del quemador (TIC-1) la que más se demora de pasar de un estado transiente a uno estacionario. En la Gráfica 9 se incluye además la temperatura del MPI (TIC-2) cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema, pasando de un estado transiente a uno estacionario en menos de cinco minutos.

Los datos entregados por el módulo de adquisición permiten obtener el tiempo y la temperatura de estabilización particular para cada uno de los puntos analizados, lo cuales se presentan en la Tabla 31.

A continuación, se presentan los principales resultados obtenidos en las pruebas para determinar el estado transiente de operación del prototipo. El tiempo de estabilización promedio en el cual se alcanza el estado estacionario en todo el rango de potencia en el que opera el equipo como un generador de aire caliente es de aproximadamente 12 minutos. El tiempo varió principalmente con la velocidad del aire de secado.

Tabla 31: Resumen prueba estabilización para determinar el estado transiente.

Punto de operación	Parámetro	TIC-1	TI-2	TI-3	TI-4	TI-5	TIC-2	Promedio
1	Temperatura [°C]	215	64	179	54	54	1,004	
	Tiempo [min]	16	9	9	12	9	4	10
2	Temperatura [°C]	338	142	342	124	144	1,016	
	Tiempo [min]	24	22	13	21	15	5	17
3	Temperatura [°C]	316	106	250	101	84	1,160	
	Tiempo [min]	15	9	10	11	10	5	10
4	Temperatura [°C]	382	158	349	136	131	1,173	
	Tiempo [min]	14	9	11	14	12	5	11

A una misma potencia de operación, a medida que se disminuye la velocidad del aire de secado (menor frecuencia ventilador) se disminuye el Número de Reynols, lo que afecta directamente su coeficiente de convección (h), reduciendo de esta forma el flujo de calor entre las paredes del prototipo y el aire que circula a su alrededor. Lo anterior tiene como consecuencia un aumento considerable en el tiempo de estabilización del sistema, debido a la menor turbulencia que genera un flujo de aire a menor velocidad, lo que influye en el proceso de transferencia de calor por convección. Por otra parte, para diferentes potencias y con la misma velocidad del aire de secado, no se encontró una mayor diferencia entre los tiempos de estabilización, pero es posible pensar que a medida que aumenta la potencia del quemador, disminuye el tiempo de estabilización, esto como consecuencia de una mayor temperatura en la superficie del prototipo lo que aumenta el flujo de calor por convección y conducción. Este análisis se realiza en base a la Ecuación 55 de transferencia de calor por convección, donde se relaciona el flujo de calor (q_{conv}), el área expuesta a convección (A), el coeficiente de convección (h), la temperatura de la superficie (T_s) y la temperatura del aire (T_{aire}).

$$\dot{q}_{conv.} = A \cdot h \cdot (T_s - T_a) \tag{55}$$

En base a los resultados obtenidos, se puede concluir que el principal parámetro que afecta la estabilización de las temperaturas en el interior de las paredes del prototipo es la velocidad del flujo de aire que circula en el equipo.

Para todos los puntos analizados, el mayor tiempo de estabilización se encontró en la entrada del quemador (TIC-1) donde se alcanzan las mayores temperaturas del sistema, por la posición en donde se encuentra esta parte del prototipo existe una baja superficie de contacto con el aire lo que perjudica el proceso de transferencia de calor por convección, a esto se le debe sumar las altas temperaturas alcanzadas por efectos de inercia térmica en la placa. Por lo anterior, esta zona se considera la pieza más crítica de todo el diseño propuesto, por los diversos factores que afectan la transferencia de calor en este punto, una alta concentración de calor podría superar el límite de seguridad de operación lo que pone en riesgo la operabilidad del equipo. A diferencia de lo que sucede con la cámara de combustión (TI-3) que también es un punto que alcanza altas temperaturas, como se puede apreciar en las gráficas, pero en esta zona del prototipo se tiene una mayor área de contacto con el aire por lo que se mejora el proceso de transferencia de calor por convección, lo que permite tener menores tiempos de estabilización, reducir los efectos de la inercia térmica y obtener temperaturas levemente menores.

En el colector primario (TI-2), colector secundario (TI-4) y tubo intercambiador (TI-5), que son las otras tres zonas analizadas las curvas de estabilización se comportan de forma similar, debido a que la mayor disipación de calor al aire de secado se produce en la superficie de la cámara de combustión, la temperatura alcanzada en estos puntos es mucho menor. Por otra parte, se tiene una superficie de contacto aceptable con el aire (no tan baja como la entrada del quemador, ni tan alta como la cámara de combustión) por lo que los tiempos de estabilización de las curvas se encuentran en un rango aceptable entre el tiempo de estabilización de la cámara de combustión y la entrada del quemador.

Finalmente, se tiene que para todos los puntos analizados el menor tiempo de estabilización lo obtuvo la superficie del quemador, lo que se relaciona directamente con la capacidad que tiene el medio poroso para disipar y transferir calor por medio de los tres métodos (conducción, convección y radiación) lo que permite alcanzar en un menor tiempo un flujo de calor constante en la zona de combustión.

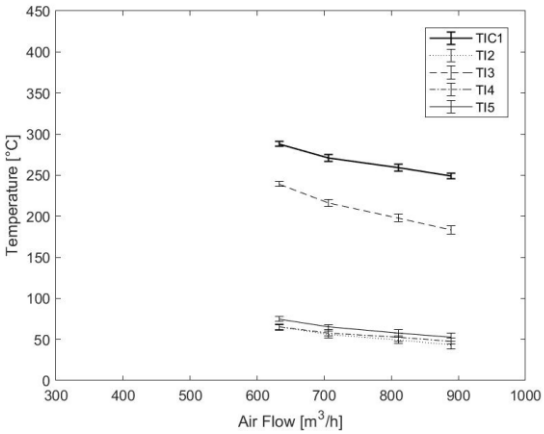
En relación con la transferencia de calor por conducción, la potencia es el único parámetro que afecta el flujo de calor en las paredes del prototipo, debido a que este parámetro cambia la temperatura en la superficie interna del equipo. Si bien, este fenómeno es importante a la hora de disipar calor a la superficie externa del intercambiador, donde se tiene una baja resistencia térmica según el análisis realizado en el punto 4.3.2., los resultados experimentales obtenidos muestran que no existe un mayor efecto en el tiempo de estabilización del sistema, esto debido a que el tiempo de estabilización a una potencia de 8 [kW] fue similar al que se obtuvo cuando el equipo operó a una potencia de 16 [kW] a una misma velocidad de flujo de aire.

7.2 Caracterización equipo

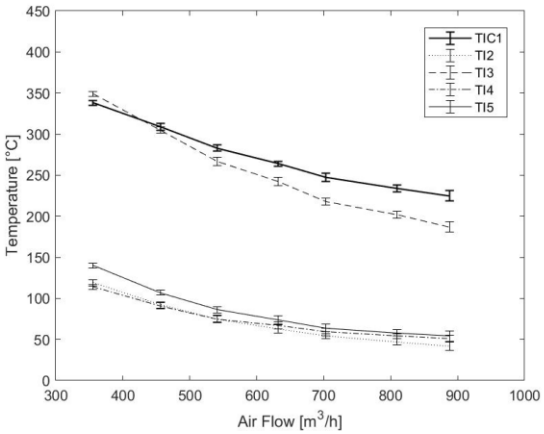
A continuación, se presentan los resultados obtenidos para cada punto de operación establecidos en la Tabla 30 para determinar la caracterización del equipo, según el procedimiento descrito en el punto 6.3.

7.2.1 Generador indirecto

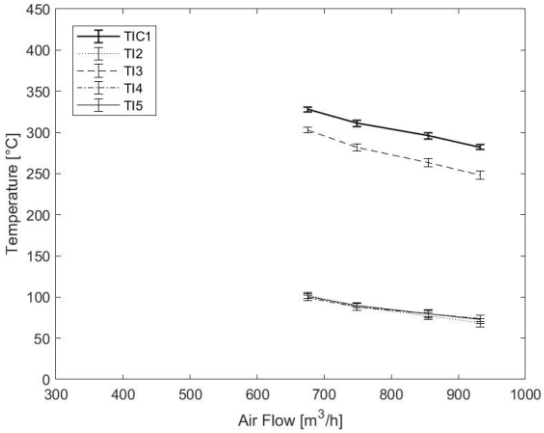
7.2.1.1 Perfil de temperaturas internas GAC



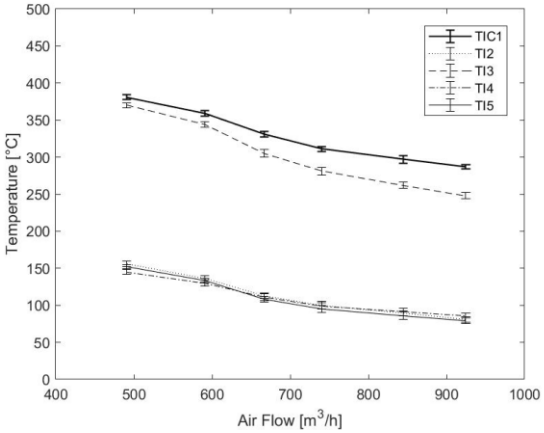
Gráfica 10: Temperaturas interna prototipo.
Punto 1 (9 kW - 1.2 - Indirecto)



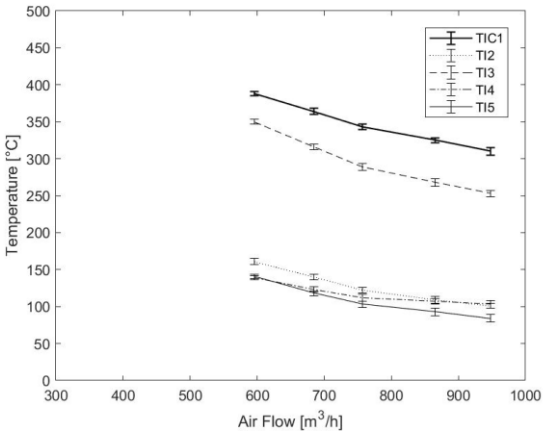
Gráfica 11: Temperaturas internas prototipo.
Punto 2 (9 kW - 1.4 - Indirecto)



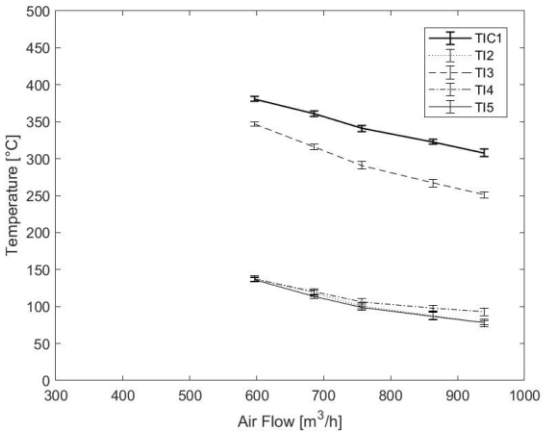
Gráfica 12: Temperaturas internas prototipo.
Punto 3 (13 kW - 1.2 - Indirecto)



Gráfica 13: Temperaturas internas prototipo.
Punto 4 (13 kW - 1.4 - Indirecto)



Gráfica 14: Temperaturas internas prototipo.
Punto 5 (18 kW - 1.2 - Indirecto)



Gráfica 15: Temperaturas internas prototipo.
Punto 6 (18 kW - 1.4 - Indirecto)

Los perfiles de temperaturas internas obtenidos para cada punto de prueba se muestran en las gráficas anteriores, donde es posible ver el comportamiento de cada una de las termocuplas instaladas al interior del prototipo. Para cada gráfica se muestra el rango en el cual el equipo mostro un comportamiento seguro de operabilidad, esto es, temperaturas inferiores a los 400°C y bajas emisiones contaminantes.

Las gráficas 10 y 11 muestran el perfil de temperaturas a una potencia de 9 [kW] con un lambda de 1.2 y 1.4, respectivamente. Para el primer punto de operación (Gráfica 10), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 630 a 890 [m^3/h], si bien, las temperaturas al interior del prototipo no superan los 300 °C por lo que se encuentra dentro del límite de seguridad, esta medición tiene altas emisiones de CO cómo es posible ver en la Gráfica 19, que hace imposible el funcionamiento del prototipo en caudales bajo los 630 [m^3/h]. Para el segundo punto de operación (Gráfica 11), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 350 a 890 [m^3/h] que es todo el rango en el cual puede operar el ventilador para este punto. En este caso, las temperaturas al interior del equipo son inferiores a 350 °C y las emisiones de gases contaminantes son bajas en todo el rango de operación como se muestra en la Gráfica 20.

Las gráficas 12 y 13 muestran el perfil de temperaturas a una potencia de 13 [kW] con un lambda de 1.2 y 1.4, respectivamente. Para el tercer punto de operación (Gráfica 12), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 670 a 930 [m^3/h]. En este punto las temperaturas al interior del prototipo no superan los 350 °C por lo que se encuentra dentro del límite de seguridad, pero si tiene altas emisiones de CO (Gráfica 19) lo que hace imposible el funcionamiento del prototipo bajo los 670 [m^3/h]. Para el cuarto punto de operación (Gráfica 13), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 490 a 930 [m^3/h], con emisiones contaminantes bajas durante todo el rango de operación del equipo (Gráfica 20), pero a diferencia de los casos anteriores, bajo los 490 [m^3/h] la temperatura crítica en el equipo (TIC-1) supera el límite de seguridad de operación de 400 °C, por lo que su funcionamiento está restringido.

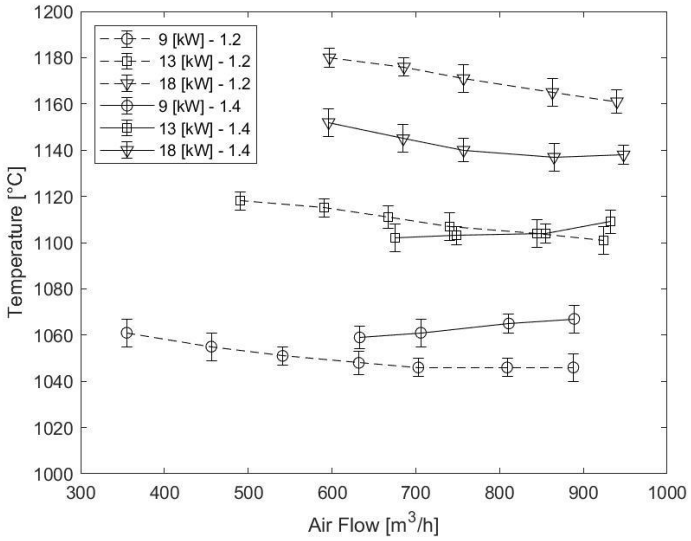
Las gráficas 14 y 15 muestran el perfil de temperaturas a una potencia de 18 [kW] con un lambda de 1.2 y 1.4, respectivamente. Para estos dos casos, el caudal de trabajo seguro se encuentra entre los 600 a 950 [m^3/h], donde las mediciones mostraron bajas emisiones para todo el rango de operación (Gráfica 19 y 20). Sin embargo, el funcionamiento del prototipo se restringe bajo los 600 [m^3/h] dado que la temperatura más crítica de equipo (TIC-1) supera el límite de seguridad de operación.

Con relación al perfil de temperatura, para todos los casos en configuración de tipo indirecta, las menores temperaturas son alcanzadas por las termocuplas TI-2, TI-4 y TI-5 que corresponden al colector primario, colector secundario y tubo intercambiador, respectivamente. Por otra parte, las mayores temperaturas fueron alcanzadas por las termocuplas TIC-1 y TI-3 que corresponden a la entrada del quemador y cámara de combustión, respectivamente. Para todos los perfiles presentados, como es de esperar, la temperatura disminuye a medida que se aumenta el caudal de aire en que opera el equipo, esto principalmente es consecuencia de un aumento en la corriente de aire (flujo másico) que circula alrededor del intercambiador lo que genera una rápida disipación de calor al ambiente producto de una alta convección forzada a la que se somete el prototipo, lo que reduce su temperatura de funcionamiento.

En la Gráfica 16 se muestran las temperaturas alcanzadas por la zona de combustión (TIC-2) para cada uno de los puntos analizados en el prototipo, lo que permite entender el comportamiento de las temperaturas internas. Para el caso en el que el equipo opera con potencias de 9 y 13 [kW], las gráficas 10 a la 13 muestran que existe un leve aumento de las temperaturas internas en el equipo cuando se opera a un lambda de 1.4, esto se puede asociar principalmente a que las mediciones realizadas con un lambda de 1.2 generaron una combustión de tipo incompleta debido a las altas emisiones de CO que se midieron (Gráfica 19). Lo anterior da como resultado una mala combustión dentro del medio poroso, lo que se traduce en una reducción de las temperaturas en la zona de combustión, como se muestra en la Gráfica 16.

A diferencia de lo que sucede cuando se opera con un lambda de 1.4, donde la combustión es completa y se presenta un aumento de la temperatura en la zona de combustión a medida que disminuye el caudal, al igual forma que cuando el equipo opera a una potencia 18 [kW] con ambos lambdas, como se aprecia en la Gráfica 16.

En general, aumenta la temperatura del medio poroso inerte a medida que disminuye el caudal de aire, lo que es consecuencia de la concentración de calor en el prototipo debido a la poca disipación que se genera por el bajo flujo másico de aire alrededor del intercambiador. Por otra parte, el prototipo diseñado presenta fallas en la hermeticidad de la cámara de combustión, por lo que a medida que se aumenta el caudal de aire existe infiltración hacia la zona de combustión que se traduce en el enfriamiento del MPI. Como es de esperar, para las potencias de 9 y 13 [kW] con un lambda de 1.2 se presenta un comportamiento anómalo en relación con los otros puntos de prueba, debido a la combustión incompleta que se genera en estos dos casos.



Gráfica 16: Temperatura de la zona de combustión (TIC-2) en modo indirecto.

En la Tabla 32 se presenta un resumen de las temperaturas medidas para cada uno de los puntos analizados en el prototipo generador de aire caliente con modalidad de funcionamiento de tipo indirecta.

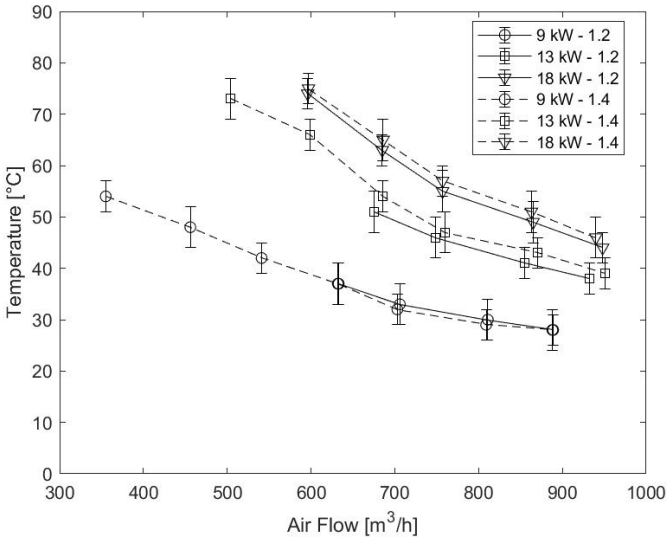
Tabla 32: Resumen temperaturas internas, modo indirecto.

Potencia [kW]	Lambda	Caudal [m³/h]	TIC-1 [°C]	TI-2 [°C]	TI-3 [°C]	TI-4 [°C]	TI-5 [°C]	TIC-2 [°C]
9	1.2	630 – 890	288 – 249	65 – 43	239 – 183	65 – 48	75 – 53	1,059 – 1,067
	1.4	350 – 890	388 – 309	119 – 42	349 – 187	114 – 51	140 – 54	1,061 – 1,046
13	1.2	670 – 930	328 – 282	102 – 69	303 – 248	99 – 74	101 – 73	1,102 – 1,109
	1.4	490 – 930	381 – 287	156 – 81	370 – 248	145 – 86	152 – 79	1,118 – 1,101
18	1.2	600 – 950	388 – 310	161 – 101	350 - 253	139 – 103	141 – 84	1,152 – 1,138
	1.4	600 – 950	381 – 308	138 – 78	347 – 251	136 – 78	136 – 78	1,180 – 1,161

7.2.1.2 Temperaturas externas prototipo

La temperatura de salida del aire (TI-1) para cada uno de los puntos de prueba del prototipo generador de aire caliente en modalidad indirecta se presenta en la Gráfica 17. Las temperaturas, al igual que en el caso anterior, disminuyen a medida que aumenta el caudal de aire que pasa por el equipo. Lo anterior es producto de que un mayor flujo másico de aire alrededor del intercambiador genera una mayor disipación de calor al ambiente debido a la convección forzada a la que somete. Las temperaturas presentadas muestran el salto térmico del equipo para distintos puntos operacionales, este salto térmico representa la diferencia entre la temperatura medida experimentalmente en las pruebas y la temperatura ambiente, lo que permite caracterizar el prototipo de forma independiente a las condiciones climáticas del lugar donde se pondrá en marcha.

Además, se tiene que las temperaturas aumentan a medida que aumenta la potencia de operación del equipo, para una potencia de 9 [kW] se alcanzan temperaturas de salida de entre 30 a 40 °C con un lambda de 1.2, y entre 30 a 55 °C con un lambda de 1.4. No se aprecia mayor diferencia entre ambos casos, pero si se debe tener en consideración que existe un mayor rango de operación con un lambda de 1.4 debido a que tiene un caudal de operación más amplio, por lo que alcanza mayores temperaturas.



Gráfica 17: Temperaturas de salida en modo indirecto.

Para una potencia de 13 [kW] se alcanzan temperaturas de salida entre 40 a 50 °C con un lambda de 1.2, y entre 40 a 75 °C para un lambda de 1.4. Si consideramos las condiciones ambientales (cuyo gráfico no se presenta), para esta medición existe una mayor diferencia entre las temperaturas obtenidas. En las pruebas de caracterización que se realizaron en el equipo con una potencia de 9 [kW] la temperatura ambiente era de aproximadamente 13 °C para ambos lambdas, a diferencia de las mediciones que se realizaron para una potencia de 13 [kW], donde la temperatura ambiente era aproximadamente 15 °C para las pruebas con lambda de 1.2, y casi unos 25 °C para las pruebas con lambda de 1.4. Como consecuencia de esto, se tiene que la temperatura del medio en que se realiza la operación del prototipo es un factor importante para considerar. Lo anterior, establece la importancia del análisis de temperaturas de salida en función del salto término, debido a que estos equipos son susceptibles a factores ambientales. Otro parámetro que se debe tomar en consideración en la operación del equipo a 13 [kW] es el rango efectivo de operación, que para un lambda de 1.4 es más amplio, por lo que se alcanzan mayores temperaturas.

Para una potencia de 18 [kW] se alcanzan temperaturas de salida entre 45 a 75 °C para ambos lambdas. En relación con las condiciones climáticas, no existe una mayor diferencia entre ambos casos, donde la temperatura ambiente en que se realizaron las pruebas fue de aproximadamente 15 °C y el rango de operación factible es el mismo para los dos lambdas.

Actualmente en el mercado de los generadores de aire caliente, el parámetro de temperatura de salida es muy relevante para la adquisición de un equipo, la que depende principalmente de la aplicación a la cual se destinará el producto. Como se pudo ver en la gráfica anterior, este parámetro es muy susceptible a las variaciones de temperatura ambiente en el que se opere el prototipo, por lo tanto, las empresas que se dedican a la venta de estos equipos caracterizan sus productos por medio de lo que se conoce como ‘‘salto térmico’’, que es básicamente la variación de temperaturas que pueden alcanzar a una potencia y caudal de aire especifico independiente de la temperatura ambiente a la cual se opere.

En la Tabla 33 se puede apreciar el salto térmico de cada uno de los puntos analizados, en función del caudal de operación.

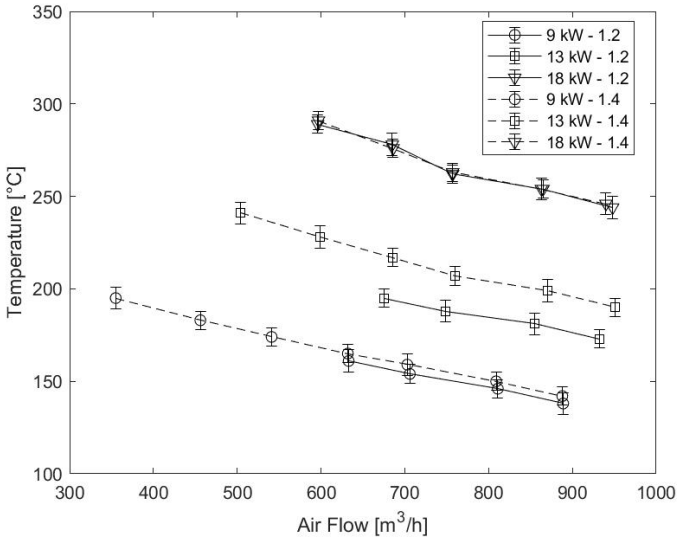
Tabla 33: Salto térmico en función del caudal de salida, modo indirecto.

Potencia [kW]	**Lambda**	**Caudal [m³/h]**						
		Salto térmico Δ*T* [°C]						
9	1.2	889	811	706	633	-	-	-
		28	30	33	37	-	-	-
	1.4	888	809	703	632	541	456	355
		27	29	32	37	42	48	54
13	1.2	932	855	749	675	-	-	-
		38	41	46	51	-	-	-
	1.4	924	845	740	667	591	491	-
		39	43	47	54	66	73	-
18	1.2	948	865	757	685	596	-	-
		44	49	55	63	74	-	-
	1.4	940	863	757	686	597	-	-
		46	51	57	65	75	-	-

Como se puede apreciar en la Tabla 33, a medida que aumenta la potencia aumenta el salto térmico para un caudal similar de operación y, por otra parte, a medida que disminuye el caudal aumenta el salta térmico para una potencia especifica. En la actualidad, los generadores de aire caliente que existen en el mercado tienen saltos térmicos variables y esto depende directamente de la aplicación a la cual se destinará el equipo. Los valores fluctúan entre 5 a 35 °C para aplicaciones de calefacción doméstica, y entre 20 a 80 °C para aplicaciones de calefacción industrial, esto en función principalmente de las dimensiones del espacio a calefaccionar y si son espacios abiertos o cerrados. Para aplicaciones de secado, el salto térmico está en función del tipo de secado que se quiera realizar. Si es para alimentos, como es el caso en que se trabaja en este proyecto, se debe tener en consideración si la producción es a baja escala o a un nivel industrial. Para ambos casos el salto térmico que se debe obtener está en el rango de 30 a 80 °C, la diferencia entre ambos procesos es que a baja escala se opera a potencias entre 10 a 30 [kW] con caudales de aire que no superen los 3000 [m^3/h], a diferencia del segundo caso donde la operación requiere potencias de sobre los 30 [kW] con caudales de aire que sobrepasen los 3000 [m^3/h]. Por lo anterior y debido a los valores obtenidos, el prototipo diseñado cumple el objetivo principal de secado a baja escala, para el cual fue fabricado, alcanzando saltos térmicos entre 28 a 75 °C, con una potencia regulable entre 5 a 20 [kW] y con un caudal de aire que llega hasta los 1200 [m^3/h], según especificaciones técnicas de fabricación.

La temperatura de salida de los gases producto de la combustión, es un parámetro que solamente es analizado en modalidad indirecto, debido a que en modo directo existe una mezcla del aire con estos gases. En la Gráfica 18 se muestran las mediciones obtenidas de la temperatura de los gases para los distintos puntos de operación. Como se puede apreciar, la temperatura de los gases está en directa relación con la potencia de operación del equipo, esto es, a medida que aumenta la potencia aumenta la temperatura de los gases alcanzando un valor máximo de aproximadamente 300 °C cuando se opera a 18 [kW], en este caso para ambos lambdas el valor se mantiene constante en todo el rango de operación del equipo. De forma contraria, cuando el equipo opera a 9 y 13 [kW] la temperatura de los gases es levemente menor para un lambda de 1.2, esto se puede asociar a que en estos casos la combustión fue incompleta generando menores temperaturas en la zona de combustión, lo que genera esta diferencia.

Debido a las altas temperaturas alcanzadas por los gases de combustión, existe una gran pérdida de calor a la salida de estos gases la cual no es aprovechada para el proceso. Por lo mismo, se deben trabajan en mejoras asociadas al diseño que permita reducir la temperatura de estos y así mejorar la eficiencia del prototipo.

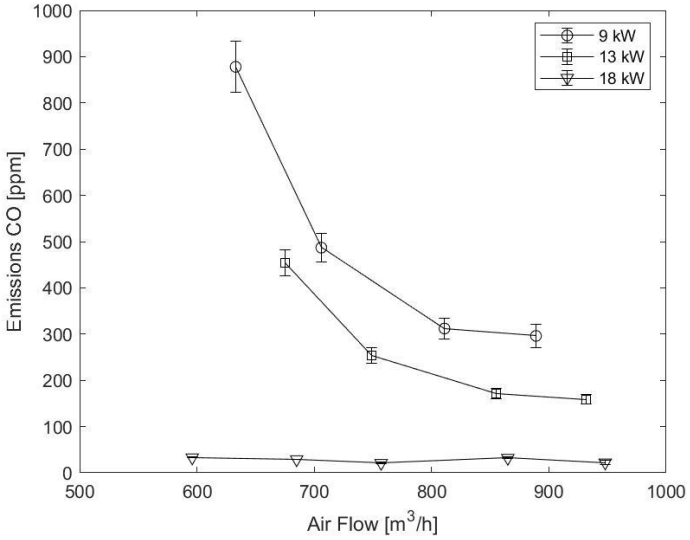


Gráfica 18: Temperatura gases de combustión en modo indirecto.

7.2.1.3 Emisiones CO

Para el análisis de las emisiones se utiliza como parámetro de regulación la norma europea (ISO 22967:2010), donde se especifican los procedimientos de prueba y los requisitos generales para la construcción y operación de quemadores automáticos de gas de tiro forzado, además de la provisión de dispositivos de control y seguridad. Esta norma especifíca los valores límites para las emisiones en el proceso de combustión. Para el caso del monóxido de carbono se especifica que las emisiones no pueden superar los 93 [ppm] cuando las pruebas se realicen a la tensión de alimentación declarada por el fabricante con el gas de referencia para el que se diseñó el quemador.

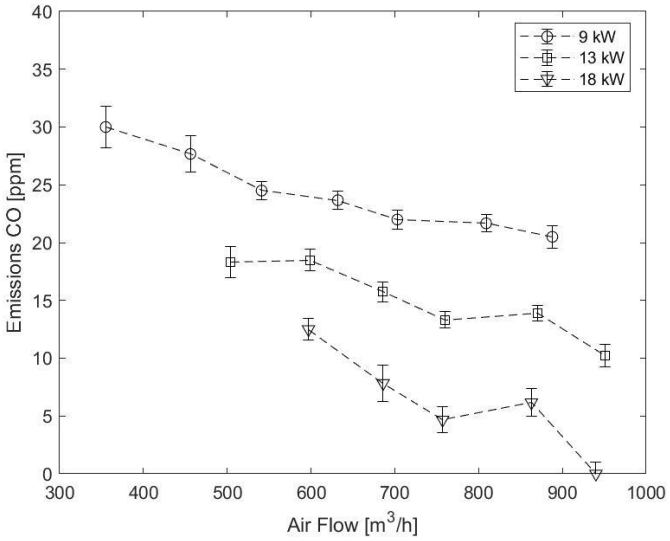
En las Gráficas 19 y 20 se presentan los resultados de las emisiones obtenidas para la operación del generador de aire caliente en modalidad indirecta. Como se puede apreciar, la Gráfica 19 muestra las emisiones obtenidas con un lambda de 1.2, y la Gráfica 20 muestra las emisiones con un lambda de 1.4, para las distintas potencias en que se opera el prototipo. Por fines prácticos se muestran las emisiones en dos gráficas distintas debido a la significativa diferencia que existe entre ambos resultados.



Gráfica 19: Emisiones de CO - Lambda 1.2

La Gráfica 19 muestra una alta emisión de CO para potencias de 9 y 13 [kW], las cuales están sobre los 100 [ppm] alcanzando valores de hasta aproximadamente 900 [ppm], lo que se encuentra muy por encima de lo que propone la norma europea, cuyo límite de emisiones es de 93 [ppm]. Por lo tanto, para estas potencias no es posible opera bajo estas concentraciones de monóxido de carbono. A diferencia de lo que sucede cuando se opera con una potencia de 18 [kW], donde se tienen bajas emisiones en un rango aproximado de entre 20 a 30 [ppm] lo que cumple con el estándar de emisión propuesto, pero bajo los 600 [m^3/h] esta potencia supera la temperatura de seguridad por lo que se limita su operación. Esta diferencia entre las emisiones se puede asociar principalmente a que las pruebas con las potencias de 9 y 13 [kW] fueron las últimas que se realizaron, por lo que el MPI no se encontraba en un buen estado de operación, presentando varias grietas producto de las horas de funcionamiento, además de perdida de material poroso por desprendimiento en el encendido no controlado del quemador. Lo anterior puede tener como consecuencia que la premezcla aire-combustible inyectada no alcanzará los valores operacionales propuestos, por lo que su operación fue a un lambda menor a 1.2 generando una combustión de tipo incompleta lo que justifica las altas emisiones alcanzadas. Por otra parte, el equipo analizador de gases presentó varias fallas en estos dos puntos de operación generando otra posible fuente de error en las mediciones. Las pruebas con una potencia de 18 [kW] fueron las primeras que se desarrollaron en todo el proceso de caracterización del prototipo, por lo que sus fuentes de error fueron mínimas.

Otro factor importante es el aire inyectado a la premezcla, entre menor potencia se necesita menor aire para la combustión, por lo que cuando se opera a altas potencias es más fácil obtener una combustión completa. Lo anterior es producto a que se debe inyectar mayor aire a la premezcla por lo que se mejora la combustión y se reducen las emisiones. El aire de premezcla para la combustión es un parámetro tan importante en el proceso, que es posible ver cómo es afectada la combustión por la infiltración de aire a la cámara de combustión debido a que el equipo no es 100% hermético. A medida que aumenta el caudal de aire (Gráfica 19), disminuyen las emisiones de CO, lo anterior producto a que con grandes caudales de aire existe mayor infiltración a la cámara lo que aporta al proceso de combustión aumentando el aire que se suministra para el quemador. Caso contrario es cuando se opera a bajos caudales, donde hay menor infiltración lo que disminuye el aire que se aporta a la combustión y aumentan las emisiones. Este aire infiltrado a la zona de combustión es distinto al que se inyecta directamente por el ventilador de premezcla, y es consecuencia directa de las fallas de diseño en el prototipo.



Gráfica 20: Emisiones de CO - Lambda 1.4

En la Gráfica 20 se muestran las emisiones alcanzadas por el prototipo cuando se opera con un lambda de 1.4, en este caso todos los puntos de pruebas alcanzaron emisiones que se encuentran dentro del límite normado, donde las emisiones estuvieron en un rango aproximado de entre 0 a 30 [ppm], muy por debajo de los 93 [ppm] que regula la norma europea. En este caso, se presenta un comportamiento similar a las emisiones con un lambda de 1.2, donde a mayor potencia bajan las emisiones contaminantes producto de una mejor combustión, que es resultado de una mayor inyección de aire de premezcla al quemador.

Al igual que en el caso anterior, en estas mediciones se presenta el fenómeno de infiltración debido a que al aumentar el caudal de aire (Gráfica 20), disminuyen las emisiones de CO, lo anterior producto a que con grandes caudales existe mayor infiltración en la cámara de combustión, aumentando el aire que se suministra al quemador. Caso contrario es cuando se opera a bajos caudales, donde hay menor infiltración lo que disminuye el aire que se aporta a la combustión y aumentan las emisiones. Este fenómeno es una directa consecuencia de las fallas en el diseño del prototipo.

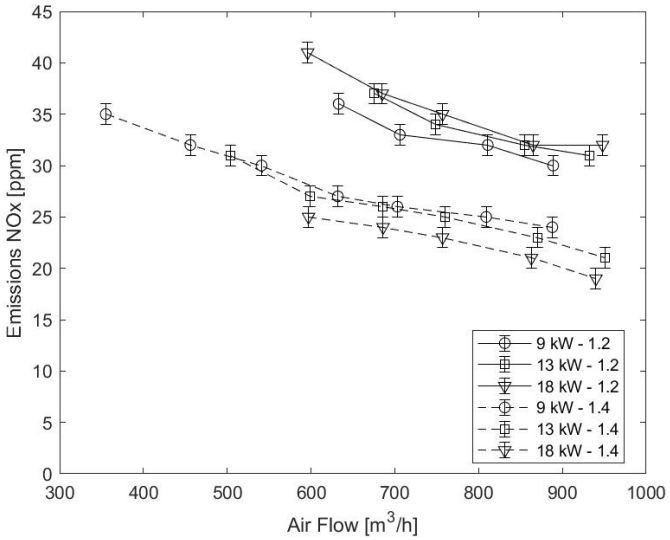
Si bien, para un lambda de 1.4 las emisiones se encuentran bajo la norma, existe otro factor que limita la operación del prototipo. Este se relaciona con la temperatura que alcanzan las paredes internas del equipo. Para una potencia de 9 [kW] es posible operar en todo el rango de flujo que entrega el ventilador, donde no se superan los 400°C que es la temperatura que limita el funcionamiento del generador dual. A diferencia de lo que sucede cuando se opera con 13 y 18 [kW], donde bajo los 500 y 600 [m^3/h] respectivamente, se supera la temperatura de seguridad lo que limite la operabilidad de equipo.

7.2.1.4 Emisiones NOx

En el análisis de emisiones, al igual que en caso anterior, se utiliza como parámetro de regulación la norma europea (ISO 22967:2010), la cual especifica los valores límites para las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) en el proceso de combustión. Esta regulación para quemadores automáticos de gas de tiro forzado, indican que las emisiones de NO_x no deben sobrepasar los 250 [ppm] para equipos que utilicen gas de la segunda familia según las especificaciones de la norma, la que incluye combustibles como el gas licuado de petróleo, gas natural, entre otros combustibles gaseosos.

En la Gráfica 21 se presentan las emisiones de NO_x alcanzadas por todos los puntos de operación en el cual se realizaron las pruebas. Como se puede apreciar, existe una diferencia importante entre las emisiones alcanzadas con un lambda de 1.2, y las que se obtienen con un lambda de 1.4. En el primer caso, las emisiones están en el rango de entre 30 a 40 [ppm], y en el segundo caso, las emisiones están en el rango de entre 20 a 35 [ppm]. Todos los valores obtenidos se encuentran muy por debajo de lo establecido por la norma europea, cuyo límite de emisión es de 250 [ppm].

Las emisiones de óxidos de nitrógeno se relacionan con las altas temperaturas alcanzadas por la combustión en el quemador, para la tecnología de combustión en medios porosos inertes se tiene que gracias a los procesos de transferencia de calor que ocurren en la zona de combustión la temperatura alcanzada es menor a las que se obtienen en una combustión de llama libre, por lo que las emisiones presentes en esta tecnología son mucho menores a las convencionales. Además, como lo muestra la Gráfica 21 al inyectarse mayor aire de premezcla al quemador se reducen las emisiones debido a que se tiene un leve enfriamiento de la zona de combustión, por lo que con un lambda de 1.4 se generan menos NO_x que con un lambda de 1.2.



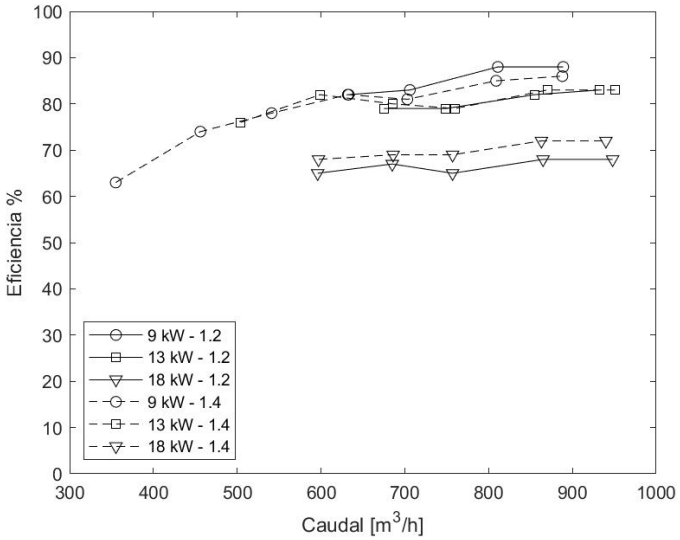
Gráfica 21: Emisiones NOx.

Para estas mediciones también toma relevancia el fenómeno de infiltración de aire a la cámara de combustión, lo que afecta directamente las emisiones contaminantes en todo el rango de operabilidad del equipo. A mayor caudal, existe una mayor infiltración de aire de secado al interior de la cámara, lo que genera un enfriamiento del medio poroso, y trae como consecuencia menores emisiones de NO_x. Caso contrario es lo que sucede a menores caudales de aire, donde la infiltración es menor y la zona de combustión no se ve mayormente afectada por este fenómeno, generando mayores emisiones contaminantes. Todo lo descrito anteriormente, es una directa consecuencia de las fallas de diseño y fabricación del equipo.

Es importante mencionar que debido a las bajas emisiones que se miden para los óxidos de nitrógeno, no se considera un parámetro que limite la operabilidad del prototipo, por lo que los rangos de operación solo se ven afectados por un aumento de la temperatura interna en el prototipo por sobre el límite de seguridad de los 400°C, y por emisiones de monóxido de carbono que superan la norma utilizada para la caracterización del equipo. Lo anterior, es resultado del uso de medios porosos inertes en la zona de combustión que mejoran los procesos de transferencia de calor en el quemador, y como consecuencia se presentan bajas emisiones de NO_x.

7.2.1.5 Eficiencia térmica

Para finalizar el análisis de resultados obtenidos en las pruebas de caracterización del generador de aire caliente en modalidad indirecta, en la siguiente gráfica se presenta la eficiencia térmica obtenida para cada punto de operación en el prototipo. Como se puede apreciar, todos los puntos obtienen una eficiencia de sobre el 60% llegando a un máximo de aproximadamente 90% para la operación con una potencia de 9 [kW] y un lambda de 1.2. Por otra parte, las menores eficiencias fueron obtenidas para la operación del equipo a una potencia de 18 [kW] donde para ambos lambdas no se logra superar el 72%.



Gráfica 22: Eficiencias térmicas obtenidas en modo indirecto.

El cálculo de las eficiencias térmicas se realizó tomando en consideración el calor cedido ($\dot{Q}_{cedido}$) por el quemador al aire que pasa por el equipo, y el calor aportado por la combustión ($P_{operación}$) que es la potencia a la cual se está operando. La ecuación utilizada se presenta a continuación:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{cedido}}{P_{operación}} = \frac{\dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot \Delta T}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \tag{52}$$

Donde, $\dot{m}_{aire}$ es el flujo másico de aire que pasa por el equipo que está en directa relación con el caudal de aire en el que se opera, $c_{p,aire}$ es la capacidad calorífica del aire que es una propiedad tabulada en función de la temperatura, y ΔT es la variación entre la temperatura ambiente y la temperatura de salida del aire, conocida como salto térmico. Para la potencia de operación del equipo, se tiene $\dot{m}_{comb}$ que es el flujo másico de combustible que ingresa al quemador, y PCI que es el poder calorífico inferior del combustible utilizado, que para este caso es GLP.

En la actualidad, las empresas que venden generadores de aire caliente clasifican sus productos en base a cuatro parámetros principales, estos son, potencia de operación, caudal de aire, salto térmico y eficiencia del equipo. La mayoría de los equipos comercializados presentan una eficiencia térmica sobre un 85% llegando incluso a los 95% para algunos modelos, para todos los prototipos existentes hay una única configuración de potencia y caudal de aire que presenta una máxima eficiencia en toda la curva de operación, y es este el punto óptimo del equipo.

En este caso, la operación del prototipo con una potencia de 18 [kW] presenta una baja eficiencia llegando a un máximo de un 68% para un lambda de 1.2 y de un 72% para un lambda de 1.4, lo que se encuentra muy por debajo de la eficiencia que alcanzan los equipos actualmente en el mercado. Lo anterior se puede asociar a la gran pérdida de calor que presenta el equipo en los gases de combustión cuando se opera a esta potencia, donde la temperatura llega a aproximadamente 300 °C (Gráfica 18), por lo que está perdida reduce considerablemente la eficiencia del prototipo. A una mayor potencia, se genera mayor energía térmica en el equipo que puede ser cedida al aire que se quiere calentar, el poco tiempo de residencia de los gases de combustión al interior de la cámara afecta la transferencia de calor entre los gases y el aire, lo que genera bajos saltos térmicos con relación a los valores que idealmente se podrían alcanzar a la potencia a la cual se está operando.

En la Tabla 34 se presentan las eficiencias térmicas alcanzadas para cada punto de operación, en función del caudal de aire y el salto térmico.

Tabla 34: Eficiencia térmica a una potencia y caudal específico, modo indirecto.

Potencia [kW]	**Lambda**	**Caudal [m³/h]**						
		Salto térmico [°C]						
		Eficiencia %						
9	1.2	889	811	706	633	-	-	-
		28	30	33	37	-	-	-
		88	88	83	82	-	-	-
	1.4	888	809	703	632	541	456	355
		27	29	32	37	42	48	54
		86	85	81	82	78	74	63
13	1.2	932	855	749	675	-	-	-
		31	41	46	51	-	-	-
		83	82	79	79	-	-	-
	1.4	924	845	740	667	591	491	-
		39	43	47	54	66	73	-
		83	83	79	80	82	76	-
18	1.2	948	865	757	685	596	-	-
		44	49	55	63	74	-	-
		68	68	65	67	65	-	-
	1.4	940	863	757	686	597	-	-
		46	51	57	65	75	-	-
		72	72	69	69	68	-	-

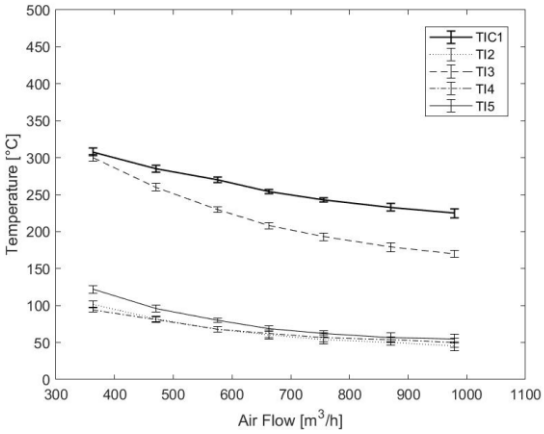
La tendencia de los valores obtenidos permite concluir que a medida que aumenta el caudal de aire aumenta la eficiencia térmica del equipo, si bien, al aumentar el caudal disminuye el salto térmico, que está en directa relación con el cálculo de la eficiencia, aumenta el flujo másico de aire que pasa por el prototipo, por lo que se está cediendo más calor al aire.

El punto de máxima eficiencia para el equipo cuando se opera a una potencia de 9 [kW] es de 88% para un lambda de 1.2 y de 86% para un lambda de 1.4, con un caudal 900 [m^3/h] y un salto térmico de 28 °C para ambos casos. Para una potencia de 13 [kW] se tiene que el punto de máxima eficiencia es de 83% para ambos lambdas, con un caudal de 932 [m^3/h] y un salto térmico de 31 °C para un lambda de 1.2, y un caudal de 924 [m^3/h] y un salto térmico de 39 °C para un lambda de 1.4.

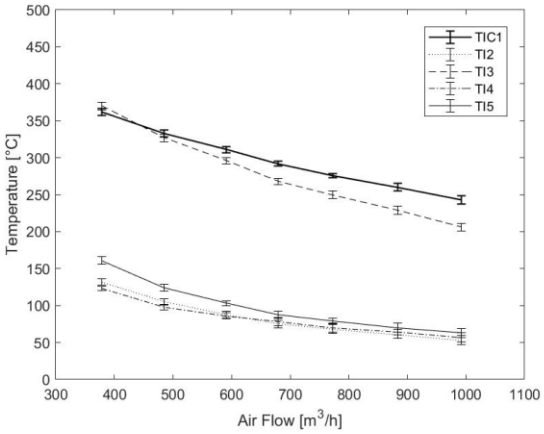
Si bien, los valores de eficiencia obtenidos para las potencias de 9 y 13 [kW] están dentro de los rangos de eficiencia de los equipos que actualmente se encuentran en el mercado, existe una serie de mejoras que se pueden realizar al prototipo para aumentar la eficiencia del proceso, una de las más importante es aumentar el tiempo de residencia de los gases al interior del prototipo para así mejorar la transferencia de calor al interior del intercambiador y disminuir la temperaturas de los gases producto de la combustión.

7.2.2 Generador directo

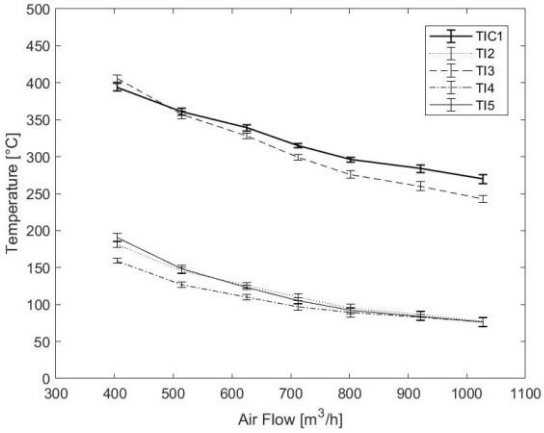
7.2.2.1 Perfil de temperaturas internas GAC



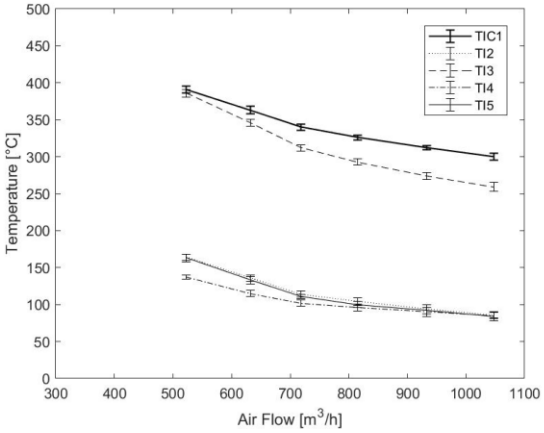
Gráfica 23: Temperaturas internas prototipo.
Punto 1 (9 kW - 1.2 - Directo)



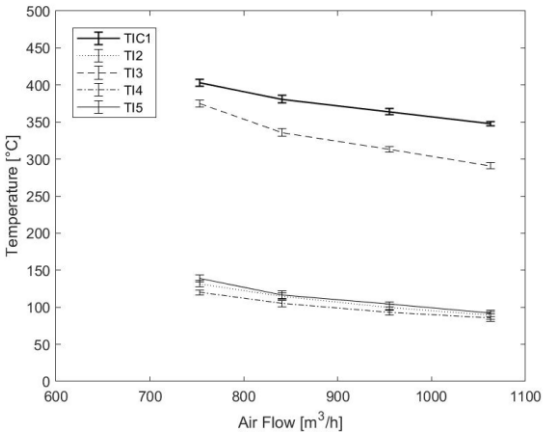
Gráfica 24: Temperaturas internas prototipo.
Punto 2 (9 kW - 1.4 - Directo)



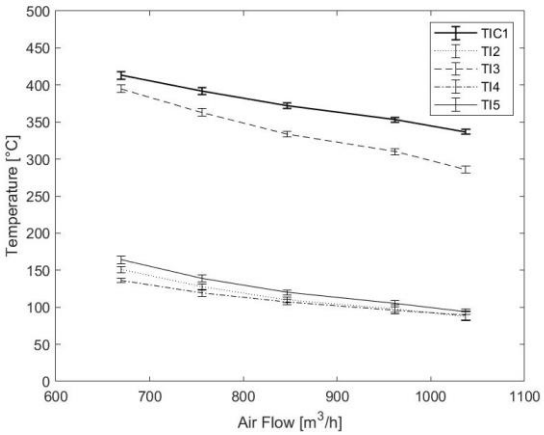
Gráfica 25: Temperaturas internas prototipo.
Punto 3 (13 kW - 1.2 - Directo)



Gráfica 26: Temperaturas internas prototipo.
Punto 4 (13 kW - 1.4 - Directo)



Gráfica 27: Temperaturas internas prototipo.
Punto 5 (18 kW - 1.2 - Directo)



Gráfica 28: Temperaturas internas prototipo.
Punto 6 (18 kW - 1.4 - Directo)

Los perfiles de temperaturas internas obtenidos para cada punto de prueba se muestran en las Gráficas 23 a 28, donde es posible ver el comportamiento de cada una de las termocuplas instaladas al interior del prototipo. Para cada gráfica se muestra el rango en el cual el equipo mostro un comportamiento seguro de operabilidad, con temperaturas inferiores a 400 °C. A diferencia de las pruebas de caracterización con modalidad indirecta, en este caso, no se realizan las pruebas de emisiones de gases contaminantes debido a que los gases se mezclas con el aire de salida por lo que los valores obtenidos no son representativos.

Las gráficas 23 y 24 muestran el perfil de temperaturas a una potencia de 9 [kW] con un lambda de 1.2 y 1.4, respectivamente. Para el primer punto de operación (Gráfica 23), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 360 a 980 [m^3/h] y las temperaturas al interior del prototipo no superan los 350 °C, por lo que su operación se encuentra dentro del límite de seguridad. Para el segundo punto de operación (Gráfica 24), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 380 a 990 [m^3/h] y las temperaturas no superan los 400 °C, por lo que su operación se encuentra dentro de los límites de seguridad. Para ambos casos el prototipo puede trabajar en todo el rango de operación del ventilador.

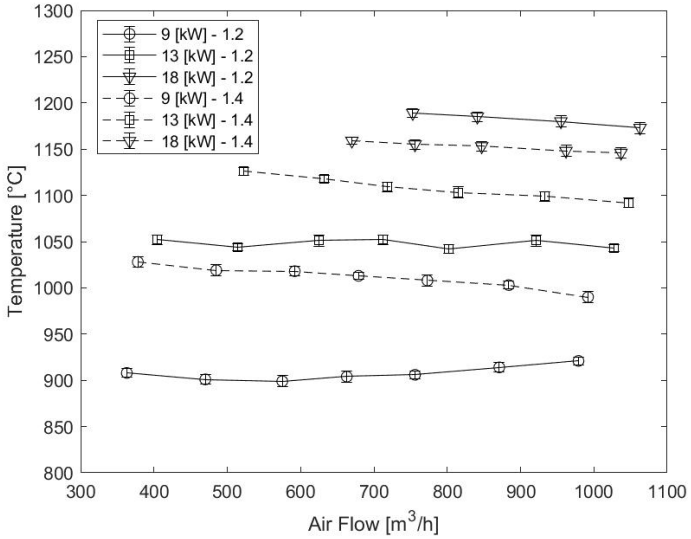
Las gráficas 25 y 26 muestran el perfil de temperaturas a una potencia de 13 [kW] con un lambda de 1.2 y 1.4, respectivamente. Para el tercer punto de operación (Gráfica 25), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 400 a 1030 [m^3/h] y las temperaturas al interior del prototipo no supera el límite de seguridad establecido en ningún punto del rango de operabilidad del ventilador. Para el cuarto punto de operación (Gráfica 26), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 520 a 1050 [m^3/h], pero a diferencia de los casos anteriores, bajo los 520 [m^3/h] la temperatura crítica en el equipo (TIC-1) supera el límite de seguridad de operación de 400 °C, por lo que su funcionamiento está restringido.

Las gráficas 27 y 28 muestran el perfil de temperaturas a una potencia de 18 [kW] con un lambda de 1.2 y 1.4, respectivamente. Para el quinto punto de operación (Gráfica 27), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 750 a 1,060 [m^3/h], y para el sexto punto de operación (Gráfica 28), se muestra que el caudal de trabajo seguro esta entre los 670 a 1,040 [m^3/h]. Para ambos casos, si el equipo opera bajo el caudal mínimo de trabajo, la temperatura crítica (TIC-1) supera los límites de seguridad de operación del prototipo, por lo que su funcionamiento se encuentra restringido.

Con relación al perfil de temperatura, para todos los casos en configuración de tipo directa, las menores temperaturas son alcanzadas por las termocuplas TI-2, TI-4 y TI-5 que corresponden al colector primario, colector secundario y tubo intercambiador, respectivamente. Por otra parte, las mayores temperaturas fueron alcanzadas por las termocuplas TIC-1 y TI-3 que corresponden a la entrada del quemador y cámara de combustión, respectivamente. Para todos los perfiles presentados, como es de esperar, la temperatura disminuye a medida que se aumenta el caudal de aire en que opera el equipo, esto principalmente es consecuencia de un aumento en la corriente de aire (flujo másico) que circula alrededor del intercambiador, lo que genera una rápida disipación de calor al ambiente producto de una alta convección forzada a la que se somete el prototipo, lo que reduce su temperatura de funcionamiento.

En la Gráfica 20 se muestran las temperaturas alcanzadas por la zona de combustión (TIC-2) para cada uno de los puntos analizados en el prototipo, lo que permite entender el comportamiento de las temperaturas internas. Para una potencia de 9 [kW], las Gráficas 23 y 24 muestran que el caudal de trabajo para ambos puntos es similar, pero se puede notar que las temperaturas internas alcanzadas con un lambda de 1.2 son menores a las que obtiene el equipo con un lambda de 1.4, esto se puede explicar según lo que muestra la Gráfica 29, donde la temperatura en la zona de combustión con un lambda de 1.2 es mucho menor que la temperatura que se alcanza con un lambda de 1.4. Lo mismo sucede cuando se opera con potencia de 13 [kW], donde las Gráficas 25 y 26 muestran que las temperaturas internas con un lambda de 1.2 son levemente menores a las que se obtienen con un lambda de 1.4 para un mismo caudal. Esto es consecuencia directa de la temperatura alcanzada en la zona de combustión en cada uno de estos puntos, como muestra la Gráfica 29.

Para el caso de operación con una potencia de 18 [kW], a diferencias de las dos potencias analizadas anteriormente, las Gráficas 27 y 28 muestran que con un lambda de 1.2 se alcanzan temperaturas levemente mayores a las obtenidas con un lambda de 1.4. En este caso, la temperatura de la zona de combustión cuando se opera con un lambda de 1.2 es mayor a la temperatura que alcanza el MPI con un lambda de 1.4, como se muestra en la Gráfica 29.



Gráfica 29: Temperatura de la zona de combustión (TIC-2) en modo directo.

En general, aumenta la temperatura del medio poroso inerte a medida que disminuye el caudal de aire, lo que es una consecuencia de la concentración de calor en el prototipo debido a la poca disipación que se genera por el bajo flujo másico de aire alrededor del intercambiador. Por otra parte, el prototipo diseñado presenta fallas en la hermeticidad de la cámara de combustión, por lo que a medida que se aumenta el caudal de aire existe infiltración hacia la zona de combustión que se traduce en el enfriamiento del MPI. Además, la operación con un lambda de 1.2 para una potencia de 9 [kW] y 13 [kW] presenta un comportamiento anómalo con respecto a los otros puntos, lo que pude ser indicio de una combustión de tipo incompleta, lo que no es posible verificar debido a que no se tienen los análisis de emisiones.

En la Tabla 25 se presenta un resumen de las temperaturas medidas para cada uno de los puntos analizados en el prototipo generador de aire caliente con modalidad de funcionamiento de tipo directa.

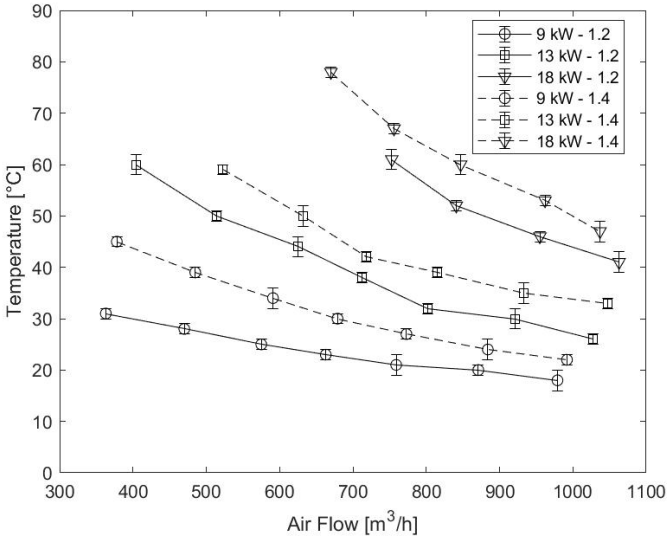
Tabla 35: Resumen temperaturas internas, modo directo.

Potencia [kW]	**Lambda**	**Caudal [m³/h]**	**TIC-1 [°C]**	**TI-2 [°C]**	**TI-3 [°C]**	**TI-4 [°C]**	**TI-5 [°C]**	**TIC-2 [°C]**
9	1.2	360 – 980	308 – 285	102 – 45	300 – 170	94 – 50	122 – 55	908 – 921
	1.4	380 – 990	362 – 243	132 – 53	370 – 206	123 – 57	161 – 63	1,028 – 990
13	1.2	400 – 1,030	394 – 270	181 – 77	406 – 243	159 – 76	191 – 76	1,052 – 1,043
	1.4	520 – 1,050	391 – 300	164 – 86	386 – 259	137 – 85	163 – 84	1,126 – 1,092
18	1.2	750 – 1,060	403 – 348	132 – 89	375 – 291	120 – 86	139 – 92	1,189 – 1,173
	1.4	670 – 1,040	413 – 337	151 – 88	395 – 286	136 – 89	164 – 94	1,159 – 1,128

7.2.2.2 Temperatura de operación prototipo

La temperatura de salida del aire (TI-1) para cada uno de los puntos de prueba del prototipo generador de aire caliente en modalidad directa se presenta en la siguiente gráfica. Las temperaturas, al igual que en el caso anterior, disminuyen a medida que aumenta el caudal de aire que pasa por el equipo. Lo anterior es producto de que un mayor flujo másico de aire alrededor del intercambiador genera una mayor disipación

de calor al ambiente debido a la convección forzada a la que se somete. Las temperaturas presentadas muestran el salto térmico del equipo para distintos puntos operacionales, este salto térmico representa la diferencia entre la temperatura medida experimentalmente en las pruebas y la temperatura ambiente, lo que permite caracterizar el prototipo de forma independiente a las condiciones climáticas del lugar donde se pondrá en marcha.



Gráfica 30: Temperatura de salida en modo directo.

Por otra parte, se tiene que las temperaturas aumentan a medida que aumenta la potencia de operación del equipo. Para una potencia de 9 [kW] se alcanzan temperaturas de salida de entre 20 a 30 °C con un lambda de 1.2, y de entre 20 a 45 °C con un lambda de 1.4. Como se puede observar, las temperaturas de salida alcanzadas por la operación con un lambda de 1.4 son mayores que las que se alcanzan con un lambda de 1.2 para el mismo caudal de aire, lo que es directa consecuencia de las temperaturas que se tiene en la zona de combustión para ambos casos. Es importante mencionar, que ambos puntos pueden operar en un rango de entre 300 a 1,000 [m^3/h] el cual corresponde a todo el rango de operabilidad del ventilador. En ambos casos, la temperatura ambiente en la cual se realizan las mediciones fue la misma de aproximadamente 18 °C.

Para una potencia de 13 [kW] se alcanzan temperaturas de salida de entre 25 a 60 °C con un lambda de 1.2, y de entre 30 a 60 °C para un lambda de 1.4. Si bien, al observar los datos presentados se tiende a pensar que para ambos casos el rango de temperaturas es similar, al ver la Gráfica 30 se puede apreciar que el caudal de trabajo difiere en cada caso. Por lo que, para un lambda de 1.4 se tienen temperaturas de salidas mayores que para un lambda de 1.2, cuando se trabaja con el mismo caudal de aire, lo que es directa consecuencia de la temperatura que se tiene en la zona de combustión para ambos casos. En ambos casos, la temperatura ambiente en la cual se realizan las mediciones fue la misma de aproximadamente 18 °C.

Para una potencia de 18 [kW] se alcanzan temperaturas de salida de entre 45 a 65 °C con un lambda de 1.2, y de entre 45 a 80 °C con un lambda de 1.4. Como se puede observar, para ambos casos las temperaturas alcanzadas para un mismo caudal de aire son similares, cuando se opera entre los 700 y 1,000 [m^3/h]. Bajo los 700 [m^3/h] por motivos de seguridad en la operación del prototipo solo es posible trabajar con un lambda de 1.4, el cual puede alcanzar una temperatura de salida de hasta 95 °C. En ambos casos, la temperatura ambiente en la cual se realizan las mediciones fue la misma de aproximadamente 17 °C.

Al igual como se realizó en el análisis de la temperatura de salida cuando se operaba en modalidad indirecta, en este caso se realizo un análisis en función del salto térmico que se tiene en cada uno de los puntos analizados. En la siguiente tabla se puede apreciar el comportamiento del salto térmico en función del caudal de aire en todo el rango de operabilidad.

Tabla 36: Salto térmico en función del caudal de salida, modo directo.

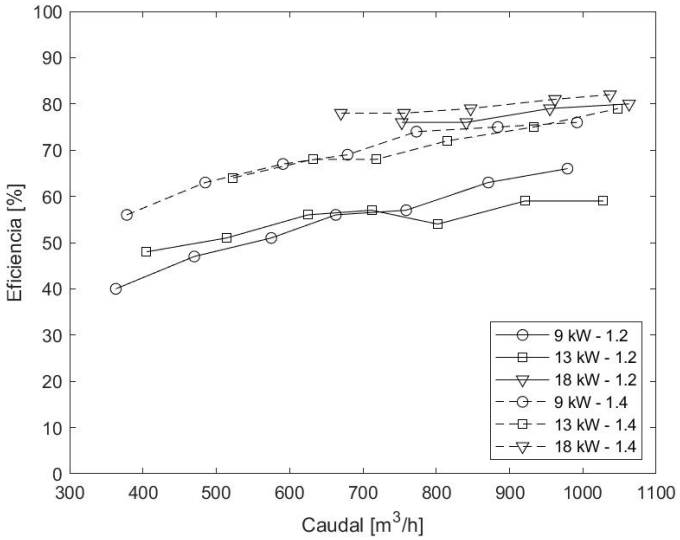
Potencia [kW]	**Lambda**	**Caudal [m^3/h]**						
		Salto térmico ΔT [°C]						
9	1.2	979	871	756	663	575	470	363
		18	20	21	23	25	28	31
	1.4	992	884	773	679	591	485	378
		22	24	27	30	34	39	45
13	1.2	1028	921	802	712	625	514	405
		26	30	32	38	44	50	60
	1.4	1048	933	815	718	632	523	-
		33	35	39	42	50	59	-
18	1.2	1063	955	841	753	-	-	-
		46	51	57	66	-	-	-
	1.4	1037	962	847	756	670	-	-
		47	53	60	67	78	-	-

En el análisis de la temperatura de salida en función del salto térmico, se tiene que para potencias de 9 y 13 [kW] se alcanza una mayor temperatura cuando el prototipo opera con un lambda de 1.4 en todo el rango de trabajo. Esto puede ser consecuencia de las temperaturas alcanzadas en la zona de combustión para ambas potencias, donde las mayores temperaturas se obtienen cuando se opera con un lambda de 1.4, y a medida que disminuye el caudal de aire incrementa la brecha con respecto a la operación con un lambda de 1.2, tal como se muestra en la Gráfica 29. Esta diferencia de temperaturas entre ambos lambda para una potencia de 9 y 13 [kW] se encuentra en un rango aproximado de entre 50 a 100 °C en la zona de combustión, la cual varia con respecto al caudal de aire en que trabaje el prototipo. Lo anterior da como resultado que la diferencia de temperaturas entre ambos lambdas varié aproximadamente entre los 5 a 10 °C en la salida (salto térmico). Cuando el equipo opera a una potencia de 18 [kW] no se presentan mayores diferencias en los saltos térmicos entre ambos lambdas, esto producto a que la diferencia en la temperatura de la zona de combustión es baja, y está en un rango de entre 30 a 40 °C (Gráfica 29), lo que da como resultado que la diferencia en los saltos térmicos no supere los 3 °C entre la operación con un lambda de 1.2 y de 1.4.

En la actualidad, los generadores de aire caliente de tipo directo que existen en el mercado tienen saltos térmicos variables y esto depende directamente de la aplicación a la cual se destinará el equipo. Además, son capaces alcanzar mayores temperaturas que los generadores de aire caliente de tipo indirecto debido a que se disminuyen las pérdidas asociadas a los procesos de transferencia de calor y, la energía térmica aportada por el combustible es entregada en un 100% al aire calentado. En este caso, el salto térmico del equipo en modalidad directa alcanza un rango de entre 20 a 80 °C en toda la zona de trabajo, lo que es menor a lo que se esperaba del diseño propuesto. Esto se asocia principalmente a las fallas de fabricación en el prototipo, donde se tiene alta infiltración de aire a la cámara de combustión (aun mayor que en modalidad indirecta) lo que enfría los gases de combustión y genera estancamiento en el flujo de gases, lo que provoca una gran inestabilidad en la operación del equipo.

7.2.2.3 Eficiencia térmica

Para finalizar el análisis de resultados obtenidos en las pruebas de caracterización del generador de aire caliente en modalidad directa, en la siguiente gráfica se presenta la eficiencia térmica obtenida para cada punto de operación en el prototipo. Como se puede apreciar, todos los puntos obtienen una eficiencia de sobre el 40% llegando a un máximo de aproximadamente 80% para la operación con una potencia de 18 [kW] y un lambda de 1.4. Por otra parte, las menores eficiencias fueron obtenidas para la operación del equipo a una potencia de 9 y 13 [kW] con un lambda de 1.2 donde no se supera el 60%.



Gráfica 31: Eficiencias térmicas en modo directo.

Al igual que en el análisis de eficiencias térmicas realizado para el prototipo en modalidad indirecta, se utiliza la Ecuación 52 para el cálculo de eficiencia, donde se relaciona el calor aportado al aire con la potencia de operación del quemador.

En la actualidad, las empresas que venden generadores de aire caliente clasifican sus productos en base a cuatro parámetros principales, estos son, potencia de operación, caudal de aire, salto térmico y eficiencia del equipo. La mayoría de los equipos comercializados presentan una eficiencia térmica sobre un 90% llegando incluso a los 100% en algunos modelos, para todos los prototipos existentes hay una única configuración de potencia y caudal de aire que presenta una máxima eficiencia en toda la curva de operación, este es el punto óptimo del equipo.

Como se mencionó anteriormente, para este prototipo la eficiencia térmica máxima obtenida entre todos los puntos operacionales es de 82% para una potencia de 18 [kW] y un lambda de 1.4, lo que se encuentra muy por debajo de la eficiencia que alcanzan los equipos actualmente en el mercado. A diferencia de lo que ocurre cuando el equipo opera en modalidad indirecta, acá no existen pérdidas asociadas a los gases producto de la combustión debido a que estos se mezclan con el aire a la descarga, lo que explica que las mayores eficiencias sean alcanzadas por el prototipo cuando opera a una potencia de 18 [kW], como lo muestra la Gráfica 31.

Las bajas eficiencias obtenidas en modalidad directa son consecuencia del diseño del prototipo, debido a que en el mercado actualmente estos equipos se comercializan de forma directa o indirecta, por lo que sus diseños difieren en cada caso, en modalidad directa el aire y los gases producto de la combustión tienen un flujo paralelo y la transferencia de calor se produce directamente en la cámara de combustión, por lo que no existen mayores pérdidas asociadas a este proceso.

Cuando el equipo es indirecto, existe un intercambiador de calor que permite separar los flujos de aire y gases de combustión, teniendo una configuración de tubos en el intercambiador que permita aprovechar al máximo la transferencia de calor, por lo que generalmente en el diseño de estos equipos se considera el flujo de los gases de forma paralela y a contraflujo, aun así, existen altas perdidas asociadas a este proceso.

Debido a que el diseño propuesto considera el uso del generador de aire caliente de forma dual, esto es que pueda operar de forma directa e indirecta, para ambos casos la configuración interna del prototipo asegura que el flujo de gases sea de forma paralela y a contraflujo, lo que normalmente solo se aplica para modalidad indirecta, por lo que al momento de operar el prototipo de forma directa existen pérdidas asociadas a la transferencia de calor en los tubos intercambiadores. Por otro lado, en este diseño la mezcla de aire y gases no se realiza en la cámara de combustión, como generalmente ocurre en los equipos comercializados en modalidad directo, sino que se realiza en la descarga del prototipo por lo que se reduce el tiempo de contacto entre ambos flujos. Además, existen otros factores asociados a la fabricación del equipo que afectan directamente su operabilidad y disminuyen su eficiencia, como es la infiltración de aire a la cámara de combustión que disminuye la temperatura de los gases aumentando significativamente su estanqueidad al interior del equipo. Esto último debido a que en la zona de mezcla se genera una gran diferencia de presión entre el aire y los gases de combustión, lo que tiene como resultado la infiltración de aire por los tubos intercambiadores hacia la cámara, dificultando la salida de los gases de combustión hacia la zona de mezcla.

En la Tabla 37 se presentan las eficiencias térmicas alcanzadas para cada punto de operación, en función del caudal de aire y el salto térmico.

Tabla 37: Eficiencia térmica a una potencia y caudal especifico, modo directo.

Potencia [kW]	**Lambda**	**Caudal [m³/h]**						
		Salto térmico [°C]						
		Eficiencia %						
9	1.2	979	871	756	663	575	470	363
		18	20	21	23	25	28	31
		66	63	57	56	51	47	40
	1.4	992	884	773	679	591	485	378
		22	24	27	30	34	39	45
		76	75	74	69	67	63	56
13	1.2	1028	921	802	712	625	514	405
		26	30	32	38	44	50	60
		59	59	54	57	56	51	48
	1.4	1048	933	815	718	632	523	-
		33	35	39	42	50	59	-
		79	75	72	68	68	64	-
18	1.2	1063	955	841	753	-	-	-
		46	51	57	66	-	-	-
		80	79	76	76	-	-	-
	1.4	1037	962	847	756	670	-	-
		47	53	60	67	78	-	-
		82	81	79	78	78	-	-

La tendencia de los valores obtenidos permite concluir que a medida que aumenta el caudal de aire aumenta la eficiencia térmica del equipo. Si bien, al aumentar el caudal disminuye el salto térmico, el cual está en directa relación con el cálculo de la eficiencia, aumentando el flujo másico de aire que pasa por el prototipo, por lo que se está cediendo más calor al aire. En general, las eficiencias obtenidas para el funcionamiento directo están muy por debajo en comparación con los equipos comercializados actualmente, por lo que el prototipo debe considerar mejoras en el diseño.

7.3 Evaluación del desempeño de la aplicación

7.3.1 Aspectos técnicos

Los resultados obtenidos en las pruebas de caracterización son suficientes para señalar que el prototipo fabricado cumple con las condiciones de operación necesarias para el deshidratado de alimentos por aire caliente, la implementación de este equipo es factible y viable en términos técnicos para este tipo de aplicación.

Respecto al prototipo, se ha logrado elaborar un diseño funcional capaz de operar en periodos prolongados de forma segura y sin presentar fallas. Durante la puesta en marcha y operación, el quemador operó durante casi 7 horas continuas en promedio, lo cual sugiere que, bajo las condiciones de operación en que se realizaron las pruebas, el prototipo cumple con los requisitos técnicos que demanda el proceso de deshidratado, pudiendo operar fácilmente en ciclos de 10 o 12 horas continuas, según sea el requerimiento.

Ha sido posible desarrollar e implementar la automatización del quemador en una propuesta capaz de cumplir con las regulaciones de la norma NCh3111 la cual establece estándares de construcción y funcionamiento para quemadores automáticos de aire forzado que funcionan con combustible gaseoso, además de incluir un sistema de control de flujo de aire en el prototipo en el cual es posible regular caudal de aire en el que se opera el generador de aire caliente. Con esto, fue factible la certificación del prototipo ante la Superintendencia de Electricidad y Combustible (SEC), permitiendo la operación del equipo en término de la normativa vigente de emisiones, operación, control y seguridad. Lo anterior entrega mayor valor al trabajo, dando un sustento real y viable a la aplicación para fines comerciales en la industria.

Por otro lado, si bien la operación del equipo presenta bajas eficiencias en modalidad directa, los puntos operaciones que se alcanzan cumplen las condiciones de operabilidad para el deshidratado de alimentos, por lo que, aunque el equipo funcione de forma deficiente se cumplen los estándares de secado. Lo mismo sucede cuando se opera en modalidad indirecta, donde se cumplen los estándares de secado con altas eficiencias, por lo que su competitividad en el mercado se ve factible. Esta dualidad en la operación del equipo es un valor agregado en su comercialización, donde se puede ampliar la funcionalidad del prototipo para distintas aplicaciones.

7.3.2 Costos aplicación

En la Tabla 39 se presenta la valorización de los costos asociados al diseño, fabricación y operación del generador de aire caliente dual para el deshidratado de alimentos. Los cuales consideran los costos de inversión y costos operacionales del prototipo.

Los costos de inversión consideran el diseño, fabricación, montaje, control e insumos necesarios para la fabricación del equipo, esto es:

Costos de diseño: Valorización del tiempo y conocimientos necesarios para realizar el diseño del prototipo, considerando modelos 3D y planos de piezas.

Costos de fabricación: Valorización de los costos de las piezas que componen el prototipo, considerando el material utilizado (tipo de acero) y los cortes realizados (waterjet, esmeril, manual). También dentro de este ítem se consideran los costos asociados a componentes comprados para la operación del prototipo, como son ventilador, soplador, medio poroso, trampa de llama, pernos, entre otros.

Costos de montaje: Valorización del montaje y unión de piezas, donde se incluye costos de soldadura, estructura soporte y valor humano en el ensamble de partes.

Costos de automatización: Valorización de los costos asociados al desarrollo de los sistemas de control y seguridad con los que opera el prototipo. Donde se incluye los costos asociados a componentes

electrónicos y componentes comprados para la automatización del proceso. También se incluye la valorización del tiempo y conocimientos necesarios para este ítem.

Costos de insumos: Valorización de los insumos utilizados en la fabricación y montaje del prototipo, donde se incluyen herramientas, repuestos, insumos de oficina, entre otros.

Los costos de operación consideran consumo de combustible, energía eléctrica y mantenimiento, suponiendo un ciclo de trabajo bajo las condiciones propuestas en la Tabla 38. El valor utilizado para determinar el costo del combustible corresponde a un promedio aproximado del precio de venta de los principales proveedores de GLP en cilindros de 15 kg. Por otro lado, el costo por kWh de energía eléctrica fue obtenido desde el sitio web de Chilquinta, empresa que suministra electricidad en la zona donde se realizaron las pruebas de desempeño del prototipo. Para el costo de operación se utiliza el punto de máxima eficiencia del equipo, que es en modalidad indirecta a una potencia de 13 kW y un caudal de 600 [m^3/h].

Tabla 38: Supuestos para valorización de costos de la aplicación.

Operación diaria	12 horas al día
Operación mensual	30 días al mes
Hora de encendido	08:00 am
Hora de detención	20:00 pm
Funcionamiento	Automatizado
Mantenimiento	Cada 1000 horas de operación
Costo mantenimiento	$ 40. 000 promedio
Potencia de operación	13 kW
Caudal de operación	600 [m^3/h]
Lambda	1.4
Modalidad de operación	Indirecta
Consumo de GLP	1.028 kg/h
Precio GLP	$ 900 por kg
Consumo eléctrico	500 W
Precio electricidad	$ 150 por kWh

Tabla 39: Valorización de costos de la aplicación.

Costos de Inversión		
Costos de Diseño	$	300.000
Costos de Fabricación	$	2.200.000
Costos de Montaje	$	250.000
Costos de automatización	$	1.000.000
Insumos	$	270.000
INVERSIÓN TOTAL	**$**	**4.020.000**
Costos de Operación		
Combustible (GLP)	$	333.000
Electricidad	$	32.400
Mantenimiento	$	14.400
COSTO OPERACIONAL MENSUAL	**$**	**379.800**

8 Conclusiones y recomendaciones

En base al estudio realizado para establecer el estado del arte en torno al trabajo de título, es posible concluir que los principales equipos generadores de aire caliente que se encuentran en el mercado son en base a combustibles fósiles, ya sea líquidos o gaseosos. Se pueden reconocer dos principales diseños existentes que limitan el funcionamiento de estos equipos a aplicaciones específicas, esto es modalidad directa o indirecta. En el primer caso, los flujos de aire y gases de combustión salen en forma conjunta del generador, por lo que en estos diseños se presentan mayores eficiencias térmicas de operación, pero limitan el funcionamiento a lugares cerrados o a procesos de secado donde el alimento pueda contaminarse producto de las emisiones nocivas que se generan por la combustión. En el segundo caso, los flujos de aire y gases de combustión salen de forma separada, esto permite ampliar las aplicaciones donde pueda operar el equipo, pero reduce su eficiencia térmica debido a las pérdidas de calor generadas en el proceso de separación de flujos. En consideración de lo señalado, se diseñó y fabricó un equipo capaz de operar bajo los dos mecanismos (funcionamiento dual) existentes actualmente en la industria de los generados de aire caliente.

Debido a que estos equipos se utilizan principalmente para dos aplicaciones específicas, climatización de espacios y procesos de secado, se desarrolló un estudio del alcance que pueda tener la aplicación de este prototipo generador de aire caliente dual. Es en este punto, donde toma importancia el proceso de deshidratado de alimentos, debido a que en la actualidad Chile se considera dentro de los 10 países que más exportan alimentos deshidratados. Por este motivo, el desarrollo de equipos que mejoren los procesos de secados, que reduzcan el consumo de combustible, que mejoren su eficiencia y que disminuyan las emisiones contaminantes, toma un importante valor a la hora de la comercialización del prototipo.

Según el estudio realizado en torno al proceso de deshidratado de alimentos, se puede concluir la importancia que tienen las tecnologías utilizadas para esta aplicación, donde se destaca el deshidratado natural, deshidratado por aire caliente, deshidratado por osmosis, deshidratado radiativo y deshidratado por liofilización. Dentro de estas tecnologías la que tiene una mayor presencia en la industria nacional, es la tecnología de deshidratado por aire caliente la que cuenta con tres principales sistemas de operación, un sistema de calentamiento de aire (combustible o electricidad), un sistema de ventilación y un sistema de almacenamiento (cámara de secado). Esta tecnología permite la mejor relación entre el precio y la calidad del producto, debido a que sus costos de inversión y operación son bajos en comparación a otras tecnologías, y los resultados obtenidos son de una buena calidad para el alimento.

El diseño logrado cuenta además con una innovadora tecnología de combustión en medios porosos inertes, la que tiene como principal característica una mejorada transferencia de calor en la zona de combustión, donde se aplican los tres procesos existentes conducción, convección y radiación. Esto favorece el fenómeno conocido como ‘‘combustión con exceso de entalpía’’ que aumenta la temperatura en la zona de combustión y también puede ser regulada obteniendo como consecuencia la disminución en las emisiones contaminantes.

Para el diseño del prototipo, se establecieron cuatro parámetros operacionales fundamentales. En primer lugar, se tiene la potencia de operación del equipo que es entregada a partir del análisis térmico realizado (balance de energía) donde se pudo concluir que el prototipo diseñado puede operar a una potencia máxima de 20 kW, con un amplio rango de operación. En segundo lugar, se tiene el caudal de aire, que para este caso se estimó de entre 300 a 1,000 [m^3/h] que es el rango en que operan actualmente los generadores de aire caliente que funcionan con bajas potencias, y que cumplen con las condiciones para la aplicación que se quiere satisfacer (secado de alimentos).

En tercer lugar, se considera la temperatura de salida del aire o salto térmico. En general los equipos destinados a procesos de deshidratado presentan temperaturas de operación entre los 40 a 70°C esto dependerá principalmente del tipo de alimento que se quiera secar y de la calidad final que se quiera del producto (% de humedad), por lo que, en la industria de generadores de aire caliente se comercializan equipos para secado de alimentos con saltos térmicos entre 20 a 60°C. Por último, se tiene la eficiencia térmica de operación del equipo. Esta varía principalmente con la modalidad de funcionamiento (directo o indirecto) con la que opere el prototipo. En el caso de generadores de aire caliente en modo directo actualmente se tiene una eficiencia de aproximadamente 80% en equipos presentes en el mercado, a diferencia de los indirecto cuya eficiencia térmica sobrepasa los 90%. En conclusión, los parámetros mencionados anteriormente son los que toman mayor relevancia a la hora de diseñar un equipo generador de aire caliente.

De las pruebas experimentales realizadas en el prototipo para determinar el estado transiente, se puede concluir que el tiempo que debe permanecer el equipo bajo una misma configuración (potencia, lambda y caudal) es de aproximadamente 10 minutos para alcanzar su estado estacionario. Por otra parte, los resultados experimentales muestran que la zona de la entrada del quemador (TIC-1) es la que tiene un mayor tiempo de estabilización, y la zona de la cámara de combustión (TI-3) es la que se estabiliza de forma más rápida, en relación con las temperaturas internas de las paredes del equipo. Esta diferencia se asocia a la superficie que se encuentra en contacto con el aire, la que es fundamental para el proceso disipación de calor por convección. Además, en todos los puntos operacionales analizados, el MPI fue el que demoró menos tiempo en estabilizar su temperatura, lo que se asocia a la tecnología de combustión utilizada la cual mejora el proceso de transferencia de calor en la combustión. Por último, es importante mencionar que en base a los resultados obtenidos el principal parámetro que afecta la estabilización del equipo es la velocidad del aire de secado que circula en su interior, debido a que afecta directamente la transferencia de calor por convección entre la superficie de la pared y el aire circulante. Este parámetro (velocidad) según muestran las pruebas experimentales tiene una mayor relevancia en los tiempos de estabilización que la potencia de operación del prototipo.

En relación con la caracterización del prototipo las pruebas experimentales, éstas se desarrollan bajo las dos modalidades en las que puede operar (directo e indirecto). Para ambos casos el equipo se operó a tres potencias distintas de 9, 13 y 18 [kW], y los lambdas para cada potencia fueron de 1.2 y 1.4 (o excesos de aire de 20% y 40%, respectivamente). Se tiene que en modalidad directa e indirecta el principal parámetro que limita la operabilidad del prototipo es la temperatura que alcanza la entrada del quemador (TIC-1), donde para bajos caudales de aire y altas potencias, supera los 400°C que es la temperatura de seguridad del equipo. El registro de emisiones solo se realizó para la operación del prototipo en modalidad indirecta, debido a que para modalidad directa las emisiones son alteradas por la mezcla de los gases de combustión con el aire de secado. La norma utilizada para este análisis es la ISO 22967:2010, que especifican los procedimientos de prueba y requisitos generales para la construcción y operación de quemadores automáticos de gas de tiro forzado, donde se indica que el límite de emisión para el monóxido de carbono (CO) es de 93 [ppm], y para los óxidos de nitrógeno es de 250 [ppm]. Para el monóxido de carbono, las emisiones alcanzaron valores bajo la norma entre 0 a 30 [ppm] para todos los puntos operacionales con un lambda de 1.4, y para una potencia de 18 [kW] con un lambda de 1.2, para los puntos de operación con un lambda de 1.2 y potencias de 9 y 13 [kW] las emisiones medidas están por sobre los 100 [ppm]. Para los óxidos de nitrógeno, las emisiones están muy por debajo de la norma con valores entre 20 a 45 [ppm] para todos los puntos operaciones medidos. Es importante mencionar, que otro parámetro que limita la operabilidad del equipo son las emisiones de monóxido de carbono, para aquellos puntos de operación donde se alcanzan valores sobre la norma se limita el funcionamiento del prototipo.

En relación con los parámetros de operación del prototipo generador de aire caliente dual, se tiene que para modalidad indirecta los puntos que presentan un comportamiento óptimo para esta aplicación son a una potencia de 9 [kW] con un lambda de 1.4, donde se tiene un rango operacional de 350 a 890 [m^3/h], con un salto térmico de 30 a 55°C y una eficiencias térmica de 63 a 86%, y a una potencia de 13 [kW] con un lambda de 1.4, donde se tiene un rango operacional de 490 a 930 [m^3/h], con un salto térmico de 40 a 70°C y una eficiencia térmica de 76 a 83%, en ambos casos los parámetros operacionales se encuentran dentro de los tabulas actualmente en el mercado. Para una operación directa, el prototipo alcanza bajas eficiencias térmicas las que van desde 40 a 82%, lo que se encuentra muy por debajo en relación con las eficiencias térmicas de los equipos que se comercializan actualmente.

Para mejorar la eficiencia térmica se pueden realizar algunas modificaciones en el diseño y fabricación del prototipo, en primer lugar, según los resultados obtenidos se puede estimar que existe una alta pérdida de calor en los gases de combustión cuando el equipo opera en modalidad indirecta. Esto es consecuencia del tiempo de residencia de los gases al interior del equipo. Si un nuevo diseño contemplara un mayor tiempo de residencia de los gases en el intercambiador aumentaría el flujo de calor hacia el aire de secado por lo que aumentaría su salto térmico y como consecuencia se tendría una mejor eficiencia. Lo mismo sucede si se opera el equipo en modalidad directa, el tiempo de mezcla entre los gases de combustión y el aire de secado es muy bajo, por lo que existe una alta pérdida de eficiencia producto del poco tiempo de contacto entre gases. Existe también otro fenómeno que afecta la operabilidad del equipo, el cual se relaciona con las infiltraciones de aire a la cámara de combustión, lo que enfría el medio poroso y por ende se reducen las temperaturas en el equipo, para abordar este problema se debe poner un especial foco al tipo de empaquetadura que se está utilizando en el montaje del equipo, evaluar la posibilidad de cambiar estas empaquetaduras o buscar un sistema capaz de mejorar la hermeticidad del equipo. También se podría realizar una mejora en el montaje del equipo, para que puede operar de forma vertical y así exista una mejor homogenización de las temperaturas en las paredes, lo que mejoraría la distribución de temperaturas y como consecuencia se mejorarían los flujos de calor. Por último, se puede considerar el análisis de otras configuraciones de tubos y colectores en el diseño del prototipo, probar solamente con flujos paralelos o a contraflujo, y así evaluar una mejor forma de transferencia de calor al interior del generador de aire caliente. Existe otra línea a seguir en relación con la aplicación del prototipo, donde se ponga a prueba el deshidratado de alimentos en comparación a una tecnología de secado que utilice un generador de aire caliente convencional, donde se generen indicadores de volumen de alimentos secados, pérdidas de humedad, perdidas de peso, comportamiento de propiedades organolépticas, eficiencias del proceso, entro otros.

En relación con los estándares técnicos de operación, el prototipo fabricado cumple con todas las normativas vigentes que regulan este tipo de equipos que utilizan quemador de tipo forzado para el calentamiento de aire, por lo que el diseño fue certificado por la SEC. En términos económicos, el costo de inversión en esta tecnología es de $4.020.000, y los costos operacionales mensuales en el punto de máxima eficiencia del prototipo es de $379.800.

9 Referencias

Al-Harahsheh, M., Al-Muhtaseb, H., & Magee, T. (2009). Microwave drying kinetics of tomato pomace: Effect of osmotic dehydration. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, *48*, 544–531.

Alibas, O. I., Akbudak, B., & Akbudak, N. (2007). Microwave drying characteristics of spinach. *Journal of Food Engineering*, *78(2)*, 577–583.

Babkin, V. S., Korzhavin, A. A., & Bunev, V. A. (1991). Propagation of premixed gaseous explosion flames in porous media. *Combustion and Flame*, *87*(2), 182–190. https://doi.org/10.1016/0010-2180(91)90168-B

Brennan, J. G. (2008). Manual del procesado de los alimentos. *Editorial Acribia S.A.*

Brennan, J. G., Butters, J. R., Cowell, N. D., & Lilley, A. E. . (1998). Las operaciones de la ingeniería de los alimentos. *Editorial Acribia S.A.*, *3.a ed.*, 377–425.

Célleri, D. (2008). Diseño y construcción de un generador de aire caliente con residuos de palma africana. *Tesis Pregrado (Ingeniero Químico). Universidad San Francisco de Quito.*

Cengel, Y. A. (2007). Transferencia de calor y masa: Un enfoque practico. *Edición McGraw-Hill, 3 ed.*

Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2006). Thermodynamics: An Engineering Approach. *Edición McGraw-Hill, 6 ed.*

ChileAlimentos. (2012). *Alimentos Elaborados: Posicionamiento de Chile en Mercados Mundiales.*

De Michelis, A., & Ohaco, E. (2015). Deshidratación y desecado de frutas, hortalizas y hongos. *INTA Ediciones.*

Diaz-Maroto, M., Gonzalez-Vinas, M., & Cabezudo, M. (2003). Evaluation of the effect of drying on aroma of parsley by free choice profiling. *European Food Re¬search and Technology*, *216*, 227–232.

Doymaz, İ. (2007). Implementación de quemador radiativo en un deshidratador solar de frutas. *Journal of Food Engineering.*, *78(4)*, 1291–1297.

Doymaz, İ., & Pala, M. (2003). The thin-layer drying characteristics of corn. *Journal of Food Engineering.*, *60(2)*, 125–130.

Espinoza, J. (2016). Innovación en el Deshidratado Solar. *Ingeniare, Revista Chilena de Ingeniería*, *24 (Especi*, 72–80.

Espinoza Saavedra, J. L. (2011). *Aplicación de un proceso de secado asistido infrarrojo para la deshidratación del fruto de murtilla (Ugni molinae turcz.)*.

Feng, H., Tang, J., Cavalieri, R., & Plump, O. (2001). Heat and mass transport in microwave drying of porous materials in a spouted bed. *American Institute Chemical Engineers Journal*, *47(7)*, 1499–1511.

Fito Maupoey, P., Andrés Grau, A., Barat Baviera, J., & Albors Sorolla, A. (2001). Introducción al secado de alimentos por aire caliente. *Universidad Politécnica de Valencia*.

Garcia, A. et al. (2013). Análisis comparativo de la cinética d deshidratación osmótica y por flujo de aire caliente de la piña. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias.*, *22(1)*, 62–69.

Heldman, D. R., Lund, D. B., & Sablioy, C. (2006). Handbook of Food Engineering. *Editorial CRC Press.*

Heredia, A., Barrera, C., & Andrés, A. (2007). Drying of cherry tomato by a combination of different dehydration techniques. Comparison of kinetics and other related properties. *Journal of Food Engineering*, *80(1)*, 111–118.

Jayaraman, K. S., & Das Gupta, D. K. (1992). Dehydration of fruits and vegetables – Recent developments in principles and thecniques. *Drying Technology*, *10(1)*, 1–50.

Kamal, M. M., & Mohamad, A. A. (2006). Combustion in Porous Media. *Proceedings of the Institution*

of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, *220(5)*, 487–508.

Maskan, M. (2001). Drying, shrinkage and rehydration char¬acteristics of kiwifruits during hot air and microwave drying. *Journal of Food Engineering*, *48(2)*, 117–182.

Mezquitillo, C., Ruiz, B., & Martínez, O. (2014). Construcción y evaluación de un secador solar indirecto para el deshidratado de tomate saladette. *Química Hoy Chemistry Sciences*, *4(1)*, 12–16.

Mujeebu, M. A., Abdullah, M. Z., Mohamad, A. A., & Bakar, M. Z. A. (2010). Trends in modeling of porous media combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, *36(6)*, 627–650.

Mujeebu, M. Abdul, Abdullah, M. Z., Bakar, M. Z. A., Mohamad, A. A., & Abdullah, M. K. (2009). A review of investigations on liquid fuel combustion in porous inert media. *Progress in Energy and Combustion Science*, *35*(2), 216–230. https://doi.org/10.1016/j.pecs.2008.11.001

Murillo, C. (2007). Diseño de un deshidratador de convección para frutas y verduras. *Tesis de Pregrado (Ingeniería Mecánica). Universidad Autónoma de Occidente.*

Ochoa-Reyes, E. et al. (2013). Tecnologías de deshidratación para la preservación de tomate (Lycopersicon esculentum Mill.). *Revista BIOtecnia*, *15(2)*, 39.

ODEPA. (2016). *Mercado de los frutos secos y deshidratados.*

Panagiotou, N., Karathanos, V., & Maroulis, Z. (1998). Effect of osmotic agent on osmotic dehydration of fruits. *Drying Technology*, *17*, 175–189.

Pantangi, V. K., Mishra, S. C., Muthukumar, P., & Reddy, R. (2011). Studies on porous radiant burners for LPG (liquefied petroleum gas) cooking applications. *Energy*, *36(10)*, 6074–6080.

Pržić, D. S., Ružić, N. L., & Petrović, S. D. (2004). Lyophilization: The process and industrial use. *Hemijska Industrija*, *58(12)*, 552–562.

Saavedra, E. (2018). Implementación de quemador radiativo en un deshidratador solar de frutas. *Tesis de Pregrado (Ingeniería Civil Mecánica). Universidad Técnica Federico Santa Maria.*

Sharma, G. P., & Prasad, S. (2001). Drying of garlic (Allium sativum) cloves by microwave-hot air combination. *Journal of Food Engineering.*, *50(2)*(99–105).

SpA, Q. (2019). *Memoria descriptiva quemador radiante.*

Spiazzi, E., & Mascheroni, R. (2001). Modelo de deshidratación osmótica de alimentos vegetales. *MAT Serie A*, *4*, 23–32.

Trimis, D., Pickenäcker, O., & Wawrzinek, K. (2006). *Porous Burners. Cellular Ceramics*. 484–508.

Turner, I., & Jolly, P. (1991). Combined microwave and convective drying of a porous material. *Drying Technology*, *9(5)*, 1209–1269.

Vega, A., Ándres, A., & Fito, P. (2005). Modelado de la Cinética de Secado del Pimiento Rojo (Capsicum annuum L. cv Lamuyo). *Información Tecnológica.*, *16(6)*, 3–11.

Velásquez, V. (2007). Estandarización del proceso de secado de carragenina en la Empresa Extractos Naturales Gelymar S.A. *Tesis Pregrado (Licenciado En Ciencia de Los Alimentos). Universidad Austral de Chile.*

Weinberg, F. J. (1971). Combustion Temperatures: The Future. *Nature*, *233(5317)*, 239–241.

Wood, S., & Harris, A. T. (2008). Porous burners for lean-burn applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, *34*(5), 667–684. https://doi.org/10.1016/j.pecs.2008.04.003

10 Anexos

Anexo 1: Matriz de pruebas – Estado transiente

Potencia [kW]	8						
Lambda	1.4						
Frecuencia [Hz]	45						
Medición	Tiempo [s]	TIC-1 [°C]	TI-2 [°C]	TI-3 [°C]	TI-4 [°C]	TI-5 [°C]	TIC-2 [°C]
1							
2							
3							
…							

Potencia [kW]	8						
Lambda	1.4						
Frecuencia [Hz]	15						
Medición	Tiempo [s]	TIC-1 [°C]	TI-2 [°C]	TI-3 [°C]	TI-4 [°C]	TI-5 [°C]	TIC-2 [°C]
1							
2							
3							
…							

Potencia [kW]	16						
Lambda	1.4						
Frecuencia [Hz]	45						
Medición	Tiempo [s]	TIC-1 [°C]	TI-2 [°C]	TI-3 [°C]	TI-4 [°C]	TI-5 [°C]	TIC-2 [°C]
1							
2							
3							
…							

Potencia [kW]	16						
Lambda	1.4						
Frecuencia [Hz]	15						
Medición	Tiempo [s]	TIC-1 [°C]	TI-2 [°C]	TI-3 [°C]	TI-4 [°C]	TI-5 [°C]	TIC-2 [°C]
1							
2							
3							
…							

Anexo 2: Matriz de pruebas – Temperaturas internas caracterización

Hora	Frecuencia	T ambiente	Medición	TIC-1	TI-2	TI-3	TI-4	TI-5	TIC-2	T salida
hh:mm	Hz	°C	#	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
	45		1							
			2							
			3							
			4							
			5							
			6							
	…		1							
			2							
			3							
			4							
			5							
			6							
	15		1							
			2							
			3							
			4							
			5							
			6							

Anexo 3: Matriz de pruebas – Potencia y exceso de lambda real caracterización

Hora	Frecuencia	T ambiente	Medición	V aire soplador	T aire soplador	V aire salida	Caudal aire salida	Lectura 1 Combustible	Lectura 2 Combustible	Tiempo	Flujo volumétrico	Flujo másico	Potencia real	lA
-	Hz	°C	#	m/s	°C	m/s	m^3/h	L	L	s	L/s	kg/s	kW	-
	45		1											
			2											
			3											
			4											
			5											
			6											
	…		1											
			2											
			3											
			4											
			5											
			6											
	15		1											
			2											
			3											
			4											
			5											
			6											

Anexo 4: Matriz de pruebas – Análisis de gases

Hora	Frecuencia	T ambiente	Medición	T gases	Oxígeno	Dióxido de carbono	Monóxido de carbono	Óxidos de nitrógeno
hh:mm	Hz	°C	#	°C	%	%	ppm	ppm
	45		1					
			2					
			3					
			4					
			5					
			6					
	…		1					
			2					
			3					
			4					
			5					
			6					
	15		1					
			2					
			3					
			4					
			5					
			6					