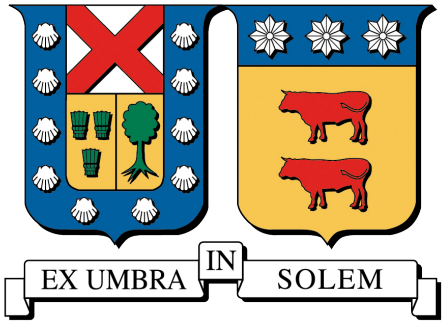
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO - CHILE



DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN QUEMADOR DE MEDIOS POROSOS EN UN HORNO PANADERO DEL TIPO CHILENO

JUAN MANUEL CAMPOS ABUTRIDY

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA	:	DR. ING. MARIO TOLEDO TORRES
PROFESOR CORREFERENTE	:	MG. JAIME ESPINOZA SILVA

DICIEMBRE 2022

A mi familia . . .

Que sin saberlo, ellos han sido mi motivación más grande

AGRADECIMIENTOS

Para mis padres, Paola y Héctor, nada de esto hubiera sido posible sin su apoyo incondicional, gracias por su sacrificio silencioso. Gracias por todo lo que han hecho conmigo y mis hermanos, no existen palabras para describirlo, pero ustedes saben todo lo que hemos vivido, gracias por los valores que me han dado, con ustedes a mi lado puedo con cualquier guerra, los amo infinitamente.

A mis hermanos Pablo y Álvaro, son el mejor regalo que ha dado la vida, ustedes sin saberlo han sido mi más grande motivación. Estoy orgulloso de ustedes y espero algún día ustedes lo estén de mí. Son grandes personas, las mejores que he conocido, los amo hermanos.

A mi segunda familia, mis amigos/as. Infinitamente agradecido de la vida, por encontrarme con gente tan genial, son amistades de vida que sin ellos yo no sería ni la mitad de lo que soy ahora, gracias por el apoyo en los malos momentos y por las celebraciones de los buenos momentos, por las enseñanzas y consejos, por darme una amplia visión de la vida y elegirme como su amigo día a día. Gracias por estar siempre ahí, sin tener ninguna obligación, simplemente porque se los decía el corazón, gracias.

A mi compañera de los últimos años, Valentina, llegaste para enseñarme una nueva forma de amar. Gracias por el apoyo y aprendizaje de los últimos años, por ser un pilar fundamental en mi vida, gracias por estar siempre ahí, a mi lado, tú igual eres parte de esta victoria. Gracias por este amor tan bonito.

A mi Universidad, pero a la gente que tuve la dicha de conocer ahí. No solamente pude saciar mi sed de conocimiento, sino que a la vez conocí gente espectacular. Me dio la posibilidad de vivir en el puerto de Valparaíso, sus cerros llenos de colores fueron espectadores de todo el esfuerzo que hay detrás de este largo camino.

A el equipo de QUEMPIN, gracias por abrirme sus puertas y darme la oportunidad de desarrollar mi trabajo de título junto a ustedes y hacer posible terminar esta etapa, les deseo lo mejor y gracias totales.

Gracias a la vida, que me ha dado tanto . . .

RESUMEN EJECUTIVO

La industria panadera siempre va a estar en crecimiento en el mercado nacional, debido a la importancia del pan en la alimentación diaria de todos los chilenos, por lo que buscar nuevos procesos o mejorar tecnologías existentes resulta muy atractivo económicamente para la comercialización de equipos que aumenten la eficiencia del proceso. En este contexto se diseña un prototipo de quemador, el cual utiliza la tecnología de combustión en medios porosos inertes para funcionar como un quemador radiante, alcanzando altas temperaturas, asegurando bajas emisiones de gases de efecto invernadero y ahorrando hasta un 20 % en el consumo de combustible, en este caso gas licuado de petróleo.

Visitando una panadería se reconoció un horno tipo chileno a leña, sus componentes y funcionamiento. A su vez, se identificaron ciertas problemáticas que poseen las panaderías con respecto al uso de la leña como combustible, por ejemplo: se debe contar un espacio para acopiar la leña, idealmente esta superficie debe estar cerrada para evitar que la leña absorba la humedad del ambiente y también evitar que roedores o termitas se agrupen en la zona. Para llegar a la temperatura necesaria para la cocción del pan, el horno a leña debe estar prendido aproximadamente 3 horas antes, esto implica en primer lugar una quema ineficiente del combustible, dado que el calor no se esta aprovechando para la cocción y en segundo lugar implica tener un personal que se encuentre cargando este horno en horarios donde no se producirá pan, se debe contar con un suministro constante de leña para funcionar durante todo el año, lo cual resulta difícil en algunas zonas del país (como en el norte, por ejemplo) y la combustión a leña no es controlable a diferencia de las combustión a gas, la cual además genera menos gases de efecto invernadero que la leña.

La panadería a implementar el quemador de medios porosos inerte, posee una gran cámara de cocción, por lo que la potencia nominal del quemador a diseñar se cuantifico en 170[kW]. A diferencia de quemadores anteriores de la empresa QUEMPIN, este quemador cuenta con un filtro de aire en su caja de control, así evitar que la harina en suspensión se aglomeré sobre los dispositivos eléctricos o dentro del quemador, obstaculizando el paso de aire-combustible. Otra innovación corresponde a la implementación y diseño de un dispositivo de mezclado, en proyectos anteriores esto ocurría en el rotor del ventilador, inyectando combustible por la succión de este, sin embargo este método no es del todo seguro, por lo que se diseño un tubo Venturi donde los flujos de aire y combustible se juntan de forma paralela aguas abajo del ventilador, generando así una mezcla más homogénea lo que favorece en la combustión final.

Se realiza el diseño utilizando las condiciones físicas de la panadería Santo Pan y se fabrica un quemador móvil y con ángulo de inclinación de 10 grados. Una vez realizado el montaje se procede con la puesta en marcha y operación del quemador, donde se establecen los rangos de potencia en la que opera el quemador 100 a 160 [kW], con un exceso de aire que puede varias de 0.8 a 2, sin embargo al operar en excesos de aire cercano a uno se aprecia el fenómeno de desprendiendo del frente de llama, lo que no es seguro y por lo tanto se define que el exceso de aire debe ser al menos del 20 % para operar de forma segura. Se definen 9 puntos de operación, a potencias de 100, 130 y 160 [kW] y excesos de aire del 20 %, 40 % y 60 %.

Al operar en dichos puntos se estableció que el tiempo de estabilización del quemador es de 3 minutos, la temperatura del cabezal de combustión es proporcional a la potencia e inversamente proporcional al exceso de aire, las emisiones de gases se encuentran bajo norma para cada uno de los puntos de operación, el calor transferido desde el quemador al ambiente es 70 % convección y 30 % radiación y la eficiencia del quemador es inversamente proporcional a la potencia de este e inversamente proporcional al exceso del aire, por lo que el mejor rendimiento se obtiene operando a 100 [kW], 20 % exceso de aire y es de un 63 % de eficiencia.

Palabras Clave: Medio poroso inerte, combustión, quemador radiante, mezclador, filtro de aire, carro de montaje, gas licuado de petróleo.

ABSTRACT

The bakery industry will always be growing in the domestic market, due to the importance of bread in the daily diet of all Chileans, so seeking new processes or improving existing technologies is very attractive economically for the commercialization of equipment to increase the efficiency of the process. In this context, a burner prototype is designed, which uses combustion technology in inert porous media to function as a radiant burner, reaching high temperatures, ensuring low greenhouse gas emissions and saving up to 20 % in fuel consumption, in this case liquefied petroleum gas.

By visiting a bakery, a Chilean wood-fired oven, its components and operation were identified. At the same time, certain problems that bakeries have with respect to the use of firewood as fuel were identified, for example: The wood oven must have a space to store the firewood, ideally this surface should be closed to prevent the firewood from absorbing the humidity of the environment and also to prevent rodents or termites from gathering in the area, to reach the necessary temperature for baking the bread, the wood oven must be lit approximately 3 hours before, this implies in the first place an inefficient burning of the fuel, Secondly, it implies having a staff that is loading this oven at times when bread will not be produced, a constant supply of firewood must be available to operate throughout the year, which is difficult in some areas of the country (as in the north, for example) and wood combustion is not controllable unlike gas combustion, which also generates less greenhouse gases than firewood.

The bakery to implement the inert porous media burner, has a large baking chamber, so the nominal power of the burner to be designed was quantified at 170 [kW], being the highest power worked by the QUEMPIN equipment to date. Unlike previous QUEMPIN burners, this burner has an air filter in its control box, thus preventing the flour in suspension from agglomerating on the electrical devices or inside the burner, obstructing the air-fuel passage. Another innovation corresponds to the implementation and design of a mixing device, in previous projects this occurred in the fan rotor, injecting fuel by the suction of this, however this method is not entirely safe, so a Venturi tube was designed where the air and fuel flows meet in parallel downstream of the fan, thus generating a more homogeneous mixture which favors the final combustion.

The design is made using the physical conditions of the Santo Pan bakery and a mobile burner with an inclination angle of 10 degrees is manufactured. Once the assembly is done, we proceed with the start-up and operation of the burner, where we establish the power range in which the burner operates 100 to 160 [kW], with an excess of air that can vary from 0.8 to 2, however when operating in excess air close to one, the phenomenon of detaching the flame front is appreciated, which is not safe and therefore it is defined that the excess air must be at least 20 % to operate safely. Nine operating points are defined, at power ratings of 100, 130 and 160 [kW] and excess air of 20 %, 40 % and 60 %.

When operating at these points it was established that the burner stabilization time is 3 minutes, the combustion head temperature is proportional to the power and inversely proportional to the excess air, the gas emissions are under the standard for each of the operating points, the heat transferred from the burner to the environment is 70 % convection and 30 % radiation and the burner efficiency is inversely proportional to the burner power and inversely proportional to the excess air, so the best performance is obtained operating at 100 [kW], 20 % excess air and is 63 % efficiency.

Key words: Inert porous medium, combustion, radiant burner, mixer, air filter, mounting cart, liquefied petroleum gas.

Glosario

Abreviaciones

IPC: Índice de precios al consumidor.
SERNAC: Servicio nacional del consumidor.
GLP: Gas licuado de petróleo.
MPI: Medio poroso inerte.
FECHIPAN: Federación chilena de pan.
UNIPAN: Unión industrial de panaderías.
PCI: Poder calorífico inferior.
NCh: Norma chilena.
INAPI: Instituto nacional de propiedad industrial.
CO: monóxido de carbono.
CO_2: Dióxido de carbono.
N: Nitrógeno.
NO_x: Óxidos de nitrógeno.
H_2O: Agua.
O_2: Oxígeno.

Parámetros

V°: Volumen normalizado por masa $\left[Nm^3/kg\right]$.
$\dot{m}$: Flujo másico $[kg/s]$.
ρ: Densidad$\left[kg/m^3\right]$.
$\dot{V}$: Flujo volumétrico $\left[m^3/s\right]$.
H: Poder calorífico$[kJ/kg]$.
P: Potencia $[W]$.
λ: Relación de aire [-].
ϕ: Relación de equivalencia [-].
cp: Calor especifico $[kJ/kmol \cdot K]$.
n: Cantidad molar especifica $[kmol/kg]$.
x: Fracción másica [-].
y: Fracción molar [-].
Q: flujo de calor $[kW]$.
PM: Peso molecular $[kg/kmol]$.
R: Constante de gases ideal $[kJ/kg \cdot K]$.
T: Temperatura [°C].
R_e: Número de Reynolds [-].
β: Coeficiente de oxidante [-].
ϵ: Porosidad relativa [-].
V: velocidad de flujo $[m/s]$.
u: velocidad de filtración $[m/s]$.
Pe: Número de Peclet [-].
FR: Tasa de quemado $\left[W/m^2\right]$.
RR: Tasa radiativa $[P_{rad}/P]$.
P: Presión [kPa]
L: Largo [m]
e: espesor [m].
f: Coeficiente de fricción [-].
D: Diámetro [m].
g: Constante de gravedad $[m/s^2]$.
Δ: Variación [-].
μ: Viscosidad dinámica $[Pa \cdot s]$.
A: Área $[m^2]$.
M: Momento de fuerza o torque [Nm].
τ: Esfuerzo cortante [kPa].
F: Fuerza [N].
w: Peso lineal [N/m].
h: Pérdida de carga [m].

Subíndices

f: Combustible.
ox: Oxidante.
e: Estequiométrico.
a: Aire.
c: Carbono.
h: Hidrógeno
s: Azufre.
o: Oxígeno.
g: Gases.
p: Productos.
r: Reactantes.
cr: Crítico.
mix: mezcla.
fil: Filtrado.

Índice de Contenidos

1. Introducción y objetivos **1**
1.1. Introducción . . . 1
1.2. Objetivo general . . . 2
1.3. Objetivos específicos . . . 2

2. Marco Teórico **3**
2.1. Horno tipo chileno . . . 3
2.2. Teoría de la combustión . . . 4
2.2.1. Tipos de combustión . . . 4
2.2.2. Parámetros de combustión . . . 4
2.2.3. Llama adiabática . . . 6
2.3. Combustibles . . . 7
2.3.1. Leña . . . 7
2.3.2. GLP . . . 8
2.4. Combustión en MPI . . . 9
2.4.1. Zonas características . . . 10
2.4.2. Ventajas de MPI . . . 11
2.4.3. Parámetros de combustión en MPI . . . 11
2.4.4. Regímenes de operación . . . 11
2.4.5. Estabilización de llama . . . 12
2.5. Quemadores . . . 13
2.5.1. Clasificación de quemadores . . . 13
2.5.2. Quemador radiante . . . 14
2.6. Flujo en tuberías . . . 15
2.6.1. Flujos laminar y turbulento . . . 15
2.6.2. Caída de presión y pérdida de carga . . . 16
2.6.3. Pérdidas menores . . . 17
2.6.4. Viscosidad de la mezcla . . . 17
2.7. Mezcladores . . . 18
2.8. Normativa legal . . . 19

3. Parámetros de diseño prototipo **20**
3.1. Reconocimiento de un horno tipo chileno . . . 20
3.1.1. Desventajas en el uso de leña . . . 20
3.1.2. Parámetros operacionales . . . 20
3.2. Ubicación . . . 21
3.3. Diseño Conceptual . . . 22
3.4. Tablero de control . . . 25
3.4.1. Armario rack . . . 25
3.4.2. Controlador de llama . . . 25

3.4.3. Transformador ignición . . . 26
3.4.4. Presóstato de aire . . . 27
3.4.5. Ventilador . . . 27
3.4.6. Filtro de aire . . . 28
3.5. Combustión . . . 29
3.5.1. Temperatura flama adiabática . . . 30
3.6. Cabezal de combustión . . . 31
3.6.1. Soporte . . . 32
3.6.2. Aislante térmico . . . 33
3.7. Mezclador Aire-GLP . . . 34
3.7.1. Transición del aire . . . 36
3.7.2. Válvulas . . . 37
3.8. Manifold . . . 38
3.8.1. Pérdidas de presión . . . 39
3.8.2. Deflexión y rigidez . . . 42
3.9. Carro de montaje . . . 46
3.9.1. Contrapesos . . . 46
3.9.2. Ruedas . . . 47

4. Diseño experimental **51**
4.1. Montaje y puesta en marcha . . . 52
4.2. Instrumentación y acondicionamiento . . . 55
4.3. Rango de operación . . . 57

5. Pruebas experimentales **60**
5.1. Procedimiento general . . . 60
5.1.1. Elementos de seguridad . . . 60
5.1.2. Detección de fugas . . . 60
5.1.3. Puesta en marcha . . . 61
5.1.4. Detención del equipo . . . 61
5.2. Estado estacionario . . . 61
5.3. Emisiones . . . 62
5.4. Eficiencia del quemador . . . 62

6. Resultados experimentales **64**
6.1. Estado estacionario . . . 64
6.1.1. Punto de operación 1: 100 [kW] y λ=1.2 . . . 64
6.1.2. Punto de operación 2: 100 [kW] y λ=1.4 . . . 65
6.1.3. Punto de operación 3: 100 [kW] y λ=1.6 . . . 66
6.1.4. Punto de operación 4: 130 [kW] y λ=1.2 . . . 67
6.1.5. Punto de operación 5: 130 [kW] y λ=1.4 . . . 68
6.1.6. Punto de operación 6: 130 [kW] y λ=1.6 . . . 69
6.1.7. Punto de operación 7: 160 [kW] y λ=1.2 . . . 70
6.1.8. Punto de operación 8: 160 [kW] y λ=1.4 . . . 71
6.1.9. Punto de operación 9: 160 [kW] y λ=1.6 . . . 72
6.2. Perfiles de temperatura . . . 73
6.3. Emisiones de combustión . . . 75
6.3.1. Emisiones de CO . . . 76
6.3.2. Emisiones de NO . . . 81
6.4. Eficiencia del quemador. . . . 87

7. Conclusiones **88**

Bibliografía **90**

A. Anexos **92**
A.1. Dimensiones de tuberías 92
A.2. Diagrama de Moody 94
A.3. Coeficiente de perdida K_L 95
A.4. Planos de diseño 97

Índice de Tablas

2.1. Poder calorífico inferior según especie de leña. 8
2.2. Valores característicos butano y propano. 9
2.3. Valores característicos GLP. 9

3.1. Valores característicos de diseño. 22
3.2. Cotización realizada por medio de fichas técnicas en el mercado. 29
3.3. Combustión GLP. 30
3.4. Entalpías de formación y estándar. Fuente: Cengel et al. (2003) 30
3.5. Calor especfico en función de la temperatura. Fuente: Cengel et al. (2003). 31
3.6. temperatura de flama adiabática. 31
3.7. Dimensiones de cañerías comerciales 35
3.8. Características válvula monobloque. 37
3.9. Valores característicos para determinar la viscosidad de una mezcla. Fuente: Cengel et al. (2003) 39
3.10. Reynolds para distintas secciones. 40
3.11. Coeficiente de fricción para una cañería de 2". 40
3.12. Coeficiente de fricción para un perfil 75 x 75 x 3 [mm]. 40
3.13. Pérdidas de presión asociadas al largo de la tubería. 41
3.14. Pérdidas de presión menores. 41
3.15. Pérdidas de carga total del sistema. 41
3.16. Fuerzas y momentos en viga soporte de quemador. 43
3.17. Fuerzas y momentos correspondientes a la viga soporte. 44
3.18. Deflexión total en la viga por cada elemento, geometría y material. 44
3.19. Fuerza de corte, momento y deflexión para el perfil 75x75x3 de acero inoxidable refractario. 44
3.20. Magnitud de Q. 45
3.21. Momento de fuerza generado por componentes del carro de montaje. 47
3.22. Cantidad y largos de perfiles a utilizar en el carro de montaje. 48
3.23. Cubicación del carro de montaje. 48
3.24. Listado de materiales y su masa total, extraído de planos de diseño. 49
3.25. Carga para selección de ruedas. 49

4.1. Deflexión para el sistema de distribución experimental. 52
4.2. Puntos de operación segura. 58

6.1. Resumen prueba de estabilización para determinar el estado estacionario. 73
6.2. Valores promedio y máximos de emisiones de CO [ppm] para cada punto de operación. . 80
6.3. Valores promedio y máximos de emisiones de NO [ppm] para cada punto de operación. . 86
6.4. Valores de eficiencia del quemador. 87

7.1. Resumen de caracterización quemador. 89

Índice de Figuras

2.1. Fotografía horno chileno Fuente: Elaboración propia . . . 3
2.2. Diagrama de un proceso adiabático. Fuente: Elaboración propia. . . . 6
2.3. Temperatura máxima de combustión. Fuente: Cengel et al. (2003) . . . 7
2.4. Consumo de energía por combustible [%], Fuente: Informe final de usos de la energía de los hogares Chile 2018. . . . 8
2.5. Representación del medio poroso. Fuente: Kamal y Mohamad (2006) . . . 10
2.6. Diagrama de la combustión en MPI. Fuente: Elaboración propia. . . . 10
2.7. Quemador de MPI con intercambiador de calor. Fuente: Brenner et al. (2000) . . . 12
2.8. Quemador QUEMPIN encendido. Fuente: QUEMPIN (2021) . . . 14
2.9. Regímenes de flujo laminar y turbulento Fuente: Cengel et al. (2006) . . . 15
2.10. Perfil tubo Venturi Fuente: Standard (1984) . . . 18
2.11. Mezclador Venturi aire- GLP Fuente: Elaboración propia. . . . 19

3.1. Panadería Santo Pan Fuente: QUEMPIN (2021) . . . 21
3.2. Quemador a pellets/madera con su carro de montaje Fuente: Equipo QUEMPIN 2021 . . 21
3.4. Diagrama conceptual del quemador en fase de desinstalación. Fuente: QUEMPIN (2021) 23
3.3. Diagrama conceptual del quemador en fase de operación. Fuente: QUEMPIN (2021) . . 23
3.5. Diagrama de instalación para quemador radiante. Fuente: Elaboración propia. . . . 24
3.6. Armario rack para exterior serie Storm. . . . 25
3.7. Controlador de llamas Siemens LME21. Fuente: Siemens (2016). . . . 26
3.8. Transformador de ignición Honeywell ZT931. . . . 26
3.9. Presóstato de aire DUNGS LGWA1. . . . 27
3.10. Ventilador centrifugo EBM Paspt G2E140. . . . 27
3.11. Curva de operaciónal para ventilador centrifugo EBM G2E140. . . . 28
3.12. Filtro de aire Donaldson modelo P609422. . . . 29
3.13. Planos de cabezal de combustión. Fuente: EraTec (2021). . . . 32
3.14. Vista isométrica de estructura soporte cabezal. Fuente: Abazola (2021). . . . 32
3.15. Temperatura superficie quemador para distintos FR y ϕ. Fuente: Rosas (2016). . . . 33
3.16. Características de papel Isofrax 1260C. Fuente: LTDA (2022) . . . 34
3.17. Conjunto caja aislante para quemador. Fuente: Abazola (2021) . . . 34
3.18. Vista Isométrica cuerpo del mezclador Fuente: Elaboración propia. . . . 35
3.19. Vista lateral cuerpo mezclador. Fuente: Elaboración propia. . . . 35
3.20. Conjunto mezclador. Fuente: Elaboración propia. . . . 36
3.21. Componente de transición. Fuente: QUEMPIN (2021). . . . 36
3.22. Válvula monobloque Dungs ZRDLE 407. . . . 37
3.23. Válvula mariposa Kromschroeder. . . . 38
3.24. Layout del quemador en posición de trabajo. . . . 39
3.25. Diagrama de cuerpo libre viga en voladizo, con carga uniforme. Fuente: Elaboración propia. 42
3.26. Diagrama de cuerpo libre viga en voladizo, con carga uniforme al total del largo. Fuente: Shigley (2011) . . . 43

3.27. Simulación de deflexión viga, desplazamiento máximo = 14.1 [mm]. 44
3.28. Eje de esfuerzo máximo de corte. 45
3.29. Manifold perfil cuadrado seleccionado. 46
3.30. Conjunto sistema desplegable 46
3.31. Diagrama de momento conel brazo del quemador extendido. Fuente: Abazola (2021). . . 47
3.32. Diseño carro de montaje. Fuente: Abazola (2021) 48
3.33. Dimensiones rueda giratoria con freno y carga 170 kg. Fuente: Ducasse (2022). 50

4.1. Diseño experimental del sistema de distribución. 51
4.2. Diseño experimental del soporte quemador. 51
4.3. Quemador montado sobre el carro de montaje movil. 52
4.4. Perfil para desplazamiento del quemador. 53
4.5. Montaje del ventilador, mezclador GLP-aire y válvula monobloque. 53
4.6. Montaje de caja de control 54
4.7. Quemador de MPI encendido. 54
4.8. Instrumentos a utilizar para las pruebas experimentales. 55
4.9. Implementación de túnel de viento en la succión del ventilador. 55
4.10. Fabricación de campana para gases. 56
4.11. Implementación de campana para gases, con sonda instala al inicio de la campana. . . . 56
4.12. Diagrama ubicación de termocuplas. 57
4.13. Termocuplas internas instaladas. 57
4.14. Desprendimiento de la llama al trabajar con excesos de aire cercanos a 1. 58
4.15. Operación del quemador a 160 [kW] y = 1,2. 59
4.16. Operación del quemador a 160 [kW] y λ = 1,9. 59

6.1. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 1). 64
6.2. Curva de estabilización del MPI (punto 1). 65
6.3. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 2). 65
6.4. Curva de estabilización del MPI (punto 2). 66
6.5. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 3.) 66
6.6. Curva de estabilización del MPI (punto 3). 67
6.7. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 4). 67
6.8. Curva de estabilización del MPI (punto 4). 68
6.9. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 5). 68
6.10. Curva de estabilización del MPI (punto 5). 69
6.11. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 6). 69
6.12. Curva de estabilización del MPI (punto 6). 70
6.13. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 7). 70
6.14. Curva de estabilización del MPI (punto 7). 71
6.15. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 8). 71
6.16. Curva de estabilización del MPI (punto 8). 72
6.17. Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 9). 72
6.18. Curva de estabilización del MPI (punto 9). 73
6.19. Sensibilidad de temperaturas internas en función del exceso de aire y la potencia. 74
6.20. Sensibilidad de temperatura del MPI en función del exceso de aire y la potencia. 75
6.21. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 1. 76
6.22. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 2. 76
6.23. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 3. 77
6.24. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 4. 77
6.25. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 5. 78
6.26. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 6. 78
6.27. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 7. 79
6.28. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 8. 79

6.29. Emisiones promedio de CO para el punto de operación 9. 80
6.30. Emisiones promedio de CO para cada potencia en función del exceso del aire en combustión. 81
6.31. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 1. 81
6.32. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 2. 82
6.33. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 3. 82
6.34. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 4. 83
6.35. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 5. 83
6.36. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 6. 84
6.37. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 7. 84
6.38. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 8. 85
6.39. Emisiones promedio de NO para el punto de operación 9. 85
6.40. Emisiones promedio de NO para cada potencia en función del exceso del aire en combustión. 86
6.41. Eficiencia del quemador en función de la potencia y el exceso de aire. 87

A.1. Norma ASTM para cañerías sin costura. Fuente: MultiAceros (2021) 92
A.2. Norma ASTM para perfiles cuadrado. Fuente: MultiAceros (2021) 93
A.3. Diagrama de Moody. Fuente: Cengel et al. (2006) 94
A.4. Coeficientes de pérdida K_L Fuente: Cengel et al. (2006) 95
A.5. Coeficientes de pérdida K_L Fuente: Cengel et al. (2006) 96
A.6. Cabezal de combustión. 97
A.7. Cabezal de combustión 2. 98
A.8. Cabezal de combustión 3. 99
A.9. Conjunto sistema desplegable. 100
A.10. Conjunto sistema desplegable despiece 1. 101
A.11. Conjunto sistema desplegable despiece 2. 102
A.12. Estructura soporte. 103
A.13. Estructura soporte 1. 104
A.14. Estructura soporte 2. 105
A.15. Estructura soporte 3. 106
A.16. Manifold. 107
A.17. Manifold 1. 108
A.18. Manifold 2. 109
A.19. Manifold 3. 110
A.20. Aislante térmico. 111
A.21. Aislante térmico 1. 112
A.22. Aislante térmico 2. 113
A.23. Conjunto canalización electrodos. 114
A.24. Canalización electrodos. 115
A.25. Sujeción electrodos. 116
A.26. Bandeja de electrodos y sensor. 117
A.27. Bandeja conductora de electrodos y sensor. 118
A.28. Plano diseño final 1. 119
A.29. Plano diseño final 2. 120
A.30. Plano diseño final 3. 121
A.31. Plano diseño final 4. 122

1 Introducción y objetivos

1.1. Introducción

Actualmente, a nivel mundial y en Chile, se ha generado un interés por utilizar nuevas tecnologías en el área de combustión, que ayuden a disminuir el consumo de combustibles e incrementen la eficiencia térmica de los procesos. Influenciado a su vez por las políticas medioambientales, se busca acabar con el uso de combustibles fósiles.

En Chile, lo anterior, ha motivado a distintas industrias en la implementación de nuevas tecnologías en sus procesos, entre ellas la industria panadera. Teniendo en consideración que Chile es el segundo país con mayor consumo de pan por habitante (90[kg] por persona anual), y siendo este alimento el 2 % de la canasta familiar del IPC (SERNAC, 2015).

Existen más de 12.000 panaderías, de las cuales el 70 % trabaja con leña como combustible para sus hornos, QUEMPIN durante los años 2018-2019 realizo un levantamiento en terreno, de un total de 396 panaderías distribuidas entre la V, VI VII, VIII región, junto con la Región Metropolitana existen 43 que poseen hornos tipo chileno. Estas panaderías funcionan con leña, petróleo, gas natural o pellets, predominando el uso de leña como combustible, excepto en la RM debido a la restricción de su uso (QUEMPIN, 2021).

Durante el reconocimiento del horno tipo chileno a leña, se identificaron problemáticas relacionadas con el acopio del combustible, el poder calorífico de la leña varía según la especie y humedad, se debe contar con un proveedor que suministre el combustible durante todo el año y para operar, estos hornos tienen la necesidad de estar generando combustión hasta 3 horas antes de ser utilizados, con ello emisiones de gases de forma ineficiente con respecto a los hornos que utilizan gas.

Las emisiones de CO_2 procedentes de la quema de combustibles fósiles, son nocivas para el medio ambiente y han contribuido al aumento de las emisiones de gases efecto invernadero en los últimos años. De esta manera se hace necesario diseñar e implementar nuevas tecnologías, más eficientes y amigables en comparación con los sistemas convencionales, así suplir la demanda y disminuir las emisiones.

La presente memoria se desarrolla en el marco de colaboración de QUEMPIN SpA y la empresa distribuidora de gas ABASTIBLE S.A en el proyecto denominado “Diseño, fabricación e implementación de un quemador de medios porosos QUEMPIN en un horno panadero del tipo chileno”, se propone el diseño de un quemador de medios porosos de gas licuado de petróleo (GLP) de alta potencia para implementar en un horno panadero del tipo chileno.

La combustión en medios porosos inertes (MPI) da solución a problemas operacionales y medioambientales causados por la leña y el petróleo. Su tecnología consiste en quemadores altamente eficientes generando un ahorro de 20 % en consumo de gas y bajas emisiones de combustión, lo que resulta un atractivo para las empresas que trabajan con este tipo de hornos.

1.2. Objetivo general

Diseñar, fabricar e implementar un quemador medios poroso QUEMPIN en un horno panadero del tipo chileno, se propone el diseño de un quemador de medios porosos de gas licuado de petróleo (GLP) de alta potencia.

1.3. Objetivos específicos

1. Reconocer un horno chileno, sus problemas actuales y los parámetros operacionales con el uso de distintos combustibles.
2. Diseñar los sistemas de mezcla aire-GLP, caja de control con filtro de aire, y soporte de montaje desmontaje móvil.
3. Fabricación y puesta en marcha del quemador de medios porosos inerte.
4. Caracterizar la operación del quemador de medios porosos para su posterior implementación en horno tipo chileno.
5. Analizar resultados operacionales y proponer mejoras para futuros diseños.

2 Marco Teórico

2.1. Horno tipo chileno

Son hornos de fabricación chilena que poseen una gran importancia en la panadería tradicional, considerado por los gremios panaderos (FECHIPAN y UNIPAN) como patrimonio histórico de la industria. Estos consisten en hornos con dos cámaras independientes. La cámara de cocción y la cámara de combustión, que es construida a partir de ladrillos refractarios, cubiertos de gran cantidad de arena, junto con sus respectivas murallas, techo y chimenea.

Por lo general utilizan leña como combustible, la cual se ingresa durante un largo período antes de la cocción del pan, con el objetivo de calentar el horno. Debido a la alta inercia térmica del horno, las temperaturas se mantienen durante gran parte del día, visiblemente se identifican como hornos empotrados en la pared. En la Figura 2.1 se aprecia un horno del tipo chileno, de izquierda a derecha podemos ver la ventana por la cual se controla visualmente la cocción del pan, la compuerta por donde se ingresa el pan al horno, la compuerta de la cámara de combustión y bajo ella se encuentra el cenicero,

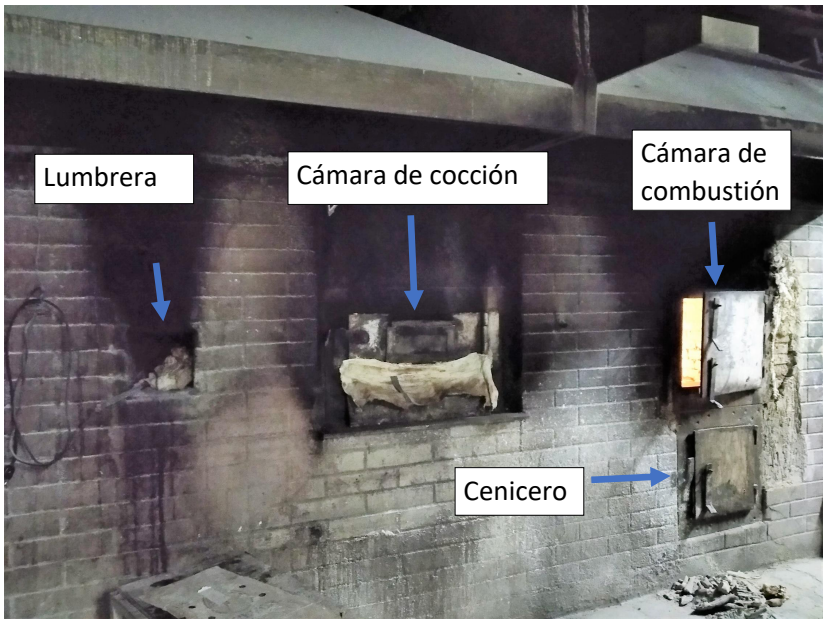


Figura 2.1: Fotografía horno chileno
Fuente: Elaboración propia

2.2. Teoría de la combustión

La combustión corresponde a una reacción química de oxidación en la que elementos del combustible, principalmente carbono e hidrógeno, se combinan con oxígeno. La reacción se verifica con un gran desprendimiento de energía en forma de calor y luz.

La combustión puede llevarse a cabo directamente con el oxígeno o con una mezcla de sustancias que contengan oxígeno, que se denomina comburente. El aire, compuesto por 21 % O_2 y 79 % N, es el comburente más usual, la reacción química en este caso, se describe en la Ecuación 2.1.

$$Combustible + Aire \longrightarrow \text{Productos de combustión} \tag{2.1}$$

Los productos más comunes de la reacción química son CO_2,H_2O y N, y a los cuales comúnmente se les denomina gases de combustión.

2.2.1. Tipos de combustión

La combustión es un proceso físico-químico bastante complejo, con varias reacciones en cadena. De forma general podemos clasificar la combustión en 3 tipos:

- Completa: se produce la oxidación total de los elementos que constituyen el combustible. Ej. en combustibles hidrocarburos, el carbono se oxida hasta formar dióxido de carbono.
- Incompleta: los componentes del combustible no se oxidan completamente, por lo que aparecen los inquemados. Ej. el monóxido de carbono.
- Estequiométrica: es la combustión completa realizada con la cantidad mínima de oxígeno, es decir, el oxígeno empleado es utilizado en su totalidad para oxidar los elementos del combustible.

En los procesos de combustión reales, es una práctica común emplear más aire que la cantidad estequiométrica, con el fin de aumentar las oportunidades de combustión completa o para controlar la temperatura de la cámara de combustión.

2.2.2. Parámetros de combustión

Durante el proceso de combustión existen ciertos parámetros de operación, los cuales se definen a continuación:

2.2.2.1. Consumo calorífico

Flujo másico de combustible, consumido en combustión, se representa de la siguiente forma:

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot \dot{V}_f \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{2.2}$$

Donde ρ_f y $\dot{V}_f$ representan la densidad y la velocidad respectivamente.

2.2.2.2. Potencia

Corresponde a la potencia térmica asociada al consumo de combustible mediante su poder calorífico inferior (H_{inf}) según la expresión:

$$P = \dot{m}_f \cdot H_{inf}\,[W] \tag{2.3}$$

2.2.2.3. Volumen aire estequiométrico

Corresponde al volumen necesario para producir una combustión estequiométrica (combustión completa y sin exceso de aire). Mediante un balance de masa a la ecuación de combustión, el volumen de aire estequiométrico se expresa:

$$V_{a,e} = \frac{22{,}4}{0{,}21}\left(\frac{x_c}{12{,}01} + \frac{x_h}{4{,}032} + \frac{x_s}{32{,}06} + \frac{x_o}{32}\right)\left[\frac{Nm^3_{aire}}{kg_{comb}}\right] \tag{2.4}$$

Donde los términos x_c, x_h, x_s, x_o, corresponden al análisis elemental del combustible (porcentaje en masa).

2.2.2.4. Volumen estequiométrico de gases combustión

Representa el volumen teórico de gases de combustión que se debe generar por unidad de masa de combustible:

$$V_{ox,e} = \left(22{,}4\left(\frac{x_c}{12{,}01} + \frac{x_h}{4{,}032} + \frac{x_s}{32{,}06}\right) + 0{,}79V_{a,e}\left[\frac{Nm^3_{aire}}{kg_{comb}}\right]\right) \tag{2.5}$$

2.2.2.5. Relación de equivalencia

La relación de equivalencia (ϕ) se define como el inverso de la relación aire-combustible (λ). En términos precisos, relaciona el volumen de aire estequiométrico y el volumen de aire real, mediante la Ecuación 2.6

$$\phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{V_{a.e}}{Va}\,[-] \tag{2.6}$$

Un análisis de Ecuación 2.6 permite caracterizar las mezclas aire-combustible, de acuerdo a los siguientes casos:

- $\phi > 1$: Corresponde a una mezcla rica (exceso de combustible).
- $\phi = 1$: Corresponde a mezcla estequiométrica (volumen de aire teórico).
- $\phi < 1$: Corresponde a una mezcla pobre (exceso de aire).

2.2.2.6. Volúmenes efectivos

Los volúmenes reales de aire y gases de combustión por unidad de masa de combustible se representan de la siguiente forma:

$$V_a = \lambda V_{a,e}\left[\frac{Nm^3_{aire}}{kg_{comb}}\right] \tag{2.7}$$

$$V_g = V_{g,e} + (\lambda - 1)V_{a,e}\left[\frac{Nm^3_{aire}}{kg_{comb}}\right] \tag{2.8}$$

2.2.2.7. Flujo de mezcla

Flujo volumétrico de la mezcla aire-combustible, equivalente a los flujos volumétricos de ambos:

$$\dot{V}_m = \dot{V}_a + \dot{V}_f\left[\frac{m^3}{s}\right] \tag{2.9}$$

2.2.2.8. Energía gases producto

La energía asociada a los gases producto de la combustión ($\dot{H}_g$), esta asociado con el cambio de entalpía de los elementos que componen el combustible.

$$\dot{H}_g = \dot{m}_{comb} \sum_{k=1}^{n} n_k \Delta \bar{h}_k = \dot{m}_{comb} \sum_{k=1}^{n} n_k c p_k \Delta T \ [W] \tag{2.10}$$

Siendo el termino n_k la composición de los gases producto de la combustión:

$$n_{CO_2} = \frac{x_C}{12{,}01}; n_{H_2O} = \frac{x_H}{2{,}016}; n_{SO_2} = \frac{x_S}{32{,}06}; n_{O_2} = \frac{\lambda(1-\beta)}{22{,}4} V_{a,e}; n_{N_2} = \frac{\lambda(1-\beta)}{22{,}4} V_{a,e} + \frac{x_N}{28{,}01} \tag{2.11}$$

2.2.2.9. Energía gases producto

La energía asociada a los gases producto de la combustión ($\dot{H}_g$), esta asociado con el cambio de entalpía de los elementos que componen el combustible.

$$n_{CO_2} = \frac{x_C}{12{,}01}; n_{H_2O} = \frac{x_H}{2{,}016}; n_{SO_2} = \frac{x_S}{32{,}06}; n_{O_2} = \frac{\lambda(1-\beta)}{22{,}4} V_{a,e}; n_{N_2} = \frac{\lambda(1-\beta)}{22{,}4} V_{a,e} + \frac{x_N}{28{,}01} \tag{2.12}$$

2.2.3. Llama adiabática

Sabemos que para el proceso de combustión es necesario un combustible y un comburente (aire) mediante una chispa se llega a la temperatura de ignición para comenzar con la combustión, la cual es una reacción que libera energía. Analizando el volumen de control de nuestra cámara de combustión obtenemos la siguiente figura:

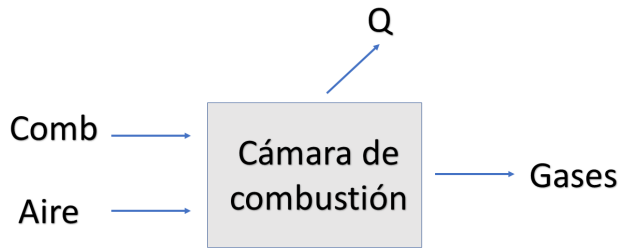


Figura 2.2: Diagrama de un proceso adiabático.
Fuente: Elaboración propia.

El flujo representado por Q, corresponde a la transferencia de calor de la reacción al ambiente (pérdidas), en el caso de los hornos panadero tipo chileno corresponde al calor absorbido por los ladrillos refractarios para aumentar la temperatura de la cámara de cocción y, así lograr la temperatura necesaria para la cocción del pan .

A medida que las pérdidas son menores los gases producto de la combustión aumentan su temperatura, en el caso límite que las pérdidas sean nulas, la temperatura de los productos alcanzará un máximo conocido como temperatura de flama adiabática Cengel et al. (2003), situación se gráfica se aprecia en la Figura 2.3

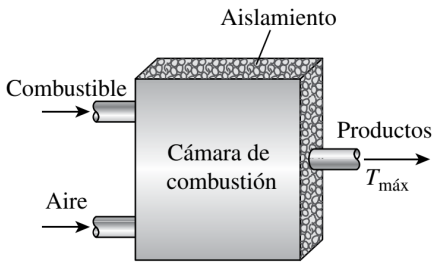


Figura 2.3: Temperatura máxima de combustión.
Fuente: Cengel et al. (2003)

Al establecer las condiciones de Q = 0 esto produce, que la entalpía de los reactantes sea igual a la entalpía de los productos:

$$H_{prod} = H_{react} \tag{2.13}$$

$$\sum N_p \left(\overline{h_f^o} + \overline{h} - \overline{h^o}\right)_p = \sum N_r \left(\overline{h_f^o} + \overline{h} - \overline{h^o}\right)_r \tag{2.14}$$

2.3. Combustibles

Las sustancias que se pueden quemar, liberando calor, se llaman combustibles. La principal característica de un combustible es su poder calorífico. Es la cantidad de energía que se produce en la combustión completa de una unidad de masa o de volumen.

El poder calorífico depende de las características químicas del combustible y se clasifica como superior (Hs) e inferior (Hi). El poder calorífico superior tiene en cuenta el calor que proviene de la condensación del vapor de agua presente en los productos de combustión, mientras que, el poder calorífico inferior no lo considera.

2.3.1. Leña

En Chile, la leña es una de las fuentes energéticas de primera necesidad para la calefacción y cocina en la Zona Central y Sur del país. En el año 2018 el sector residencial consumió 50,763[GWh], el consumo de leña correspondió al 39.6 % seguido con un 31.4 % al consumo de GAS (GLP+GN) Ministerio (2018).

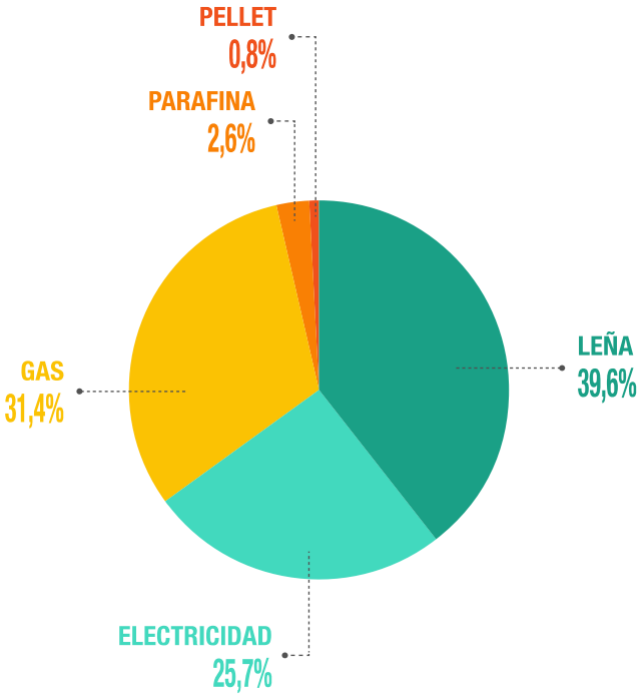


Figura 2.4: Consumo de energía por combustible [%],
Fuente: Informe final de usos de la energía de los hogares Chile 2018.

Para definir la leña, primero se debe precisar el termino biomasa. La biomasa se define como la materia orgánica renovable de origen vegetal o animal, que se obtiene de manera directa o como producto de su procesamiento. La leña es un tipo de biomasa, constituida por madera, troncos, ramas y otras partes de arboles o arbustos.

El poder calorífico de la leña varía según su especie y más según la humedad que esta tenga al momento en que se produce la combustión. Mientras más húmeda este la leña, emanara una mayor cantidad de gases contaminantes al aire y liberará una menor cantidad de energía, dado que se realizara combustión incompleta. La Tabla 2.1 representa el poder calorífico inferior de la leña seca según especie.

Especie	**Hi [KJ/kg]**
Eucalipto	19228
Pino	20482
Cedro	18066
Ciprés	21443
Encino	19500
Promedio	**19744**

Tabla 2.1: Poder calorífico inferior según especie de leña.

2.3.2. GLP

El combustible a utilizar corresponde al GLP (Gas Licuado de Petróleo) el cual se compone principalmente de propano y butano.

	C[-]	H [-]	$PM[kg/kmol]$	$R[kJ/kgK]$	$PCI[kJ/kg]$
Propano	3	8	44,097	0,1885	46340
Butano	4	10	58,124	0,143	45370

Tabla 2.2: Valores característicos butano y propano.

Cabe mencionar que existen muchas proporciones de mezcla propano-butano disponibles en el mercado de GLP, que van desde 90-10 % y hasta 50-50 %, el valor exacto es protegido por las empresas proveedoras, por lo que se ha considerado GLP 70-30 % como valor intermedio. En la Tabla 2.3 se indica las propiedades de este combustible utilizadas para los cálculos.

GLP	**Valor**	**Unidad**
% Butano	0,3	-
% Propano	0,7	-
PM	48,31	kg/kmol
R	0,17	kJ/kg K
X carbono	0,82	-
X hidrógeno	0,18	-
Densidad	2,16	kg/m^3_N
Presión man*	30	mbar
Presión man*	3	kPa
Temperatura*	20	°C
Densidad*	2,07	kg/m3
PCI	49400	kJ/kg

Tabla 2.3: Valores característicos GLP.

En la Tabla 2.3 los (*) dependen de las condiciones que sea suministrado el GLP, para nuestro caso 30 mbar y temperatura ambiente 20°C.

2.4. Combustión en MPI

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 zona por donde ingresa la mezcla y genera una mejor combustión, este fenómeno se conoce como exceso de entalpía.

La combustión de medios porosos inertes (MPI), se conoce como combustión filtrada, se utiliza un MPI en la zona de combustión. El flujo de mezcla atraviesa las porosidades del material y se quema al interior de ellas, aumentando la temperatura del MPI por sobre los 1000°C y posteriormente emanando los gases de combustión. Figura 2.5.



Figura 2.5: Representación del medio poroso.
Fuente: Kamal y Mohamad (2006)

2.4.1. Zonas características

Durante un proceso de combustión en MPI, los investigadores Mujeebu et al. (2010) identificaron tres zonas características que se identifican en la Figura 2.6.

- Zona A: es por donde ingresa la mezcla de aire-combustible, dicha mezcla es precalentada por el MPI a alta temperatura.
- Zona B: corresponde a 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 MPI mediante convección. Este calor es transferido mediante radiación y convección hacia la mezcla fresca, precalentándola y generando el fenómeno conocido como exceso de entalpía, el cual permite llegar a temperaturas superiores a la temperatura adiabática en la zona de combustión.
- Zona C: Es la posterior a la zona de reacción, en la cual los gases de combustión fluyen hacia el exterior y transfieren calor por convección al MPI, generando una recirculación de calor.

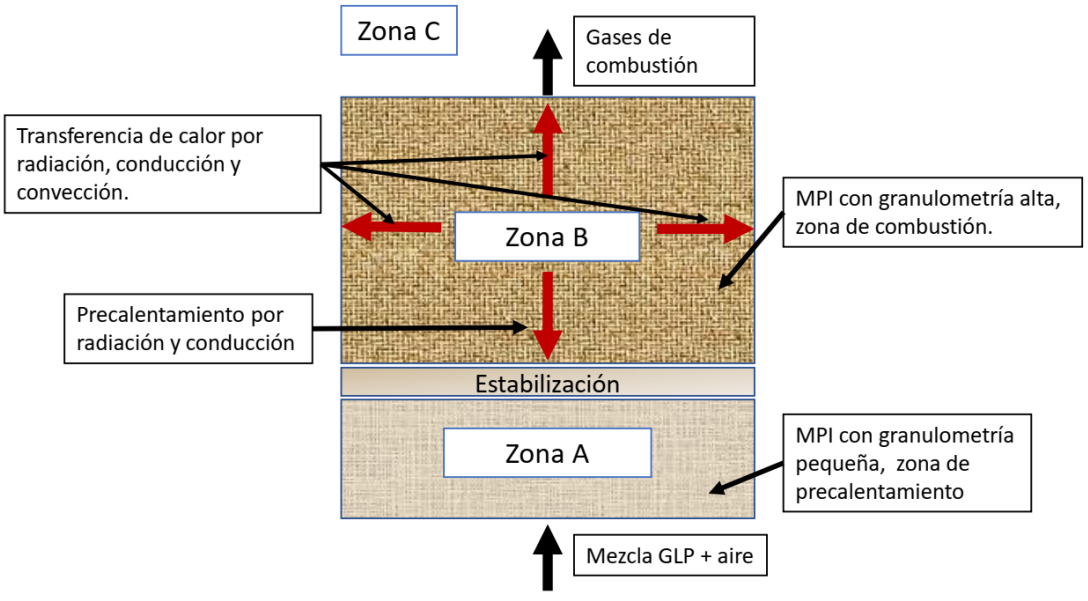


Figura 2.6: Diagrama de la combustión en MPI.
Fuente: Elaboración propia.

Debido a la eficiencia ocasionada por la recirculación de calor y el precalentamiento de la mezcla, se logran alcanzar temperaturas superadiabaticas en la zona de combustión. Esto se traduce que los MPI pueden trabajar con mezclas excesivamente ricas y/o pobres en combustible, mejorando la estabilidad de la llama e incrementando el rango de inflamabilidad Wood y Harris (2008).

2.4.2. Ventajas de MPI

Dentro de las principales ventajas que ofrece la combustión en MPI 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 gran estabilidad térmica que permite quemar mezclas con un rango de equivalencia entre 0.5 y 2.5. Por otro lado, se tiene un mejor manejo de las temperaturas en el frente de combustión, lo que se traduce en una notable reducción de NO_x y CO Kamal y Mohamad (2006).

2.4.3. Parámetros de combustión en MPI

Durante un proceso de combustión en MPI, existen parámetros que se deben considerar Saavedra (2018):

- Velocidad de filtración: Corresponde a la velocidad a la que la mezcla de aire-combustible circula a través de los poros del MPI. Se determina como el cociente entre la velocidad de flujo ($v\left[\frac{m}{s}\right]$) y la porosidad relativa del MPI ($\epsilon[-]$) :

$$u = \frac{v}{\epsilon}\left[\frac{m}{s}\right] \tag{2.15}$$

- Velocidad frente combustión: Es la velocidad asociada a la propagación del frente de combustión a través de la matriz porosa y sus valores oscilan entre $10^{-5}\left[\frac{m}{s}\right]$ y $10^{-4}\left[\frac{m}{s}\right]$.
- Material: El material del MPI afecta directamente las condiciones de combustión, según sean sus características física y químicas. Las propiedades con mayor relevancia son: conductividad térmica, emisividad, tamaño de los poros, temperatura de fusión, porosidad, entre otros.

2.4.4. Regímenes de operación

Durante el proceso de combustión en MPI es posible operar en un régimen estable o inestable, los cuales se describen a continuación.

- Estable (estacionario): El frente de llama se estabiliza en una zona particular del MPI. La estabilidad de la llama dentro del MPI, se puede obtener enfriando ciertas zonas específicas del MPI donde no se desea la propagación de llama. Otra forma es mediante la evaluación del número de Peclet (Pe, donde el criterio que determina si un proceso de combustión tiene lugar dentro de una estructura porosa es su tamaño de poro critico Pe_c. Si el tamaño de los poros es menor a su dimensión critica, la llama se apaga.

  Por otro lado si el tamaño de los poros excede su dimensión critica, es posible la propagación de la llama dentro del MPI

- Inestable (transiente): El frente de llama se propaga a través del MPI. La dirección de propagación puede ser aguas arriba (contrario a la dirección del flujo de mezcla) o aguas abajo (misma dirección del flujo de mezcla).

2.4.5. Estabilización de llama

Uno de los problemas de los quemadores de medios porosos es la estabilización de la llama. Para ello se han desarrollado algunos métodos de control de llama. A continuación se definen dos de estos métodos Bubnovich et al. (2010):

1. Quemadores de MPI de dos capas, consisten en dos cerámicas de MPI con distinta porosidad. Para que la llama se pueda propagar dentro del MPI el número de Pleclet modificado debe ser $Pe > 65$, el cual se define de la siguiente forma:

$$Pe = \frac{S_l \cdot d_m \cdot c_p \cdot \rho}{k}[-] \tag{2.16}$$

   En donde:

   - $S_l[m/s]$: velocidad laminar de la llama.
   - $d_m[m]$: diámetro equivalente del poro en el MPI.
   - $c_p[\frac{J}{K \cdot kg}]$: calor específico de la mezcla de gas.
   - $\rho[\frac{kg}{m^3}]$: densidad de la mezcla gaseosa.
   - $k[\frac{W}{m \cdot K}]$: coeficiente de conductividad térmica de la mezcla.

   Este es el método más utilizado para estabilizar la llama de un quemador de superficie radiante, además, se han realizado estudios de las emisiones de CO y NO_x para un MPI de dos capas que reportaron valores muy bajos de emisión Khanna et al. (1994).

2. El segundo método consiste en enfriar la zona de post combustión utilizando un intercambiador de calor, por lo general agua fría. Se logra circulando agua por las paredes del quemador y aislando la zona de combustión con una cerámica, para evitar reacción incompletas y lograr estabilizar la llama Brenner et al. (2000). La Figura 2.7 representa un esquema del método mencionado.

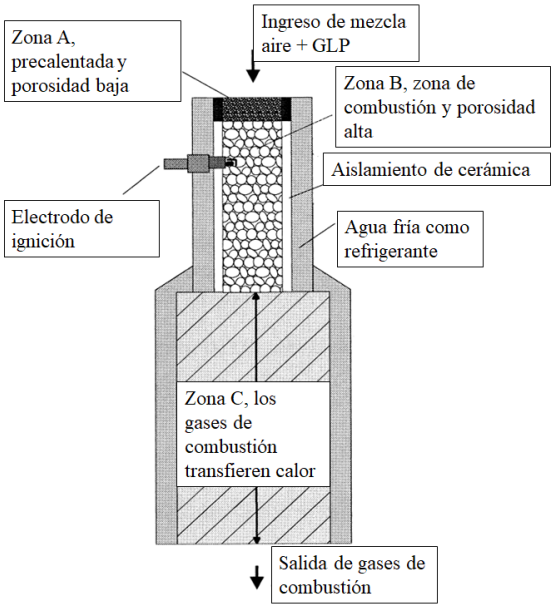


Figura 2.7: Quemador de MPI con intercambiador de calor.
Fuente: Brenner et al. (2000)

2.5. Quemadores

Los quemadores son los dispositivos que permiten realizar la reacción de combustión entre el combustible y el comburente de manera controlada y regulable, asegurando la aportación adecuada de ambos para conseguir la potencia calorífica especificada y distribuyendo la zona de reacción (llamas) y la circulación de los productos de combustión, del modo mas eficiente posible, para aprovechar todo el calor producido.

2.5.1. Clasificación de quemadores

Existe una gran variedad de quemadores los cuales se clasifican por diversas características, las cuales varían según el tipo de quemador y el uso para el cual están diseñados. A continuación se presentan algunas clasificaciones con el fin de determinar las propiedades específicas del quemador a diseñar.

2.5.1.1. Estado del combustible

Según sea el combustible utilizado, los quemadores se clasifican en quemadores de gas, de combustibles líquidos y de combustibles sólidos.

- Combustible sólido: existen dos casos generales para este tipo de quemadores. El combustible puede ser aportado de forma homogénea (carbón pulverizado, por ejemplo), y en otros casos como en las parrillas donde existe una diferenciación evidente entre el tamaño del combustible.
- Combustible líquido: antes de ingresar a la cámara de combustión el combustible debe pasar por un mecanismo que transforme el flujo de combustible en gotas pulverizadas pequeñas. Este proceso tiene el nombre de atomización y su objetivo es favorecer la mezcla del aire-combustible.
- Combustible gaseoso: existen dos clasificaciones para este tipo de quemadores, según el proceso de mezcla entre el combustible y el comburente: difusionales y premezcla.

Nuestro quemador es alimentado con el gas GLP, por ende, a continuación se define las características del mezclado.

2.5.1.2. Tipo de mezclado en quemadores de gas

La diferencia radica en el lugar donde ocurre la mezcla entre el combustible y el comburente, existen dos tipos.

- Quemadores difusionales: en este sistema, la mezcla entre combustible y comburente se realiza en la cámara de combustión, se caracteriza porque el aire y el gas entran separados, y se mezclan en la zona de combustión.
- Quemadores de premezcla: El aire necesario para la combustión completa, se mezcla con el combustible antes de la salida del quemador. Para ello utilizan un accesorio llamado mezclador, donde se produce la turbulencia necesaria para asegurar una mejor mezcla de gas y aire, los mezcladores más utilizados corresponden a tubos tipo Venturi.

Los quemadores de premezcla son mas utilizados en la industria, ya que, se asegura la homogeneidad de la mezcla a la hora de iniciar el proceso de combustión, esto provoca que se asegure una combustión completa, lo contrario de los difusionales donde ocurre la mezcla y la combustión casi al mismo instante.

2.5.1.3. Alimentación del aire

Se clasifican los quemadores de acuerdo a la forma en que se alimenta el comburente, el aire necesario para la combustión.

- Quemadores atmosféricos: quemadores en los cuales se mezcla el aire ambiente con el combustible, gracias al arrastre que genera el flujo de combustible a la salida del inyector, un quemador de cocina, por ejemplo.
- Quemadores de aire forzado: en estos quemadores el aire de la combustión es generado mediante un ventilador. El consumo de aire se puede regular de forma automática o manual.

En los quemadores de aire forzado se puede regular el volumen de comburente y con esto las características de la combustión, además permite llegar a potencias más altas, por el contrario los atmosféricos que están limitados al aire del ambiente.

2.5.1.4. Potencia fija o variable

Un quemador puede operar con una o varias potencias de la siguiente forma:

- Quemador potencia fija: diseñados para operar a una sola potencia, por lo general son quemadores de baja potencia.
- Quemador potencia variable: estos quemadores pueden operar a distintas potencias, para ello disponen de los elementos necesarios para regular la admisión de aire y combustible, de modo que en cada nivel de potencia se obtenga el máximo rendimiento en la combustión.

2.5.2. Quemador radiante

Un quemador radiante es una aplicación del proceso de combustión en MPI, resulta al estabilizar el frente de combustión en una matriz porosa, la cual es calentada a altas temperaturas, emitiendo una alta radiación térmica. Mientras la tasa de transferencia de calor radiativo es alta, la temperatura de combustión en los quemadores radiativos es baja y la combustión bastante eficiente, lo que se refleja en bajas emisiones de NO_x y CO El-Mahallawy y Habik (2002). A continuación, se presenta la Figura 2.8 que corresponde a un quemador radiativo en funcionamiento.

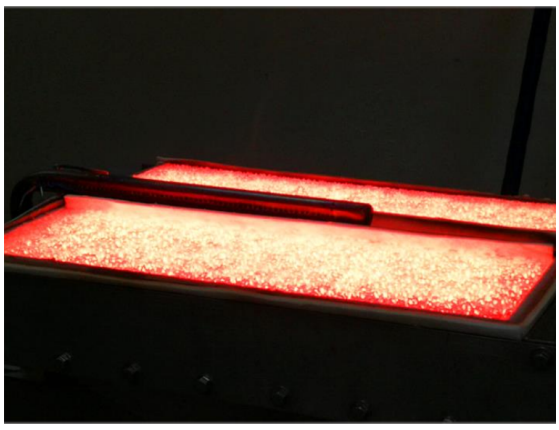


Figura 2.8: Quemador QUEMPIN encendido.
Fuente: QUEMPIN (2021)

Se reconocen los siguientes parámetros característicos de este tipo de quemadores:

- Tasa de quemado (FR): Corresponde a la potencia térmica por unidad de área transversal de material poroso.

$$FR = \frac{P}{A}\left[\frac{W}{m^2}\right] \tag{2.17}$$

- Tasa radiativa (RR): Fracción de la potencia del quemador que es emitida en forma de radiación térmica.

$$RR = \frac{P_{rad}}{P}[-] \tag{2.18}$$

2.6. Flujo en tuberías

En la práctica es común encontrar fluidos en tuberías circulares y no circulares. El agua caliente y fría que se utilizan en hogares, el agua de una ciudad se distribuye mediante extensas redes de tuberías, la sangre recorre todo el cuerpo a través de arterías y venas, por ejemplo.

El fluido en estas aplicaciones usualmente se fuerza a desplazarse mediante un ventilador o bomba a través de las tuberías. Es importante considerar la fricción que se genera entre el fluido y su ducto, dado que se relaciona directamente con la caída de presión. La magnitud de estas pérdidas se usa para determinar la potencia necesaria de bombeo. Un sistema de tuberías típico incluye cañerías de diferentes tamaños, codos para dirigir el flujo y válvulas para controlar los volúmenes.

2.6.1. Flujos laminar y turbulento

En fluidos a bajas velocidades se pueden apreciar líneas de corrientes paralelas, pero se desordenan cuando la velocidad aumenta sobre un valor crítico. Se dice que un flujo en el primer caso es laminar y se caracteriza por líneas de corriente suaves y movimiento ordenado, mientras que el segundo caso es turbulento y se reconoce por fluctuaciones de velocidad y movimientos desordenados. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre repentinamente y la mayoría de los flujos que se encuentran en la práctica son turbulentos.

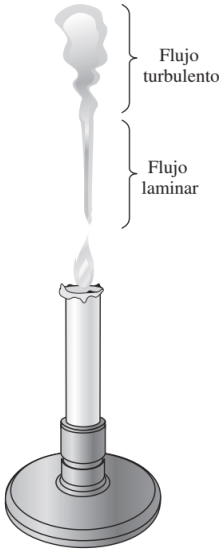


Figura 2.9: Regímenes de flujo laminar y turbulento
Fuente: Cengel et al. (2006)

El régimen de flujo depende principalmente de la razón de fuerzas inerciales a fuerzas viscosas en el fluido. Razón llamada número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}[-] \tag{2.19}$$

Donde V =velocidad de flujo promedio, D =longitud característica de la geometría, ρ =densidad del fluido y μ =viscosidad dinámica. Para tuberías no circulares se utiliza el diámetro hidráulico D_h, se define como:

$$D_h = \frac{4A_c}{p}[m] \tag{2.20}$$

Con A_c es el área de sección transversal de la tubería y p es su perímetro húmedo.

En la mayoría de las condiciones prácticas, el régimen del flujo esta asociado al Re de la siguiente forma Cengel et al. (2006):

$$Re \leq 2300 \text{ flujo laminar}$$
$$2300 \leq Re \leq 4000 \text{ flujo de transición}$$
$$Re \geq 4000 \text{ flujo turbulento}$$

2.6.2. Caída de presión y pérdida de carga

La caída de presión ΔP esta directamente relacionada con la potencia necesaria para que el ventilador o bomba mantenga el flujo en movimiento. Una caída de presión ocasionada por efectos viscosos representa una pérdida de presión irreversible. En la práctica, es conveniente expresar la pérdida de presión para todos los tipos de flujos internos totalmente desarrollados (flujos laminar o turbulentos) como:

$$\Delta P_L = f\frac{L}{D}\frac{\rho V^2}{2}[Pa] \tag{2.21}$$

En el análisis las pérdidas de presión comúnmente se expresan en términos de la 'altura de la columna de fluido equivalente', llamada pérdida de carga h_L. A partir de la estática de fluidos se tiene que $\Delta P_L = \rho g h$ y por lo tanto una diferencia de presión ΔP_L corresponde a una altura de fluido, denominada pérdida de carga:

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g}[m] \tag{2.22}$$

Donde f es el factor de fricción de Darcy, que se define de la siguiente forma, dependiendo del tipo de régimen que presente el fluido. Para un flujo laminar, el factor de Darcy es proporcional al Re.

$$f = \frac{64}{Re}[-] \tag{2.23}$$

Mientras que para un flujo turbulento depende de Reynolds y la rugosidad ε/D, se tiene la siguiente relación implícita conocida como la Ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2log\left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{f}}\right) \tag{2.24}$$

También existe un método gráfico que ha sido representado por el Diagrama de Moody, donde se establece la relación entre f, Re y la rugosidad para flujos turbulentos, el diagrama se encuentra adjunto en la Sección A.2.

2.6.3. Pérdidas menores

El fluido de un sistema de tubería típico pasa a través de varias uniones, válvulas, codos, ensanchamientos y contracciones, además, de los tubos. Dichos accesorios interrumpen el flujo de fluidos y provocan pérdidas adicionales. En sistemas típicos estas pérdidas son menores en comparación a las pérdidas por fricción, aunque por lo general esto es cierto, existen casos que las pérdidas menores pueden ser más grandes que las pérdidas por fricción (cuando existen muchos codos o las válvulas se encuentran a pequeñas distancias, por ejemplo).

El análisis del flujo a través de válvulas y uniones es muy complejos, y por lo general los fabricantes de los accesorios determinan las pérdidas menores de manera experimental. Las pérdidas menores se expresan en términos del coeficiente de pérdida K_L que se define como:

$$h_{L,menores} = \frac{K_L \cdot V^2}{(2g)}[m] \tag{2.25}$$

El coeficiente de pérdida K_L varía según el dispositivo por el cual transita el fluido. La caída de presión menor se expresa de la siguiente forma:

$$\Delta P_{menor} = K_L \cdot \frac{V^2 \cdot \rho}{2}[Pa] \tag{2.26}$$

Por lo tanto las pérdidas de carga total se pueden expresar de la siguiente manera:

$$h_{L,total} = h_{L,mayor} + h_{L,menor} = \sum_i f_i \frac{L_i}{D_i}\frac{V_i^2}{2g} + \sum_j K_{L,j}\frac{V_2^2}{2g}\ [m] \tag{2.27}$$

Los valores para K_L dependiendo del tipo de accesorio se encuentran adjunto en las tablas de la Sección A.3.

2.6.4. Viscosidad de la mezcla

Las propiedades de una mezcla de gases dependen de las propiedades de los gases individuales (llamados componentes o constituyentes), así como la cantidad de gases en cada mezcla. La viscosidad en una mezcla de gases se representa con la Ecc. de Wilke, representada a continuación:

$$\mu_{mix} = \sum_{i=1}^{n} \frac{x_i \cdot \mu_i}{\sum_{j=1}^{n} x_j \cdot \Phi_{ij}}[Pa \cdot s] \tag{2.28}$$

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}}\left(1 + \frac{M_i}{M_j}\right)^{-1/2} \cdot \left(1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{M_j}{M_i}\right)^{1/4}\right)^2 [-] \tag{2.29}$$

- n: número de especies químicas en la mezcla.
- x_i, x_j: fracciones molares de las especies i y j.
- μ_i, μ_j: viscosidades de las especies i y j.
- M_i, M_j: pesos moleculares de i y j.
- Φ_{ij}: parámetro adimensional, para i=j, $\Phi = 1$.

2.7. Mezcladores

Para el caso de los quemadores de pre-mezcla, donde es necesario que la mezcla de aire y combustible se realice antes del quemador, se utilizan componentes denominados mezcladores, como su nombre lo indica su finalidad es generar una mezcla óptima para la combustión.

Los mezcladores más utilizados corresponden a tubos Venturi, los cuales se componen principalmente de 3 secciones: sección convergente, garganta o cuello y sección divergente, como se puede apreciar en la Figura 2.10.

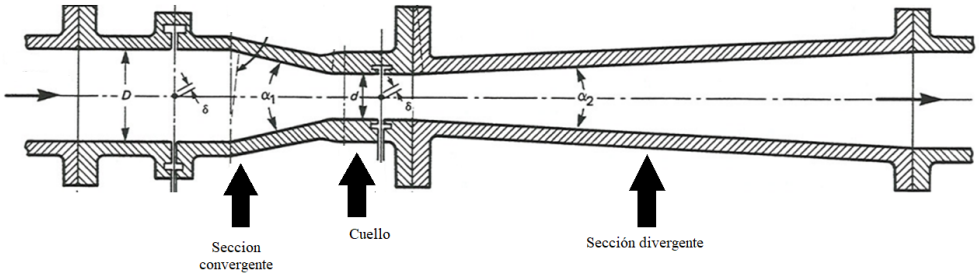


Figura 2.10: Perfil tubo Venturi
Fuente: Standard (1984)

Este tipo de tubos utiliza el principio de conservación de masa y el teorema de Bernoulli:

$$V_1 \cdot A_1 \cdot \rho_1 = V_2 \cdot A_2 \cdot \rho_2 \tag{2.30}$$

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = cte \tag{2.31}$$

Considerando un fluido incomprensible y a una altura constante dentro de la tubería, cuando el flujo principal comienza a trasladarse por la sección convergente comenzará a disminuir su área, por consiguiente ira aumentando su velocidad y disminuyendo su presión, la velocidad máxima se encuentra en la garganta del tubo.

Los mezcladores Venturi se aprovechan de este aumento de velocidad introduciendo un conducto perpendicular al eje axial (conducto secundario) en la sección del área reducida. Debido a las grandes velocidades se genera un arrastre del fluido secundario que se mezcla con el fluido del conducto principal, generando la mezcla del combustible y el comburente Ramasamy et al. (2010), como se aprecia en la Figura 2.11 .

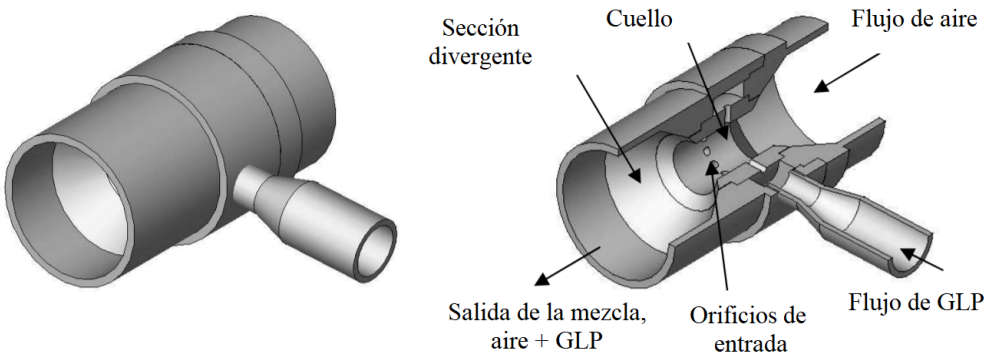


Figura 2.11: Mezclador Venturi aire- GLP
Fuente: Elaboración propia.

La geometría del mezclador afectara directamente con la calidad de mezclado, por ello, los investigadores han desarrollado ciertos ratios o relaciones entre dimensiones del mezclador, que ayudan para el diseño correcto de este, algunos de estos ratios son los siguientes:

- $\frac{A_{cuello}}{A_{in,air}}$: Corresponde a la relación de áreas de la sección del cuello con el área de entrada del aire.
- $\frac{L_{cuello}}{D_{Cuello}}$: Relación de la garganta o cuello, relaciona el largo de la sección con su diámetro.
- Los ángulos de las secciones convergente y divergentes.

2.8. Normativa legal

En Chile, todo equipo que trabaje con electricidad y/o combustibles se encuentra regulado bajo la Superintendencia de Electricidad y Combustibles (SEC). En particular, un quemador radiante de combustión en MPI se acoge a la Norma chilena NCh3111 (Of. 2007) “Quemadores de aire forzado que utilizan combustibles gaseosos”.

En esta norma se establece la terminología, requisitos generalas y funcionamiento de estos equipos para autorizar su comercialización y uso. Esta autorización se obtienen aprobando el Protocolo PC-96 ante un organismo certificador autorizado por la SEC.

Actualmente, los quemadores QUEMPIN se encuentran certificados por la SEC, aprobando el protocolo de seguridad PC-96 de la NCh3111:2007 y cuenta con una patente de invención pendiente en INAPI QUEMPIN (2021).

3 Parámetros de diseño prototipo

3.1. Reconocimiento de un horno tipo chileno

Con el fin de poder reconocer el funcionamiento de este tipo de hornos, se realizó una visita a la "Panadería Jordiana", ubicada en Camilo Henriquez 1441, Región de Coquimbo. La panadería utiliza leña como combustible, realizando dos cargas diarias con el fin de mantener la temperatura óptima de cocción.

3.1.1. Desventajas en el uso de leña

Conversando con los trabajadores de la panadería, se reconocieron ciertas desventajas asociados al uso de leña:

- Se debe tener un lugar de almacenamiento para la leña.
- El lugar de acopio debe estar siendo fumigado constantemente, evitando así ratones, termitas y otros insectos atraídos por la leña.
- Se necesitan dos personas trabajando en el horno, para los dos horarios donde se debe cargar el horno, turno noche y día (se debe combustionar leña entre las 3:00-6:00 hrs y de 12:30-15:00 hrs.)
- Se debe contar con un proveedor de leña, que satisfaga la demanda diaria durante todo el año.
- El poder calorífico de la leña varía según su porcentaje de humedad.
- No se puede controlar la temperatura del proceso de combustión.

3.1.2. Parámetros operacionales

En esta panadería se utilizan 150[kg] de leña diaria y se consumen 3 quintales de harina para el pan de la mañana y 7 quintales de harina para el pan de la tarde. El rendimiento de la panadería se realiza a través del siguiente indicador:

$$Ratio = \frac{Lena_{consumida}[kg]}{Pan_{producido}[kg]} \tag{3.1}$$

Por cada quintal de harina se generan alrededor de 70 kg de pan, para nuestro quemador de MPI los indicadores para la correcta evaluación y comparación del consumo de energía son:

- Kilos de GLP/Quintal de harina producida.
- Kilowatt-hora/Quintal de harina producida.
- Valor del combustible/Quintal de harina producida.

3.2. Ubicación

La implementación del quemador será en la panadería 'Santo Pan' ubicada en Santiago Centro. El equipo QUEMPIN realizo un reconocimiento para cuantificar las dimensiones físicas del lugar. En la panadería utilizan un quemador a pellet y un quemador a gas, los cuales van intercambiando de acuerdo a las necesidades de la empresa.

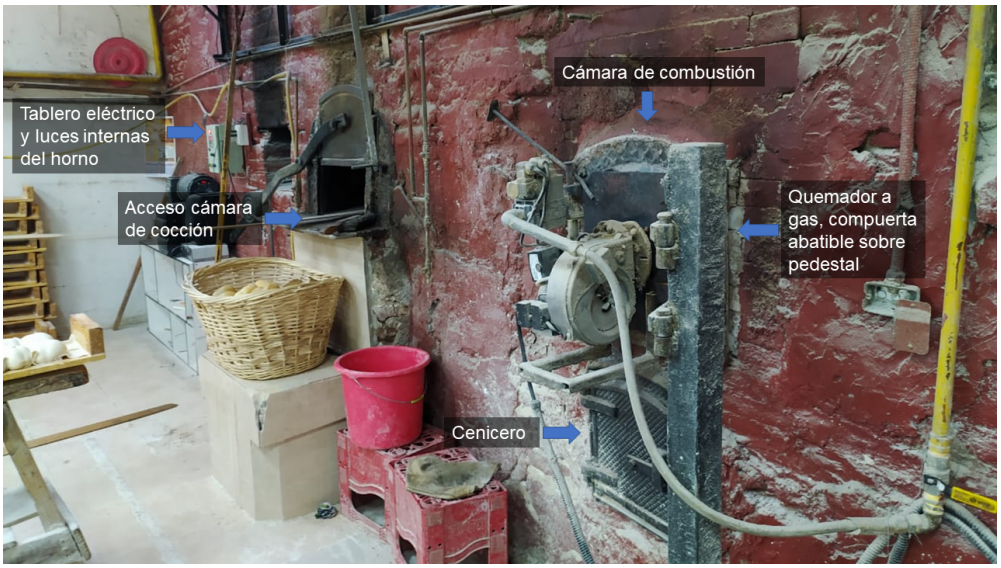


Figura 3.1: Panadería Santo Pan
Fuente: QUEMPIN (2021)

.



Figura 3.2: Quemador a pellets/madera con su carro de montaje
Fuente: Equipo QUEMPIN 2021

Como se aprecia en la Figura 3.1 se distingue que el quemador a gas cuenta con un sistema abatible que permite el montaje y desmontaje del quemador para ser intercambiado con el quemador a pellets, el cual posee un carro para su montaje con un sistema de ruedas, el cual se detalla en la Figura 3.2. La implementación del quemador QUEMPIN busca reemplazar el antiguo quemador a gas pero manteniendo la cualidad de que, se pueda intercambiar su uso con el quemador a pellet o madera.

3.3. Diseño Conceptual

El dispositivo a implementar se define como un quemador radiante, que utiliza gas como combustible, de pre-mezcla, alimentado con aire forzado y de potencia varíable.

La propuesta de diseño consiste en un quemador QUEMPIN, de 1 cabezal radiante, con una potencia nominal de 170[kW] y un ahorra de consumo de GLP de un 20 % en operación continua QUEMPIN (2021). En la Tabla 3.1 se observa información técnica propuesta para el quemador.

Quemador Radiante QUEMPIN	
Combustible	GLP a 30[$mbar$]
Potencia Nominal	170[kW]
Sistema Radiativo	1 unidades radiativa
Unidad radiativa	Rectángulo 1360x250[mm]

Tabla 3.1: Valores característicos de diseño.

Conociendo los parámetros donde se instalará nuestro quemador, se inicia el proceso de diseño identificando las problemáticas a considerar.

1. El ingreso a la cámara de cocción se encuentra con pendiente de 10° y tiene un largo de 6994 [mm].
2. Nuestro quemador contará con dos estados, uno cuando se encuentre operando y otro al momento de la desinstalación.
3. Se debe diseñar un carro de montaje que proporcione movilidad del quemador, con el fin de que pueda alternar su uso con el quemador de pellets y que pueda ser desplazado por una sola persona.
4. En quemadores anteriores la harina en suspensión se comienza acumular en la caja de control e incluso ingresa al quemador QUEMPIN (2021), se debe establecer la granulometría para seleccionar el filtro adecuado.
5. Establecer parámetros de temperatura que indicaran el tipo de aislante que se deberá utilizar y el material de diseño.
6. Recopilar información técnica sobre las relaciones geométricas que debe tener el mezclador GLP-aire.
7. Identificar las pérdidas de presión que tendrá la mezcla desde el mezclador hasta el cabezal de combustión, para distintos perfiles de tubería (manifold).
8. Cubicar los elementos que estarán sobre el manifold y realizar un análisis de esfuerzos a los que será sometido (deflexión y cortante).
9. Realizar diagrama de cuerpo libre del carro de montaje con todos los elementos cubicados y verificar que la sumatoria de los momentos de inercia sea 0, para que se encuentre estático al momento de operar o determinar la masa de contrapesos para lograrlo.

De manera conceptual se pueden representar los estados y elementos de nuestro quemador de la siguiente forma:

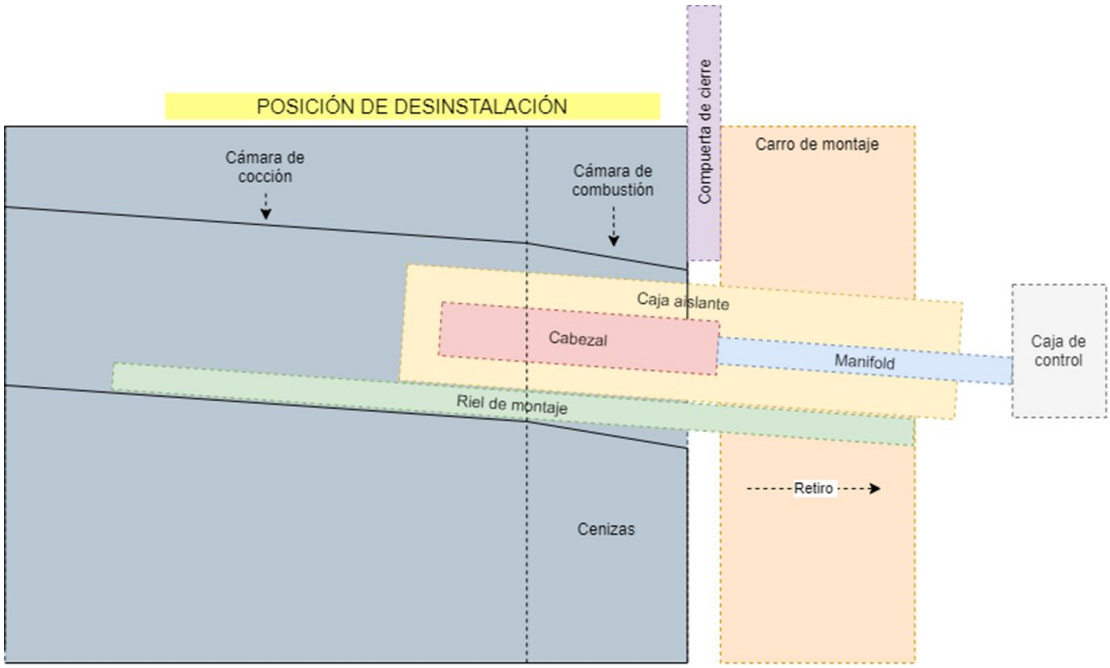


Figura 3.4: Diagrama conceptual del quemador en fase de desinstalación.
Fuente: QUEMPIN (2021)

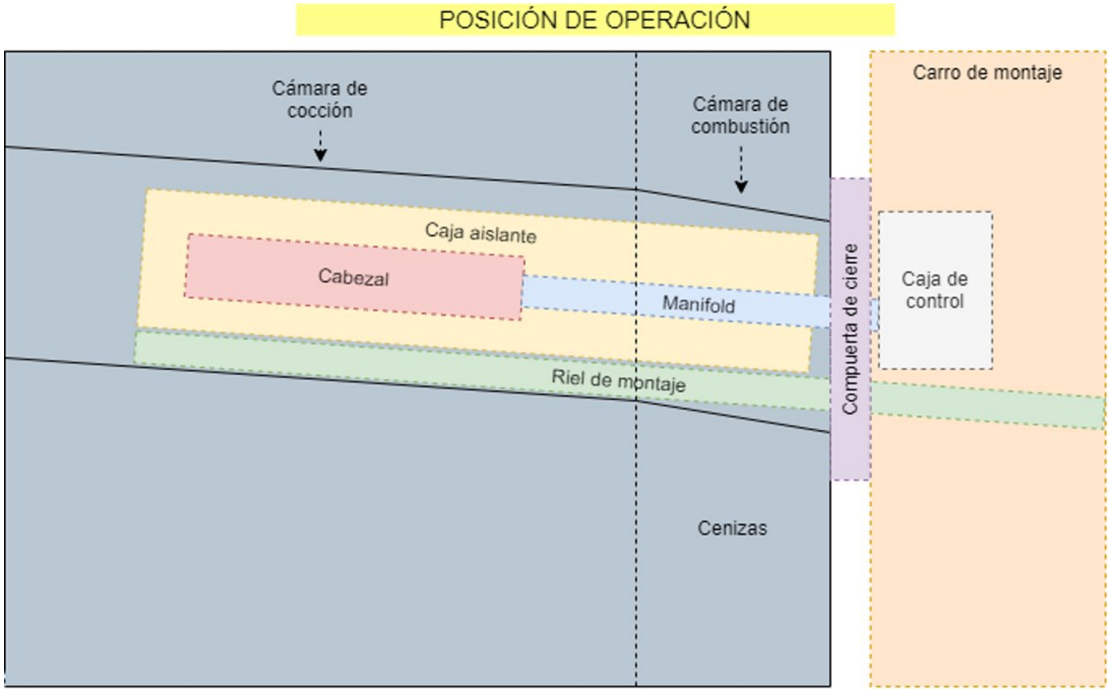


Figura 3.3: Diagrama conceptual del quemador en fase de operación.
Fuente: QUEMPIN (2021)

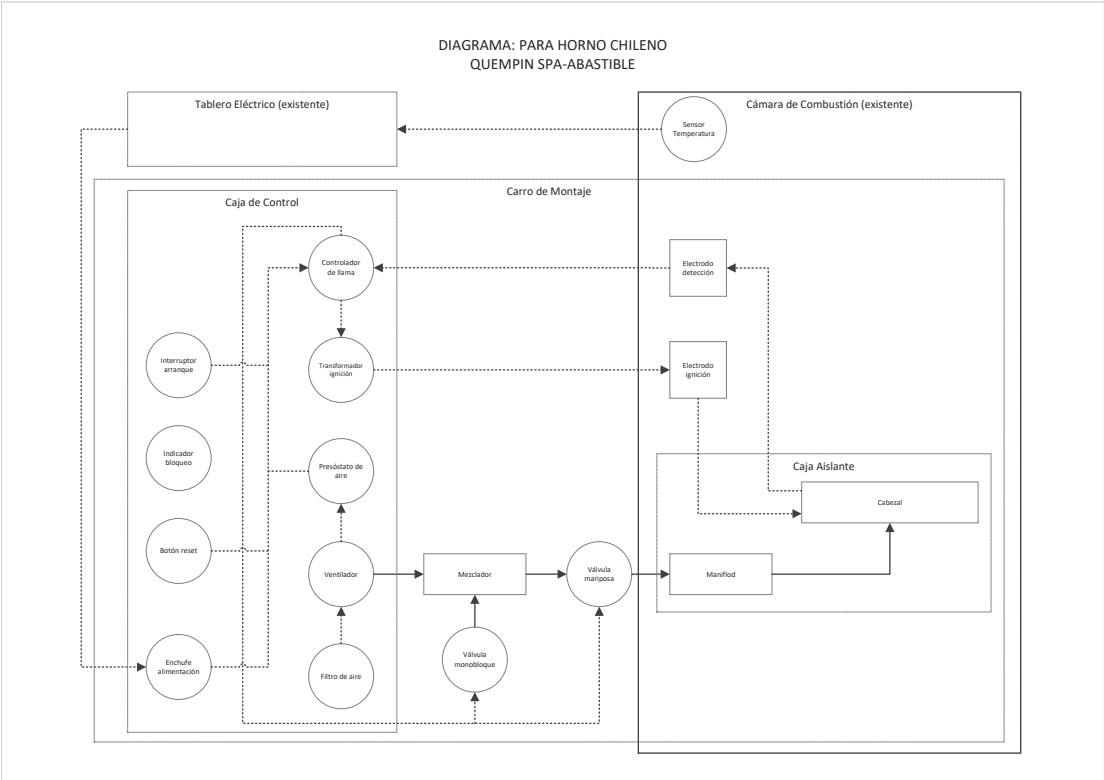


Figura 3.5: Diagrama de instalación para quemador radiante.
Fuente: Elaboración propia.

Como se aprecia en la Figura 3.5 se determinar los componentes del quemador, los cuales se divides en los elementos que estarán en la caja de control y cámara de combustión, ha excepción del mezclador y sus válvulas de entrada (GLP) y salida (mezcla), destacar que todos los componentes se encontraran sobre el carro de montaje.

3.4. Tablero de control

A continuación, se describen los elementos de automatización y control incorporados al diseño para una operación segura, considerando el cumplimiento de lo establecido en la Norma NCh3111 “Quemadores automáticos de aire forzado que utilizan combustibles gaseosos”, permitiendo un encendido seguro y detención inmediata ante eventuales fallas o condiciones de peligro. Estos elementos se encuentran en un rack y este conjunto de elementos se denomina caja de control o tablero de control.

3.4.1. Armario rack

Es una base metálica o estructura soporte cuya misión es alojar los elementos y electrónicos, con el fin de protegerlos de las condiciones ambientales. Para nuestro quemador se utilizará un rack de exterior de 600x600x600 [mm] de la empresa DelValle Serie Storm, los cuales están diseñados para estas condiciones Abazola (2021).



Figura 3.6: Armario rack para exterior serie Storm.

3.4.2. Controlador de llama

La Norma NCh3111 establece una secuencia lógica de funcionamiento. La puesta en marcha debe iniciar con una etapa de “Pre-ventilación” para eliminar gases de los ductos y de la cámara de combustión, luego una etapa de “Encendido”, donde se inicia el trabajo del quemador de manera segura, y finalmente la etapa de “Operación”, en la cual monitorea permanentemente las condiciones de seguridad del equipo (detección llama y de flujo aire). Para poder desempeñar este funcionamiento, se utiliza un controlador de llama Siemens de la serie LME21, dispositivo electrónico comercial especialmente diseñado para el control de quemadores de dos etapas. Este componente consiste en una caja con un riel de terminales eléctricos, donde se conectan los siguientes elementos:

- Ventilador.
- Transformador de alta tensión para electrodos de ignición.
- Válvula solenoide para alimentación de llama piloto.
- Válvula monobloc para alimentación del cabezal.
- Presóstato de aire.
- Presóstato de gas integrado en monobloc.

- Electrodo de ionización.

Internamente, este dispositivo posee un circuito que gestiona las señales provenientes de sensores, y mediante relés, activa o desactiva diferentes actuadores, de acuerdo a la secuencia de trabajo. Además posee un botón para la puesta en marcha, el cual posee luces para la indicación de fallas.

Al abrir la alimentación de gas, se activa el presóstato de gas, energizando el dispositivo, el cual indica que el quemador se encuentra detenido con una luz roja. Al pulsar el botón de puesta en marcha, se inicia la secuencia con una fase de pre-ventilación, donde se verifica que existe flujo de aire mediante el presóstato de aire. Luego de esto, inicia la fase de encendido con la apertura de la válvula del gas, se activa la chispa de ignición y posteriormente se abre la válvula de llama piloto. Existe un tiempo de seguridad de 2,5 [s] dentro del cual se debe detectar la llama en el electrodo de ionización, generándose la detención en caso contrario. Tras detectarse la llama, se produce la apertura total de la válvula principal y el encendido del cabezal gracias a la llama piloto, iniciando la fase de operación del quemador. Permanentemente se monitorean las señales de llama y aire, por lo que si cualquiera de ellas cesa durante el trabajo, se produce la detención del quemador Saavedra (2018).



Figura 3.7: Controlador de llamas Siemens LME21.
Fuente: Siemens (2016).

3.4.3. Transformador ignición

Transformador con salida de alta tensión a 14 kV que permite generar el arco eléctrico en los electrodos de ignición para el encendido automático de la llama piloto. La alimentación de este transformador se conecta al controlador y la salida a los terminales de ignición mediante cables de alta tensión.



Figura 3.8: Transformador de ignición Honeywell ZT931.

3.4.4. Presóstato de aire

Este dispositivo consiste en un contacto eléctrico doble NA/NC que cambia de posición debido a la presión en una entrada neumática. Dicha entrada se conecta a la descarga del ventilador, de modo que, al accionar el ventilador aumenta la presión cerrando el contacto NA y abriendo el NC. Los contactos de este componente se conectan al controlador. El presóstato de aire cumple la función de un detector de flujo, que entrega una señal digital al controlador cuando el flujo de aire es efectivo. La presión de disparo que activa el switch del presóstato se puede regular desde un tornillo en la carátula del dispositivo, siendo la presión máxima de operación 10 [kPa] y puede operar en temperaturas de -15°C a 85°C.



Figura 3.9: Presóstato de aire DUNGS LGWA1.

3.4.5. Ventilador

Para la administración del aire, se tiene como opción un ventilador EBM Paspt G2E140, marca especializada en producir ventilador o sopladores para distintos quemadores, es una opción inicial por sus características, pero se deberá ratificar con las pérdidas de carga que asociados a la tubería de distribución desde el mezclador al quemador.



Figura 3.10: Ventilador centrifugo EBM Paspt G2E140.

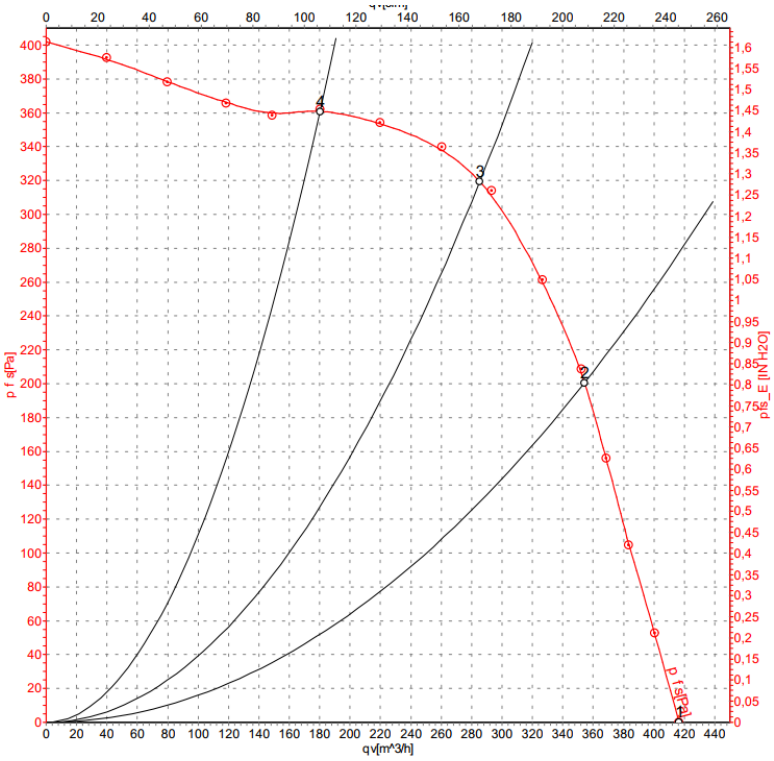


Figura 3.11: Curva de operaciónal para ventilador centrifugo EBM G2E140.

3.4.6. Filtro de aire

En la visita a "Panadería Jordiana"los trabajadores indicaron que existe una enfermedad ocupacional con respecto a la manipulación de este polvo, la harina cruda en suspensión es inhalada por los trabajadores durante su manipulación y esta provoca una enfermedad llamada como el mal del panadero, donde la harina cruda se comienza a acumular en el estomago y vías respiratorias.

Una medida preventiva con respecto a esto, son las mascarillas con filtros, actualmente en el mercado los filtros P100 son utilizados para manipular polvos finos como la harina, dichos filtros tienen una eficiencia de 99.97 %, un polvo fino se considera una partícula con un diámetro igual o menor a 0,3 micrones.

Para nuestro filtro, se realizan varías cotización para la manufactura de este filtro a medida, sin embargo dichas empresas indican que el área de filtrado es proporcional al caudal de aire y para nuestros parámetros se necesita mínimo un área de 40000[mm^2] Marticorena (2021) y que la manufactura de este producto debe ser por mínimo 6 unidades, como este caso solo se requiere una, conociendo los parámetro de área de filtrado y granulometría necesaria o eficiencia, se procede a cotizar en el mercado por filtros que se asemejen a lo solicitado.

En la Tabla 3.2 se aprecian las opciones del mercado, donde L: largo, A: ancho, E: espesor, $A_{filtrado}$: área de filtrado y Ef: eficiencia. QUEMPIN establece las dimensiones aproximadas que debe tener dicho filtro de 200 x 100 [mm]. De estas opciones se escoge la primera, debido a que se asemeja más a las dimensiones solicitadas.

Modelo	Marca	l[mm]	a[mm]	e[mm]	$A_{fil}[mm^2]$	Ef.[-]	Valor[CLP]
P609422	Donaldson	280	280	25	72900	SAE J1669	$15.690
P614221	Donaldson	330	190	30	62700	93,6	$17.390
Af25829	Fleetguard	290	230	70	66700	99,9	$14.090
P633483	Donaldson	394	137	37,5	53978	98	$68.160

Tabla 3.2: Cotización realizada por medio de fichas técnicas en el mercado.



Figura 3.12: Filtro de aire Donaldson modelo P609422.

3.5. Combustión

Para la combustión del GLP se utilizará un 40 % de exceso de aire como ha sido utilizado anteriormente en quemadores QUEMPIN, para la combustión de GLP se utilizan las Ecuación 2.3, Ecuación 2.4, Ecuación 2.10 y Ecuación 2.5 para el calculo de flujo de GLP, aire, gases de escape y su composición.

A continuación, se presenta la Tabla 3.3 con las características de la combustión, parámetro que tienen un '*' dependen de las condiciones que sea suministrado el GLP y aire, para nuestro caso 30 mbar (GLP) y temperatura ambiente 20°C.

Combustión GLP	**Magnitud**	**Unidad**
Potencia	170	kW
Lambda	1,4	-
Flujo GLP	0,003	kg/s
Caudal GLP	5,7	$Nm3^3/h$
Caudal GLP*	**6,0**	m^3/h
Aire esteq.	12,02	m^3_N/kg_{GLP}
Caudal aire	208,5	m^3_N/h
Caudal aire*	**217,4**	m^3/h
Gases esteq.	13,02	m^3_N/kg_{GLP}
Caudal gases	220,85	m^3_N/h
% CO_2	0,09	-
% H_2O	0,11	-
% O_2	0,06	-
% N_2	0,75	-
PM gases	28,50	kg/kmol
R gases	0,29	kJ/kgK

Tabla 3.3: Combustión GLP.

3.5.1. Temperatura flama adiabática

Para calcular la temperatura de flama adiabática se debe suponer que se trata de un flujo estacionario, la cámara de combustión es adiabática, el aire y los gases de combustión se consideran gases ideales. La ecuación balanceada para el proceso de combustión con un 40 % de exceso de aire es:

$$(0{,}3C_4H_{10} + 0{,}7C_3H_8)_{(l)} + 1{,}4(36{,}2(0{,}21O_2 + 0{,}79N_2)) \rightarrow 8{,}6H_2O + 3{,}3CO_2 + 40{,}03N_2 + 3{,}04O_2$$

La Ecuación 2.14 queda reducida a $\sum N_p \left(\overline{h^o_f} + \overline{h} - \overline{h^o}\right)_p = \left(N\overline{h^o_f}\right)_{GLP}$, puesto que todos los reactivos se encuentran en estado de referencia o estándar y la entalpía de formación para O_2 y N_2 es igual a 0. Los valores de entalpía de formación y a temperatura estándar son:

Sustancia[-]	$\overline{h^o_f}[kJ/kmol]$	$\overline{h}_{298K}[kJ/kmol]$
C_3H_8	-103850	-
C_4H_10	-126150	-
O_2	0	8682
N_2	0	8669
H_2O	-241820	9904
CO_2	-393520	9364

Tabla 3.4: Entalpías de formación y estándar.
Fuente: Cengel et al. (2003)

Si se sustituyen los valores en la ecuación se tiene que:

$$3,3\overline{h}_{CO_2} + 8,6\overline{h}_{H_{2=}} + 40,03\overline{h}_{N_2} + 3,04\overline{h}_{O_2} = 3757216,95[kJ]$$

Pareciera una ecuación con 4 incógnitas, pero en realidad solo hay una, la temperatura de los productos T_{prod}, dado que $h = h(T) = c_p(T) \cdot T$ para gases ideales (T en K, c_p en $kJ/kmol \cdot K$).

$\overline{c}_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$				
Sustancia	a	b	c	d
CO_2	22,26	$5,981 \cdot 10^{-2}$	$-3,501 \cdot 10^{-5}$	$7,469 \cdot 10^{-9}$
H_20	32,24	$0,1923 \cdot 10^{-2}$	$1,055 \cdot 10^{-5}$	$-3,595 \cdot 10^{-9}$
N_2	28,9	$-0,1571 \cdot 10^{-2}$	$0,8081 \cdot 10^{-5}$	$-2,873 \cdot 10^{-9}$
O_2	25,48	$1,520 \cdot 10^{-2}$	$-0,7155 \cdot 10^{-5}$	$1,312 \cdot 10^{-9}$

Tabla 3.5: Calor especfico en función de la temperatura.
Fuente: Cengel et al. (2003).

Para encontrar la temperatura de los productos se procede a realizar una iteración asumiendo una temperatura.

T° asumida [K]	$H_{prod}[kJ]$	**Error [-]**
1400	2914898	22,42 %
1450	3038712	19,12 %
1500	3162137	15,84 %
1550	3284859	12,57 %
1600	3406552	9,33 %
1650	3526867	6,13 %
1700	3645442	2,97 %
1750	**3761894**	**0,12** %
1800	3875824	3,16 %
1850	3986815	6,11 %
1900	4094433	8,98 %

Tabla 3.6: temperatura de flama adiabática.

La temperatura de flama adiabática corresponde a 1750 K, lo que equivale a 1477°C. El acero tiene una temperatura de fusión de aproximada de 1500°C, por lo que es necesario utilizar un aislante térmico que proteja la estructura que se encontrara en la cámara de combustión.

3.6. Cabezal de combustión

El cabezal de combustión corresponde al conjunto funcional donde se desarrolla la combustión. La mezcla entrante en al cabezal debe distribuirse de forma homogénea en toda la sección transversal e idealmente este debe poseer un aislante, para que las altas temperaturas de la zona de combustión no dañen al cabezal mismo. Para este quemador el cabezal fue manufacturado por la empresa Eratec empresa francesa.

El cabezal posee una entrada para la mezcla GLP/aire y 4 ingresos para electrodos que generan la ignición, la zona de combustión es de 1360x250 [mm] y la masa del cabezal de combustión es de 13 [kg]. El material del cabezal corresponde a acero inoxidable AISI 304, mientras que la zona de combustión esta compuesta por un MPI de NIT 200 S.

NIT 200 S es un tipo de tejido electrotérmico compuesto por una aleación de FeCrAl, que posee ciertas características especiales Specchia et al. (2004):

1. Resistencia a temperaturas ultra altas (>1000 °C).
2. Pequeño coeficiente de temperatura.
3. Anticorrosivo.

4. Bajas emisiones, las tasas de emisión de NOx y CO alcanzan el estándar europeo.
5. Excelente seguridad, medios de fibra metálica con tamaño de poro pequeño lo que determina que el riesgo de retroceso de llama de los quemadores de fibra metálica sea muy bajo.

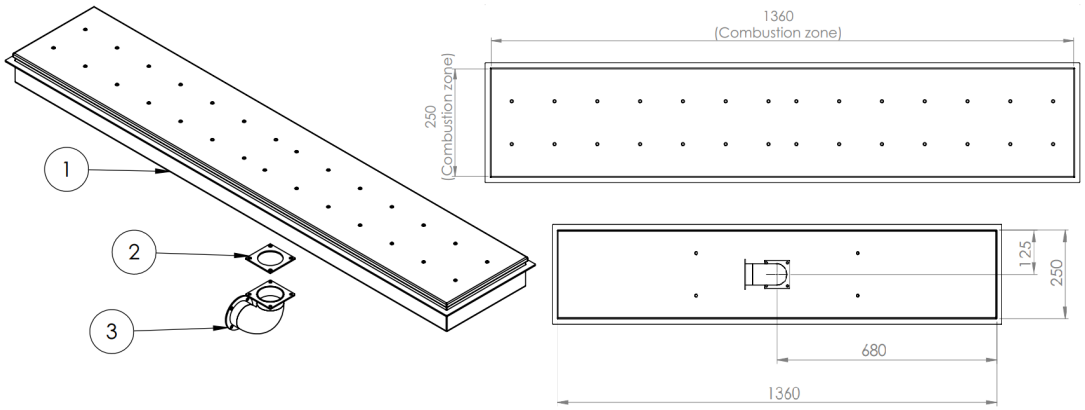


Figura 3.13: Planos de cabezal de combustión.
Fuente: EraTec (2021).

3.6.1. Soporte

Corresponde a un conjunto de perfiles que permiten sostener el cabezal de combustión, sujetarlo al manifold y colocar el aislante térmico alrededor del cabezal de combustión, esta estructura posee una masa de 23 kg y fue diseñada por Abazola (2021).

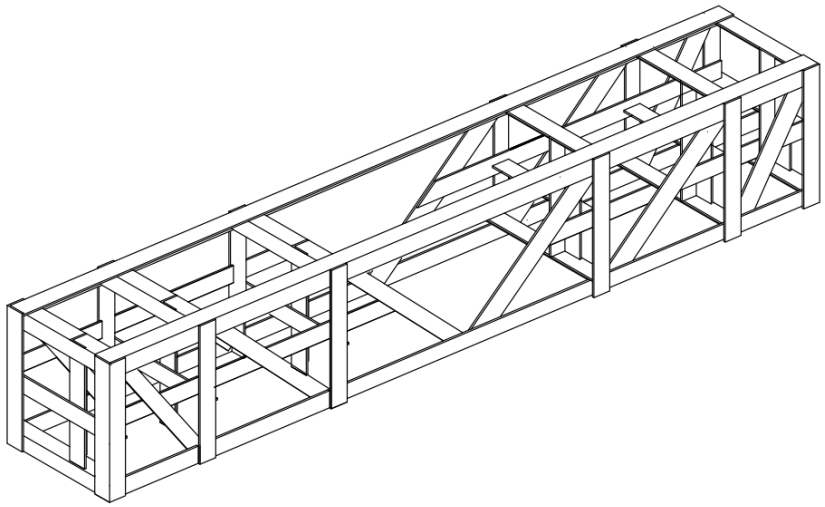


Figura 3.14: Vista isométrica de estructura soporte cabezal.
Fuente: Abazola (2021).

3.6.2. Aislante térmico

Debido a las altas temperaturas se requiere un aislante térmico que proteja el conjunto quemador-soporte-brazo desplegable. La tasa de quemado correspondiente a nuestro quemador es:

$$FR = 500\left[\frac{kW}{m^2}\right]$$

Y la relación de equivalencia correspondiente a nuestro proceso de combustión es:

$$\phi = 0{,}71[-]$$

Con dichos parámetros podemos establecer la temperatura de la superficie del quemador, a través de los resultados experimentales de Rosas (2016) para distintos FR y ϕ. De esta forma se infiere que la temperatura que alcanzara la superficie del quemador es de 1130°C, según lo indicado en Figura 3.15.

El aislante escogido para evitar que el acero pierda sus propiedades producto de la temperatura corresponde a Isofrax 1260C de 3 [mm] de espesor, el cual para nuestra operación nos asegura una temperatura de 660°C en la cara fría Figura 3.16, lo cual esta muy por debajo de las temperaturas a la cual el acero comienza a perder sus propiedades.

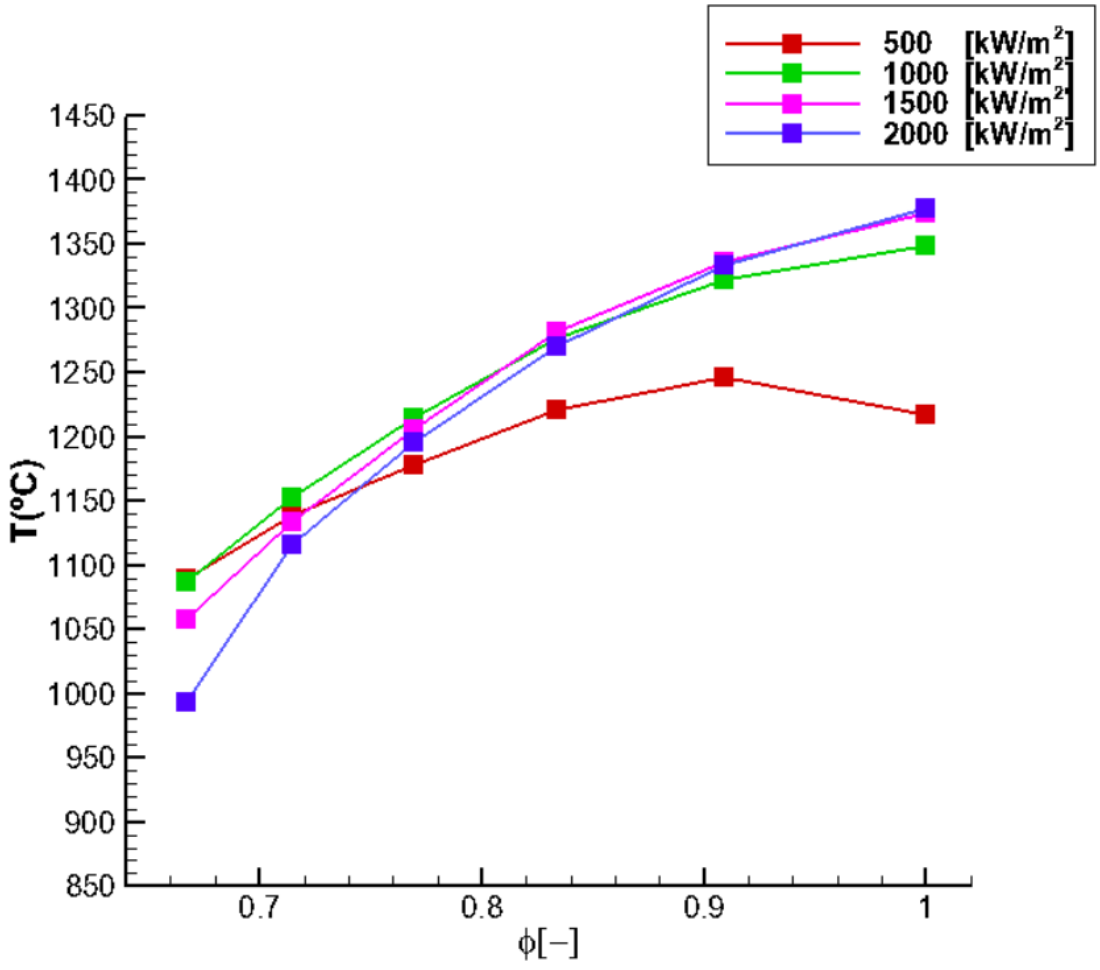


Figura 3.15: Temperatura superficie quemador para distintos FR y ϕ.
Fuente: Rosas (2016).

Insulation Thickness	3mm (0.12″)	6mm (0.24″)
Hot Face	Cold Face (°C/°F)	(°C/°F)
650°C (1202°F)	(377/711)	(296/565)
900°C (1652°F)	(513/956)	(408/766)
1175°C (2147°F)	(659/1218)	(530/985)

Figura 3.16: Características de papel Isofrax 1260C. Fuente: LTDA (2022)

La caja aislante diseñada por Abazola (2021) cuenta con un perfiles de Zicalum y esta forrada por el papel Isofrax 1260C, la función de esta caja aislante es recubrir el cabezal y evitar que la zona de combustión dañe al acero del cabezal.

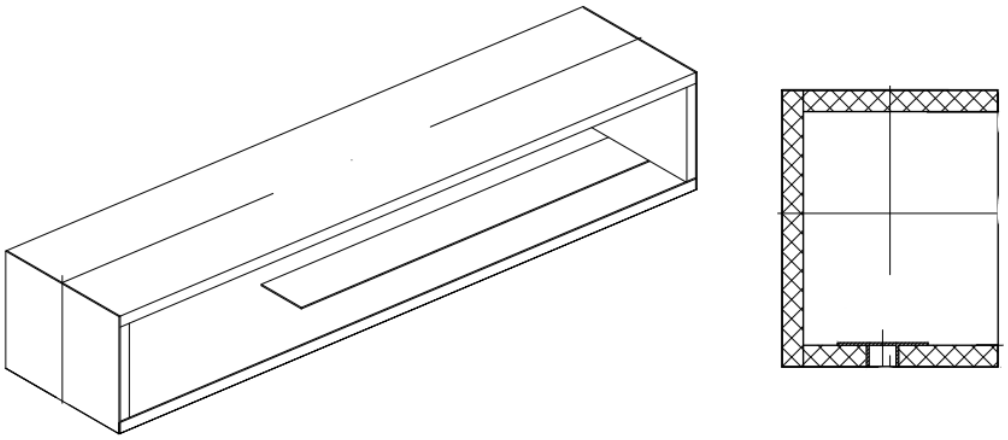


Figura 3.17: Conjunto caja aislante para quemador.
Fuente: Abazola (2021)

3.7. Mezclador Aire-GLP

Para el diseño del mezclador, se opto por un tubo Venturi donde los fluidos se encuentran de forma perpendicular entre si, esto genera una mayor turbulencia con respecto a los diseños donde los fluidos ingresan de forma paralela al mezclador. Una mayor energía cinética de turbulencia, se traduce en una mejor calidad de mezcla. Para el dimensionamiento del mezclador se hace referencia a Danardono et al. (2011), quienes a través de una simulación CFD en 3 dimensiones, optimizan la geometría de un mezclador con el fin de mejorar la calidad de la mezcla, aumentando la energía cinética y disminuyendo las pérdidas de presión. En resumen, los parámetros a considerar en el diseño fueron:

- Diámetro nominal aire: 2”.
- Diámetro nominal GLP: 1/2”.
- Relaciones geométricas del diseño de Danardono et al. (2011).

Las dimensiones para cañerías de acero al carbono comerciales según la norma ASTM A53/B y considerando un Sch 80, son las siguiente:

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior	Espesor de pared
1/2"	21,3[mm]	3,73[mm]
2"	60,3[mm]	5,54[mm]

Tabla 3.7: Dimensiones de cañerías comerciales

Nuestro mezclador se compone de dos componentes, el cuerpo y la tapa. El cuerpo representa un tubo Venturi donde el cuello posee orificios por todo el perímetro siguiendo un patrón determinado y un sacado en dirección radial. La tapa, permite la entrada del GLP y cubre el sacado del cuerpo del mezclador, estos elementos van soldados entre ellos, lo que produce que el GLP ingrese por medios de los orificios de forma radial por el cuello del tubo Venturi y se mezcle de manera homogénea con el aire.

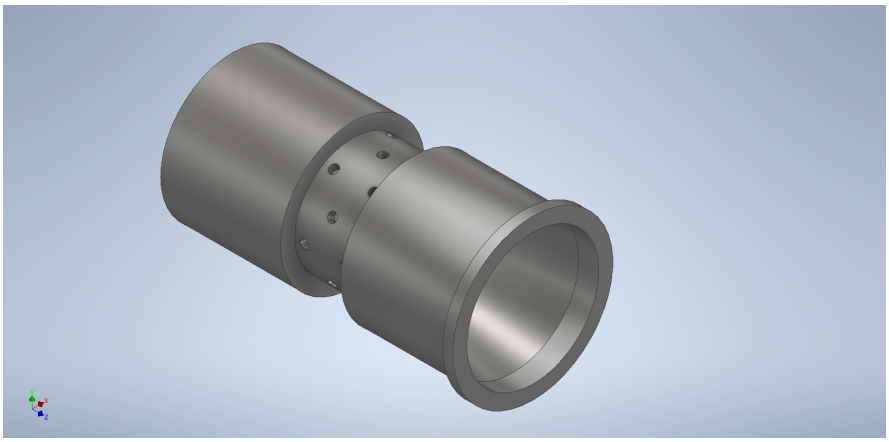


Figura 3.18: Vista Isométrica cuerpo del mezclador
Fuente: Elaboración propia.

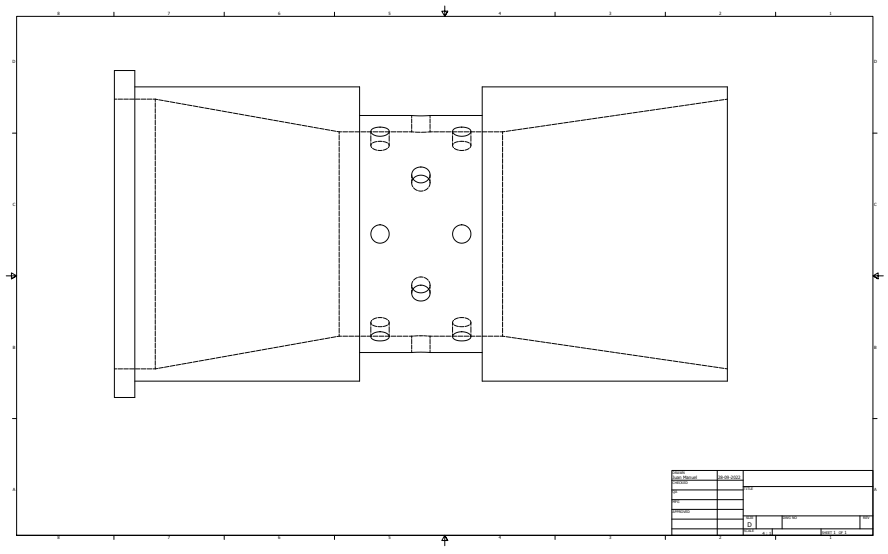


Figura 3.19: Vista lateral cuerpo mezclador.
Fuente: Elaboración propia.

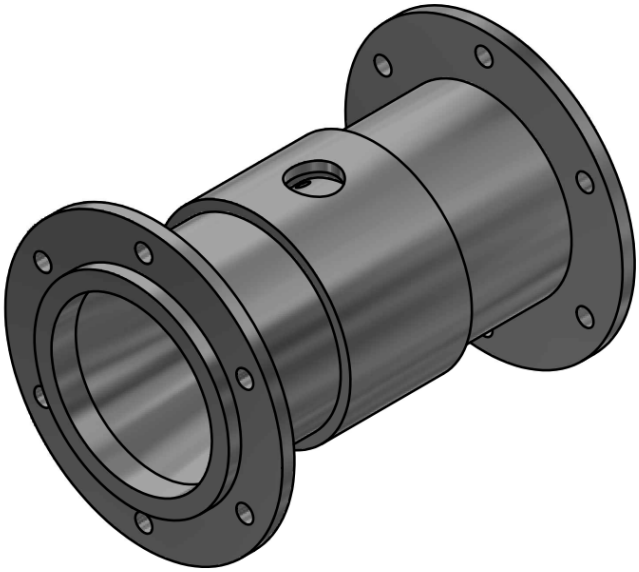


Figura 3.20: Conjunto mezclador.
Fuente: Elaboración propia.

3.7.1. Transición del aire

El aire es suministrado por el ventilador y posterior a eso entra en el mezclador para que este proceso se lleve a cabo se necesita un componente de transacción, debido a que la salida del ventilador es cuadrado y de mayores magnitudes que el falange de entrada del mezclador el cual es circular.

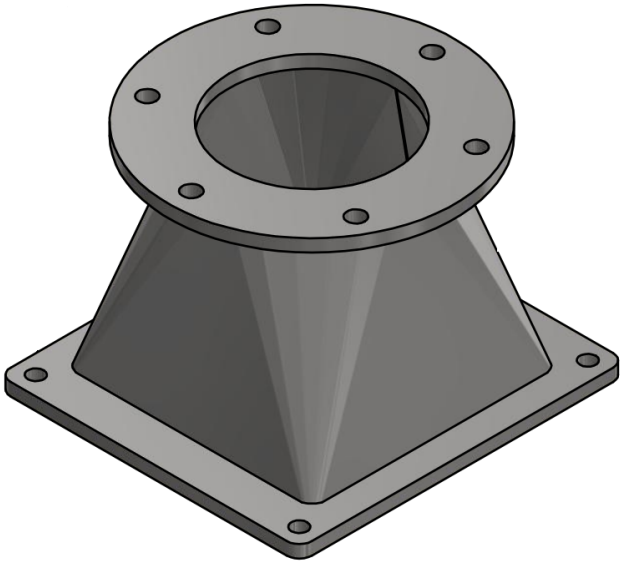


Figura 3.21: Componente de transición.
Fuente: QUEMPIN (2021).

3.7.2. Válvulas

Como se aprecia en el Figura 3.5 existen dos válvulas que interactúan directamente con el mezclador: mono bloque en la entrada del gas GLP y mariposa a la salida del mezclador que interactúa con la mezcla aire-GLP.

- **Monobloque**: este componente consiste en un presóstato de gas, un regulador de presión y dos válvulas solenoide NC en serie con un regulador de caudal, todo esto integrado en un bloque. El presóstato de gas se conecta al controlador, energizando el sistema únicamente si hay alimentación de combustible (hay una presión de gas en la entrada de la válvula superior a un valor ajustable). El regulador de presión integrado permite ajustar la presión de descarga. Las válvulas solenoide se encargan de abrir o cerrar el paso de gas hacia el quemador, permitiendo además regular el flujo de forma manual.

Marca	Dungs
Modelo	ZRDLE 407
Alimentación	230 VAC, 50 Hz
Presión de operación	Hasta 360 mbar
Temperatura de operación	-15 ºC a 70 ºC
Cuerpo	Fundición de aluminio
Montaje	Vertical y horizontal

Tabla 3.8: Características válvula monobloque.

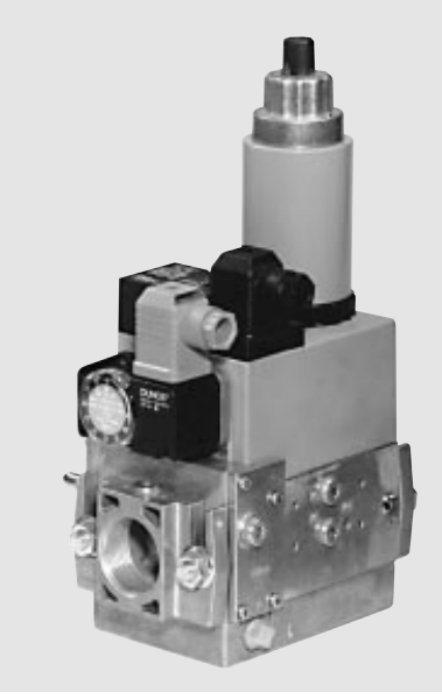


Figura 3.22: Válvula monobloque Dungs ZRDLE 407.

- **Mariposa**: permite controlar el caudal de aire, gas o en este caso la mezcla de ambos. Se utilizara una válvula mariposa dotada de un cierre de emergencia, la cual se cerrará en caso de fallo de corriente, y con ello impida que fluya mezcla al horno de forma incontrolada.

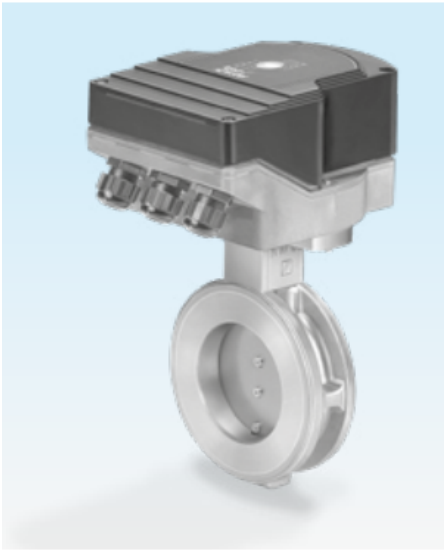


Figura 3.23: Válvula mariposa Kromschroeder.

3.8. Manifold

Se le denomina manifold a la cañería encargada de distribuir la mezcla GLP-aire, desde la salida del mezclador hacia el cabezal de combustión, cabe destacar que esta distancia es de 3700 [mm] QUEMPIN (2021). Además como el quemador debe ser desmontable, se requiere un sistema que extienda la cañería para llevar al cabezal de combustión a la posición de trabajo y que recoja la cañería para hacer retiro del quemador.

Para ello se plantea el utilizar dos cañerías de distinto diámetro, con una configuración de cremalleras y engranajes (estilo brazo telescópico) que permita estos movimientos, para ello se plantean dos opciones una cañería circular de 2 [inch] nominal o un perfil cuadrado 75 x 75 x 3 [mm] para llevar el fluido y una cañería mayor para contenerla Abazola (2021).

A esta condición se añade, como se aprecia en Figura 3.24 el manifold debe soportar: cabezal de combustión, una estructura que sujete al cabezal con el manifold, el aislante térmico y el peso de la propia cañería. Por lo tanto debemos considerar lo siguiente con respecto al diseño del manifold:

- Pérdidas de carga para una tubería de 2"vs perfil cuadrado 75 x 75 x 3 [mm].
- Cuantificar el peso de los elementos que soporta el manifold.
- Analizar la deflexión para ambos perfiles, que tendrá el manifold por el peso de dichos elementos en posición de trabajo (se considera una viga en voladizo).
- Analizar el esfuerzo cortante provocado por el peso de los elementos (viga en voladizo).

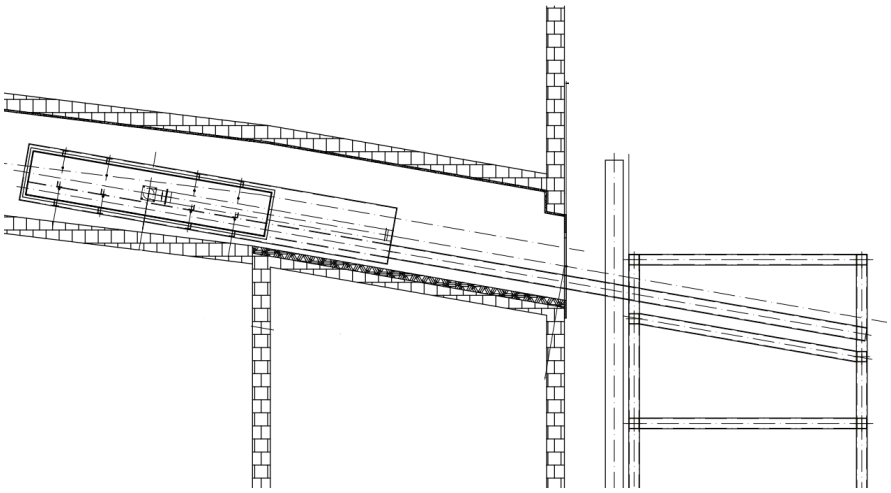


Figura 3.24: Layout del quemador en posición de trabajo.

3.8.1. Pérdidas de presión

Las pérdidas de carga mas considerable se tendrán en el segmento desde el mezclador hasta el quemador, debido a que corresponde a la tubería de mayor largo de nuestro sistema.

3.8.1.1. Características de la mezcla

Utilizando la formula Ecuación 2.28 se calcula la viscosidad de nuestro GLP el cual para este diseño está compuesto de 70 % Propano y 30 % Butano, los datos utilizados fueron:.

Datos	Propano	Butano	Aire
Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	2	2,52	1,204
Viscosidad $\left[\frac{kg}{m*s}\right]$	$8{,}534 * 10^{-6}$	$7{,}4 * 10^{-6}$	$1{,}8 * 10^{-5}$
PM $\left[\frac{kg}{kmol}\right]$	44,097	58,12	28,84

Tabla 3.9: Valores característicos para determinar la viscosidad de una mezcla.
Fuente: Cengel et al. (2003)

A continuación, se presenta la viscosidad del combustible GLP y la viscosidad de nuestra mezcla GLP-aire, la cual representa la sustancia que desplaza desde la zona de mezclado hasta la zona de combustión:

$$\mu_{GLP} = 8{,}1413 \cdot 10^{-6}[Pa * s]$$

$$\mu_{Mix} = 1{,}769 \cdot 10^{-5}[Pa * s]$$

La densidad asociada a la mezcla corresponde a la relación de la masa total y el volumen total, para este caso se puede representar:

$$\rho_{MIX} = \frac{\rho_{GLP} * V_{GLP} + \rho_{aire} * V_{aire}}{V_{GLP} + V_{Aire}} = 1{,}228 \left[\frac{kg}{m^3}\right]$$

Para determinar la velocidad de la mezcla, es necesario conocer el área transversal por la cual se desplazara la mezcla, para ello se contrastaran dos opciones: una cañería de diámetro nominal 2 [inch] y un perfil tubular de 75 x 75 x 3 [mm]. El flujo de la mezcla esta dado por la suma de flujos de aire y GLP.

$$Q_{mix} = Q_{GLP} + Q_{Aire} = 221{,}7\left[\frac{m^3}{h}\right]$$

Para determinar el Reynolds asociado a cada opción, se procede a calcular el diámetro hidráulico para el perfil cuadrado y el diámetro interno para la cañería, los valores utilizados corresponden a los entregados en el catálogo de la empresa Multi Aceros S.A que se encuentran en Figura A.1 y Figura A.2.

Sección	Diámetro [m]	Velocidad [m/s]	Reynolds[-]
Cañería 2"	0,053	28,45	103705,19
Perfil 75x75x3[mm]	0,069	12,93	61972,73

Tabla 3.10: Reynolds para distintas secciones.

3.8.1.2. Coeficiente de fricción

En ambos casos el Reynolds asociado al flujo es mayor a 4000, por ende, se asocia a un flujo turbulento. Se procede a determinar el coeficiente de fricción asociado a flujos turbulentos, utilizando la Ecuación 2.24 la cual depende tanto de las características de la mezcla y el material utilizado. Despejando el coeficiente de fricción de la ecuación se obtiene:

$$f_{real} = \frac{1}{\left(-2log\left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{f_{asum}}}\right)\right)^2}$$

Dado que es una ecuación implícita, se asumió un valor de f y se procedió con una iteración hasta que el valor del coeficiente de fricción converge a una magnitud. Se tomo una rugosidad de acero inoxidable $\varepsilon = 0{,}002[mm]$ Cengel et al. (2006).

Coef. fricción Cañería 2"		
f asumido [-]	f real [-]	Error
0,02500	0,01743	43 %
0,01743	0,01813	4 %
0,01813	0,01805	0 %
0,01805	0,01806	0 %

Tabla 3.11: Coeficiente de fricción para una cañería de 2".

Coef. fricción Perfil 75 x 75 x3		
f asumido [-]	f real [-]	Error
0,02500	0,01952	28 %
0,01952	0,02011	3 %
0,02011	0,02004	0 %
0,02004	0,02004	0 %

Tabla 3.12: Coeficiente de fricción para un perfil 75 x 75 x 3 [mm].

3.8.1.3. Pérdidas Mayores

La longitud de la tubería a utilizar, desde la cámara de mezclado hasta el punto de ignición de nuestra mezcla corresponde a 3700[mm]. A continuación, se presentan las pérdidas de carga asociados a dicha longitud de tubería según la Ecuación 2.22.

$$h_{L,perfil} = 9{,}17 \text{ [m de mezcla]}$$
$$h_{L,caera} = 52{,}5 \text{ [m de mezcla]}$$

Debido a que nuestro fluido es la mezcla de combustible-aire, la pérdidas de carga asociada corresponden a metros de mezcla, para llevarlo a metro de columna agua se debe multiplicar por $\frac{\rho_{mix}}{\rho_{H_2O}}$ obteniendo los siguientes resultados:

	Cañería 2"	Perfil 75x75x3
$h_{L,mayor}$[m de agua]	0,06	0,01
$\Delta P[Pa]$	632,82	110,46
$\Delta P[mbar]$	6,3	1,1

Tabla 3.13: Pérdidas de presión asociadas al largo de la tubería.

3.8.1.4. Pérdidas Menores

Las pérdidas menores asociadas al flujo están relacionadas con los accesorios (codos, contracciones, expansiones, etc.). A continuación, se presenta una tabla indicando los accesorios, características del flujo que se desplaza por dicho accesorio y su caída de presión asociada según Ecuación 2.26 y las constantes de pérdida Figura A.5 y Figura A.4.

Lugar	Elemento asociado	$K_{L_{ros}}$	$K_{L_{brida}}$	Flujo	$\Delta P[Pa]$	$\Delta P_{ros}[Pa]$
Transición Ventilador	Contracción	-	0,125	Aire	3,599	-
Entrada aire Mezclador	Contracción	-	0,150	Aire	28,812	-
GLP a mezclador	Expansión	-	0,758	GLP	33,506	-
Salida Mezclador	Expansión	-	0,013	Mezcla	8,442	-
Codo de retorno	Codo en 180°	1,5	0,200	Mezcla	125,338	940,036
TOTAL		**1,5**	**1,246**	-	**199,70**	**1014,40**

Tabla 3.14: Pérdidas de presión menores.

El cálculo de cada pérdida de carga dependen de velocidad y densidad que tenga el elementos al atravesar dicho accesorio, estos elementos están descritos en la columna flujo, además, existen elementos como codos que pueden encontrarse en el sistema sujetos por rosca o por flange (brida), como se aprecia en la Tabla 3.14 al usarse un elemento roscado la pérdida de presión aumenta considerablemente.

La pérdida de carga total se cuantifica con la Ecuación 2.27.

$h_{L,total}$	Cañería 2"	Perfil 75x75x3
$[mca]$	0,09	0,03
$[Pa]$	832,5	310,2

Tabla 3.15: Pérdidas de carga total del sistema.

3.8.2. Deflexión y rigidez

El brazo del quemador soporta: cabezal de combustión, soporte del cabezal y el aislante térmico. Dichos elementos ejercen un mayor momento cuando el quemador se encuentra en funcionamiento (brazo completamente extendido) por lo que se debe analizar la deflexión que pueda tener, según el material de la vigas y su geometría. Se analizo la deformación causada por cada uno de estos componentes por separado y se sumo para obtener la deflexión total.

1. Para el cabezal de combustión, se tiene un diagrama de cuerpo libre correspondiente a la siguiente figura:

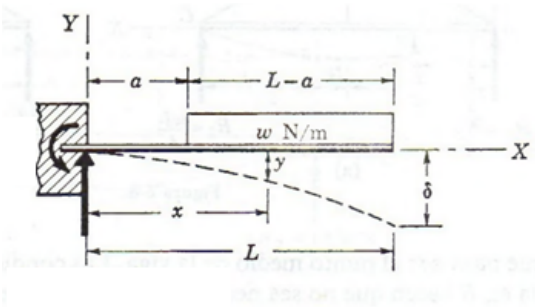


Figura 3.25: Diagrama de cuerpo libre viga en voladizo, con carga uniforme.
Fuente: Elaboración propia.

Existirá una fuerza asociada al peso que ejerce el cabezal, la cual tendrá una reacción en la base de la viga R_1 y un momento M_1. El peso del cabezal es de 13 [kg] QUEMPIN (2021), el cual se distribuye en su largo.

$$\sum F_y = R_1 - w(L-a) = 0[N]$$
$$R_1 = w(L-a)$$
$$\sum M = M_1 - \frac{w}{2} \cdot (L-a)^2 = 0[Nm]$$
$$M_1 = \frac{w}{2} \cdot (L-a)^2$$

Obteniendo las fuerza y momentos, se puede determinar la deflexión, la cual viene representada por $y = -\frac{wa^2}{24EI} \cdot \left(4La - a^2 - 6L^2\right)$ según lo indicado en Shigley (2011) para vigas en voladizo con carga uniforme, donde E representa el módulo de Young del material e I el momento de inercia, el cuál varía según la geometría del perfil a utilizar.

2. Para la viga que soporta el cabezal se tiene un diagrama de cuerpo libre de una carga totalmente distribuida de la siguiente forma:

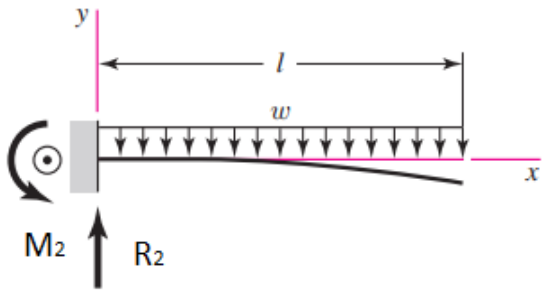


Figura 3.26: Diagrama de cuerpo libre viga en voladizo, con carga uniforme al total del largo.
Fuente: Shigley (2011)

La fuerza peso correspondiente al perfil de la viga, se distribuye de manera uniforme a lo largo de la misma viga, generando una reacción en la base R_2 y un momento M_2, ambas reacciones estarán sujetas al peso lineal de la viga w, el cual varía según la geometría, en este caso, perfil cuadrado o tubería circular. La deflexión mesta representada por $y_{max} = -\frac{wL^4}{8EI}$.

$$\sum F_y = R_2 - wL = 0[N]$$
$$R_2 = wL$$
$$\sum M = M_2 - \frac{w}{2} \cdot L^2 = 0[Nm]$$
$$M_2 = \frac{w}{2} \cdot L^2$$

3. La estructura que soporta al cabezal y el aislante, posee una masa de 23.5 [kg] y un largo total de 1354 [mm] Abazola (2021). Este conjunto al igual que el cabezal, representa una carga con peso uniforme con un largo específico sobre la viga.

$$\sum F_y = R_3 - w(L-a) = 0[N]$$
$$R_3 = w(L-a)$$
$$\sum M = M_3 - \frac{w}{2} \cdot (L-a)^2 = 0[Nm]$$
$$M_3 = \frac{w}{2} \cdot (L-a)^2$$

4. El aislante compuesto por dos materiales: aislante ISOFRAX y planchas de Zicalum, este conjunto va por recubriendo la estructura soporte, aislando el sistema de brazo desplegable. Este conjunto posee un largo de 1414 [mm] y una masa de 2,4 [kg] Abazola (2021). Al igual que el cabezal y la estructura soporte, representa una carga con peso uniforme y largo específico sobre la viga.

$$\sum F_y = R_4 - w(L-a) = 0[N]$$
$$R_4 = w(L-a)$$
$$\sum M = M_4 - \frac{w}{2} \cdot (L-a)^2 = 0[Nm]$$
$$M_4 = \frac{w}{2} \cdot (L-a)^2$$

De esta forma se obtienen las siguientes magnitudes para las fuerzas, momentos y deflexión, considerando dos materiales y dos geometrías:

Elemento	Masa[kg]	Largo[m]	w[N/m]	Fuerza [N]	Momento [Nm]
Cabezal	13	1,39	92	127	89
Soporte	23,5	1,354	170	230	156
Aislante	2,4	1,414	17	24	17

Tabla 3.16: Fuerzas y momentos en viga soporte de quemador.

Perfil	Dimensión[mm]	Espesor[mm]	[kg/mt]	Fuerza [N]	Momento [Nm]
75x75x3	75	3	6,6	198	302
Cañería 2"	60,32	3,91	5,45	163	249

Tabla 3.17: Fuerzas y momentos correspondientes a la viga soporte.

	Acero Inoxidable		Acero Estructural	
Elementos	75x75x3	Cañería 2"	75x75x3	Cañería 2"
Cabezal	-2,9 [*mm*]	-7,7 [*mm*]	-2,6[*mm*]	-7,1[*mm*]
Soporte	-5,5 [*mm*]	-14,8[*mm*]	-5,0[*mm*]	-13,6[*mm*]
Aislante	-1,4[*mm*]	-1,4[*mm*]	-0,5 [*mm*]	-1,3[*mm*]
Viga	-5,0 [*mm*]	-11,1 [*mm*]	-4,5 [*mm*]	-11,1[*mm*]
Total	**-14,7** [*mm*]	**-35,0** [*mm*]	**-12,7** [*mm*]	**-33,0** [*mm*]

Tabla 3.18: Deflexión total en la viga por cada elemento, geometría y material.

Como se aprecia en la Tabla 3.18 en una cañería de 2"se producirá una mayor deflexión que en un perfil cuadrado y que el tipo de acero no genera una gran diferencia, pero el acero AISI 304 posee una mejor resistencia a la temperatura, lo cual es un beneficio considerando que se utilizará en la cámara de combustión. Por lo que se escoge el perfil cuadrado de 75x75x3 de acero inoxidable.

Elemento	Fuerza[N]	Momento[Nm]	Y[mm]
Cabezal	127	89	-3
Soporte	230	156	-5
Aislante	24	17	-1
Viga	198	302	-5
Total	**579**	**563**	**-15**

Tabla 3.19: Fuerza de corte, momento y deflexión para el perfil 75x75x3 de acero inoxidable refractario.

Para corroborar dicho calculo se realizo una simulación de la viga utilizando el programa Autodesk Inventor:

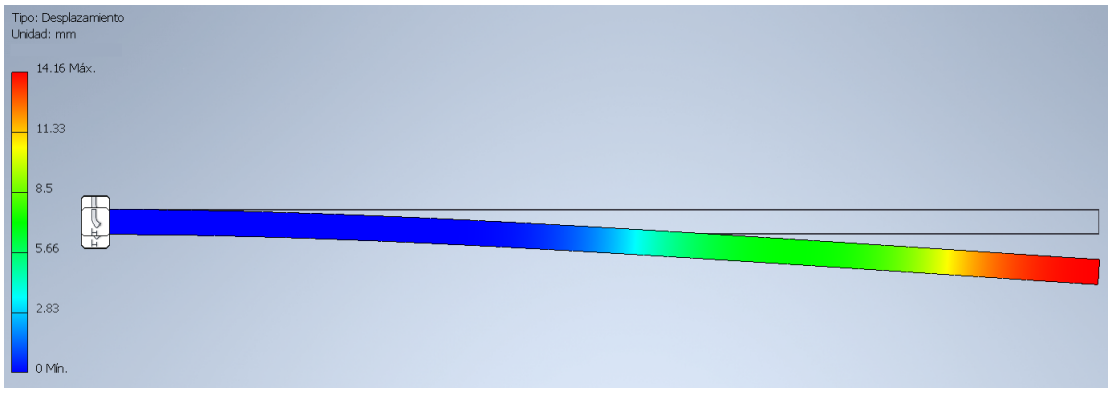


Figura 3.27: Simulación de deflexión viga, desplazamiento máximo = 14.1 [mm].

La fuerza de corte provoca una fuerza cortante, la cual se expresa de la siguiente $\tau = \frac{VQ}{Ib}$ donde b corresponde al ancho del eje de corte, V la magnitud de la fuerza cortante, Q el primer momento de área con respecto al eje de corte e I corresponde al segundo momento de área.

El esfuerzo cortante máximo se da en la mitad del eje del perfil cuadrado, b correspondería a dos veces el espesor del perfil, mientras que Q corresponde a la 'U' que se forma desde el eje de corta hacia arriba, la cual se puede dividir en áreas conocidas, como se aprecia a continuación:

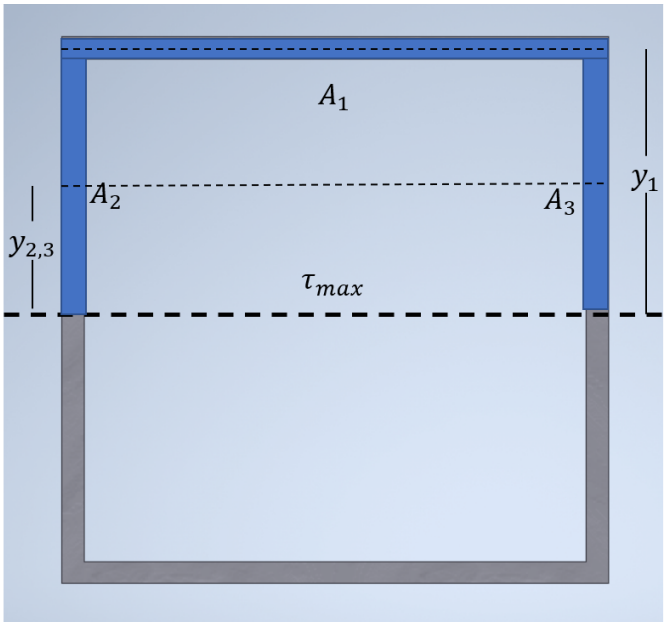


Figura 3.28: Eje de esfuerzo máximo de corte.

Área	$A[mm^2]$	$\bar{y}[mm]$	$A \cdot \bar{y}[mm^3]$
1	225	36	8100
2	104	17	1785
3	104	17	1785
Total			**11671**

Tabla 3.20: Magnitud de Q.

$$\tau = \frac{579[N] \cdot 11671[mm^3]}{747792[mm^4] \cdot 6[mm]} = 1{,}5[MPa]$$

El esfuerzo de corte es mucho menor al modulo de rigidez correspondiente a los aceros $G = 77[GPa]$Beer et al. (2010), por lo que no existe falla por corte en el perfil.

Finalmente, se selecciona el perfil cuadrado para ser utilizado como manifold desplegable, cuya funciones son distribuir la mezcla hasta el cabezal de combustión y sostener los componentes necesarios para el correcto funcionamiento del cabezal, a continuación se adjuntan extractos de los planos correspondientes el manifold y el conjunto sistema desplegable.

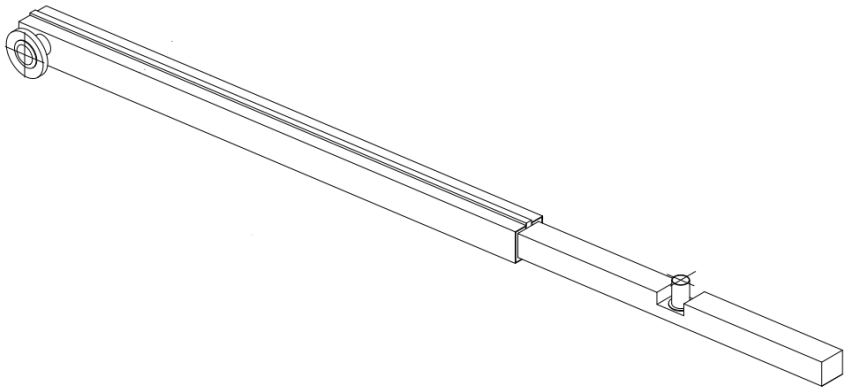


Figura 3.29: Manifold perfil cuadrado seleccionado.

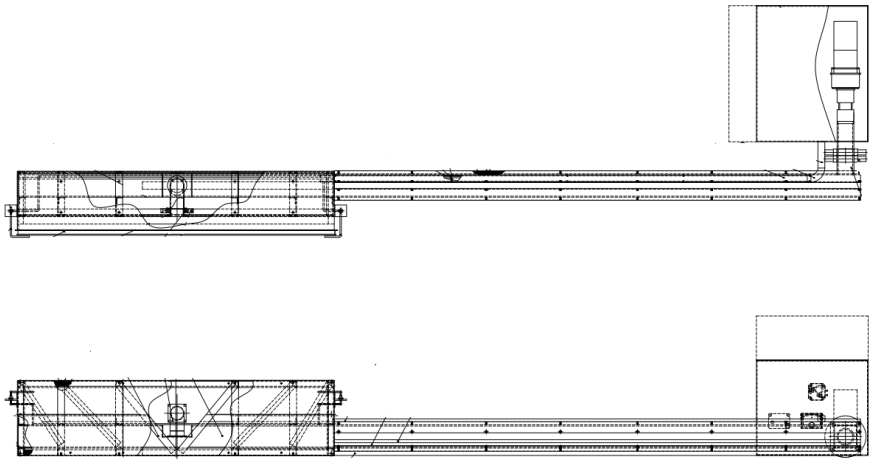


Figura 3.30: Conjunto sistema desplegable

3.9. Carro de montaje

Corresponde a la estructura que soporta todos los elementos del quemador: caja de control, sistema de mezclado, manifold y el cabezal de combustión con todos sus componentes. Este debe brindar la estabilidad cuando el quemador se encuentre trabajando y la movilidad para trasladar con seguridad el quemador.

3.9.1. Contrapesos

Como se aprecia Tabla 3.19 existe un momento generando por los componentes que se encuentran adosados al brazo del quemador, dicho momento debe ser contrarrestado por la masa del carro de montaje, de caso contrario, el quemador tendera a inclinarse hacia la dirección del cabezal de combustión, causan la caída del quemador.

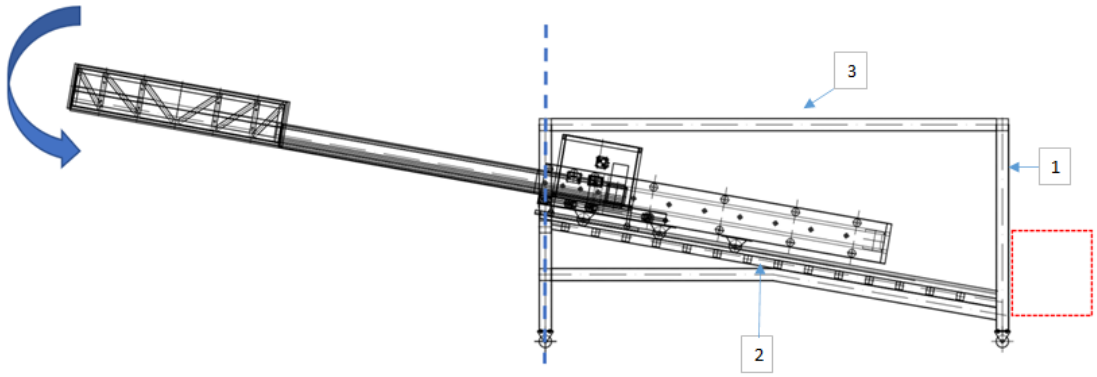


Figura 3.31: Diagrama de momento conel brazo del quemador extendido.
Fuente: Abazola (2021).

Se procede a calcular el momento de fuerza que genera el carro de montaje, para ello se calcula el momento de fuerza ejercidos por los perfiles verticales (ítem 1), el brazo receptor (ítem 2) y los perfiles horizontales (ítem 3), destacar que para los ítem 2 y 3 se realizó el calculó de momento de fuerza distribuida, caso contrario para el ítem 1 que se considero como fuerza puntual.

Ítem	Cantidad	Masa [kg]	Distancia eje [m]	Momento [Nm]
1	2	17,5	1,337	230
2	1	22,5	2	220
3	4	17,7	1,3	225
Total				**675**

Tabla 3.21: Momento de fuerza generado por componentes del carro de montaje.

Como se aprecia en la tabla anterior, la magnitud del torque generado por los componentes del carro de montaje, es mayor a la generada por los componentes del brazo. Por ello en este caso no es necesario que nuestro quemador cuente con contra pesos.

3.9.2. Ruedas

Una de las funciones que debe cumplir el carro de montaje es que sea posible montar y desmontar el quemador a voluntad del usuario, ya sea con la función de realizar limpieza de piezas, mantenciones preventivas, reparaciones o alternar el uso del quemador con otro dispositivo. Para ello es necesario que nuestro carro de montaje cuente con 4 ruedas que permitan la movilidad deseada, para escoger dichas ruedas debemos determinar la masa total de nuestro quemador.

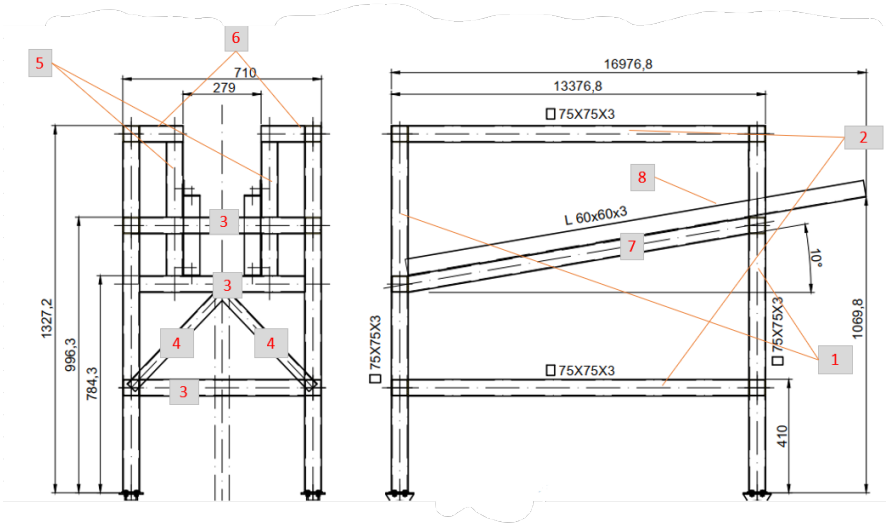


Figura 3.32: Diseño carro de montaje.
Fuente: Abazola (2021)

Ítem	Perfil[-]	Largo[mm]	Ctdad[un]	Total [mm]
1	75x75x3	1327,2	4	5309
2	75x75x3	1337,7	4	5351
3	75x75x3	710	4	2840
4	75x75x3	464,3	2	929
5	75x75x3	467,9	2	936
6	75x75x3	215,5	2	431
7	75x75x3	1358,3	1	1358
8	60x60x3	1723,9	2	3448

Tabla 3.22: Cantidad y largos de perfiles a utilizar en el carro de montaje.

Perfil	Largo Total [m]	Densidad lineal [kg/m]	Masa [kg]
75x75x3	17,2	6,6	113,2
60x60x3	3.5	2,7	9,3
Total			122,6

Tabla 3.23: Cubicación del carro de montaje.

Los demás elementos de nuestro quemador: brazo desplegable, quemador, soporte de quemador, aislante, cremalleras inferiores y superiores, poseen una masa total de 136 [kg], como se aprecia en el siguiente listado de materiales, extraído de los planos de diseño Abazola (2021).

Tabla 3.24: Listado de materiales y su masa total, extraído de planos de diseño.

32	1	1	Armario Rack	400x500x600	—	—
31	18	9	Pletina bandeja	3x6x19	—	0.00172
30	1	1	Papel isofrax	3mm	—	0.167
29	20	10	Tornillos	M4 x	—	0.0125
28	1	1	Bandeja Recta	3x6x19	—	—
27	1	1	Curva	60x22	—	—
26	2	1	Pletina T	50x53x65	—	0.1746
25	1	1	Bandeja-canalización	30x2333	—	0.954
24	1	1	Electrodos ignición	3482	—	—
23	1	1	Electrodos detección	3482	—	—
22	1	1	Canal inferior	25,4X827	0,356	0,356
21	1	1	Aislante Isofrax	253X1365	0.00016	0.039
20	1	1	Plancha lisa	1000x2000	3.2	3.55
19	2	1	Cremallera superior	1"x2268	8.70	19.14
18	1	1	Barra-lateral	12x12x2268	1.13	2,83
17	2	1	Cremallera superior lateral	2268	1.13	2.83
16	30	15	Barras para tornillos	13x13	0.00949	0.284
15	1	1	Placa-Tapón	100x100x3	0.234	0.936
14	30	15	Tornillo punta de broca	13	0.00127	0.0381
13	1	1	Aislante	2,268	—	0.0237
12	1	1	Boquilla	2	—	0,626
11	2	1	Brida conexión	2	3.2	6.4
10	1	1	Plancha lisa	1000x2000	3.2	3.2
9	2	1	Cremallera inf	x3,095	12.24	24.48
8	1	1	Codo-cabezal	100	—	4.78
7	1	1	Perfil cuadrado	3633	8.96	26.88
6	1	1	Estructura soporte cabezal	323X1365	23.46	23.46
5	1	1	Sellado de brida	1,6 X45,2	—	—
4	4	2	Tornillo hexagonal	M14x30	0.0384	0.153
3	1	1	Brida cabezal	2"	2.30	2.30
2	1	1	Boquilla unión	2"x34	0.1272	0.1272
1	1	1	Flat Burner	1360X250	12	12
	Nº Piezas				Peso (Kgs)	
Ítem	Total	Par	Descripción	Largo	Unit	Total: 136 +-3

Por lo tanto la carga de cada una de las ruedas queda cuantificado según la siguiente tabla:

Ítem	Masa [kg]
Sistema desplegable	136
Carro de montaje	122
Ventilador	3
Total	261
Cada rueda	65

Tabla 3.25: Carga para selección de ruedas.

Para efectos de seguridad en la operación del quemador las 4 ruedas deben tener frenos y libertad de giro en 360 grados, dentro del mercado se encuentra una gran variedad de ruedas de distintos materiales y cargas.

Para este escenario se escogieron ruedas con revestimiento de poliuretano y núcleo hierro fundido. Ideales para uso en los más variados tipos de superficies y ambientes. Soportan altas cargas, protegen el piso, necesitan de menor esfuerzo para desplazamiento, producen bajo nivel de ruido al moverse y tienen excelente durabilidad Ducasse (2022).

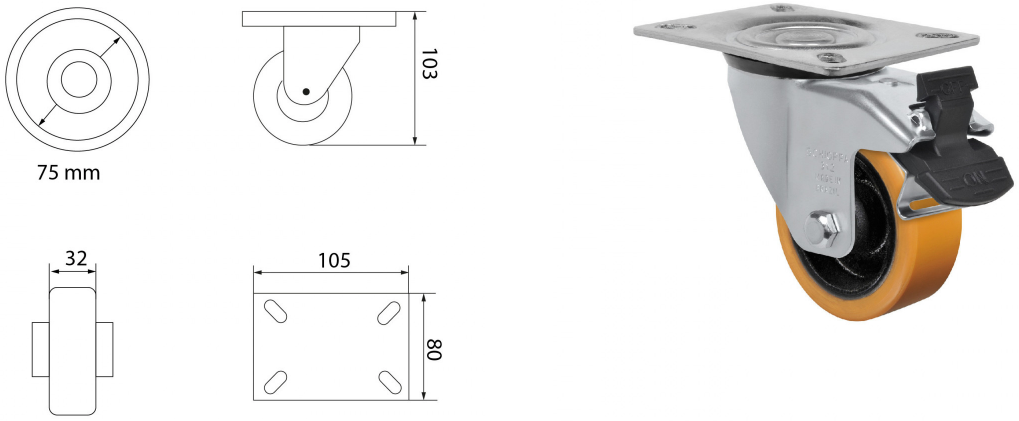


Figura 3.33: Dimensiones rueda giratoria con freno y carga 170 kg.
Fuente: Ducasse (2022).

4 Diseño experimental

El diseño experimental varía con respecto al diseño del prototipo, más que todo en el sistema de manifold. donde se escoge un perfil rectangular de 150 x 50 x 3 [mm]. Esto principalmente debido a los materiales disponibles y por el momento de inercia de este perfil, lo que genera una menor deflexión.

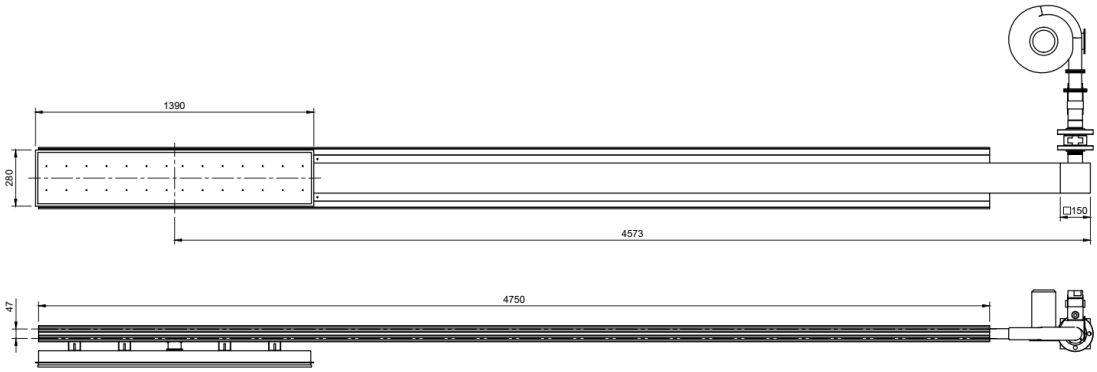


Figura 4.1: Diseño experimental del sistema de distribución.

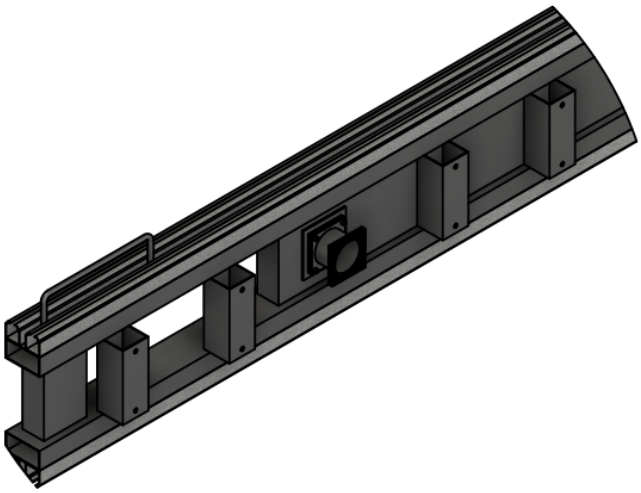


Figura 4.2: Diseño experimental del soporte quemador.

Elemento [-]	Fuerza [N]	Momento [Nm]	Y [mm]
Cabezal	127	89	-1
Soporte	52	79	-0,5
Viga	299	509	-2
Total	**479**	**676**	**-4**

Tabla 4.1: Deflexión para el sistema de distribución experimental.

4.1. Montaje y puesta en marcha

El diseño experimental del quemador se fabricó y montó en el laboratorio de energías renovables (LER), ubicado en la sede Viña del Mar, de la Universidad Técnica Federico Santa María. En la Figura 4.3, se puede ver una vista isometríca del quemador montado en el laboratorio, junto con su carro de montaje móvil, para el montaje/desmontaje del quemador y el ángulo de inclinación para hacer ingreso al horno de la panadería Santo Pan.



Figura 4.3: Quemador montado sobre el carro de montaje movil.

El quemador cuenta con unos perfiles a lo largo del sistema de distribución que permite el desplazamiento a longitudinal del quemador. Esto se aprecia en la Figura 4.4.



Figura 4.4: Perfil para desplazamiento del quemador.

El tren de control se compone por el ventilador, la transición de la descarga del ventilador al mezclador, la válvula mono-bloque conectada al mezclador (que regula el flujo de combustible) y una válvula mariposa para regular el caudal de aire, esto se aprecia en la Figura 4.5.

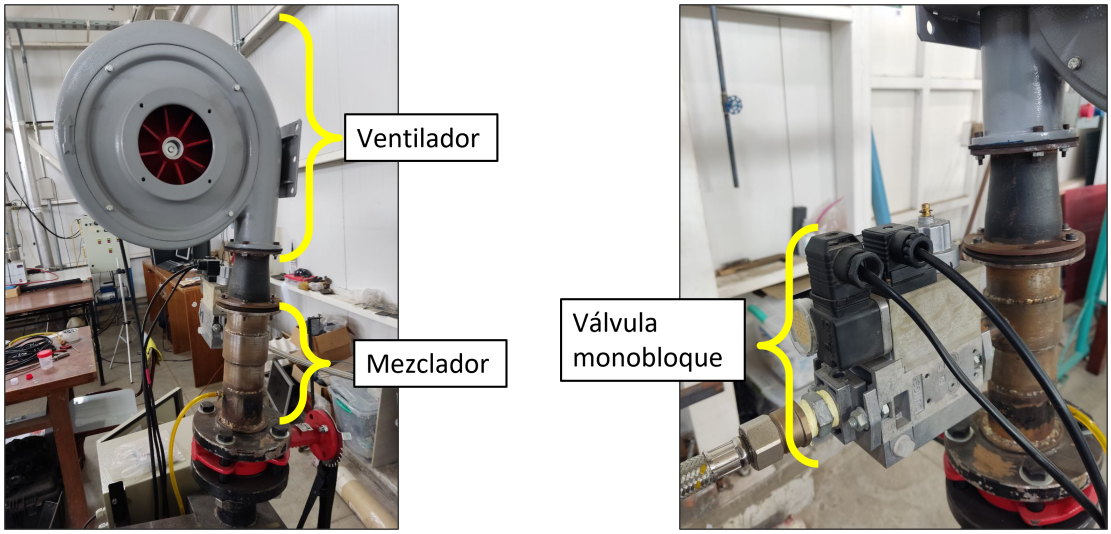


Figura 4.5: Montaje del ventilador, mezclador GLP-aire y válvula monobloque.

El tablero de control cuenta con el presostato de aire, transformador de ignición y el controlador de llama, no se incluye el filtro de aire debido a que aún no se realiza la implementación en la panadería.

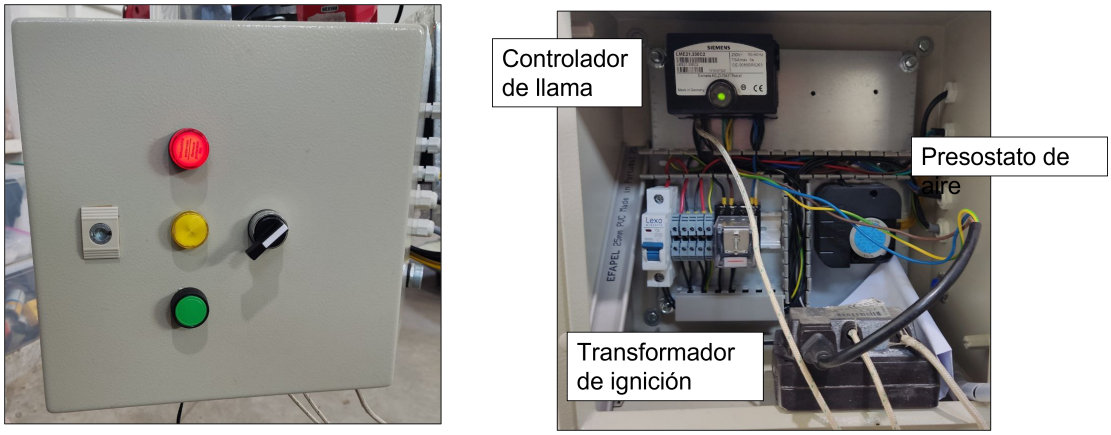


Figura 4.6: Montaje de caja de control

Una vez todos los componentes montados, se procede con la puesta en marcha del quemador, funcionando sin problemas.



Figura 4.7: Quemador de MPI encendido.

4.2. Instrumentación y acondicionamiento

Para poder realizar las pruebas de caracterización o desempeño del quemador, se deben utilizar instrumentos que nos permitan medir temperatura, flujo de aire, flujo de gas y emisiones de gases. En la Figura 4.8 se pueden observar dichos instrumentos, de izquierda a derecha tenemos:

- Termómetro digital, el cual recibe señal por termocuplas tipo K, las cuales resisten una temperatura máxima de 1600 °C, el termómetro a utilizar permite registrar la información de un máximo de cuatro termocuplas.
- Anemómetro digital, permite obtener la velocidad promedio en la succión del ventilador y con ellos cuantificar el flujo volumétrico de aire, también permite medir la temperatura del fluido.
- Analizador de gases Testo 350, la sonda del analizador registra información de los gases de escape, por ejemplo: temperatura, concentración de CO [ppm] y concentración de NO [ppm].
- Medidor de volumen, cuantifica el volumen de GLP ingresando al quemador, complementando con un cronometro nos permite conocer el flujo de combustible y con ello la potencia nominal del quemador



Figura 4.8: Instrumentos a utilizar para las pruebas experimentales.

Se diseña, fabrica e implementa un túnel de viento en la succión del ventilador, el cual cuenta un orificio por donde se coloca la sonda del anemómetro y nos permite medir las características del aire. El largo del túnel corresponde al largo necesario para obtener un fluido completamente desarrollado, según el diámetro del túnel.

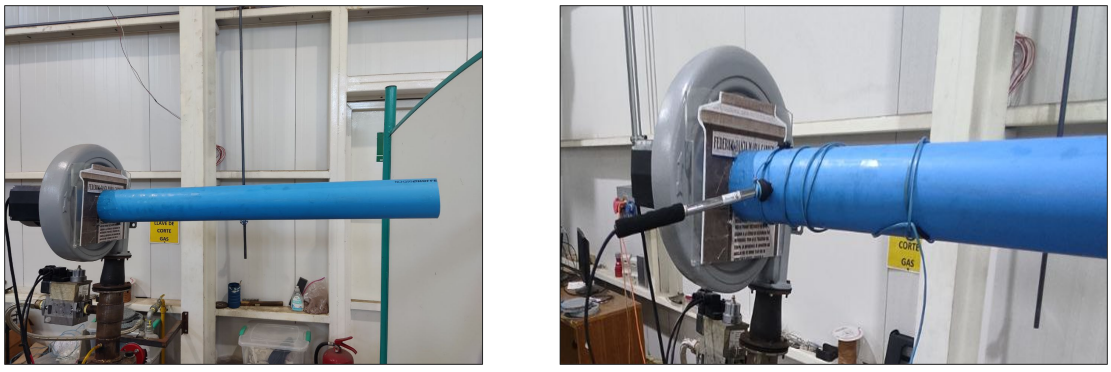


Figura 4.9: Implementación de túnel de viento en la succión del ventilador.

Para la implementación de la sonda del analizador de gases, se diseña, fabrica e implementa una campana de gases, que permita una correcta medición y sostenga la sonda del instrumento.



Figura 4.10: Fabricación de campana para gases.



Figura 4.11: Implementación de campana para gases, con sonda instala al inicio de la campana.

Para las cuatro termocuplas, tres de ellas fueron utilizadas para controlar la temperatura interna del quemador por temas de seguridad, dichas temperaturas deben ser controladas y bajas, de caso contrario se puede producir una auto ignición de la mezcla antes de llegar al cabezal de combustión.

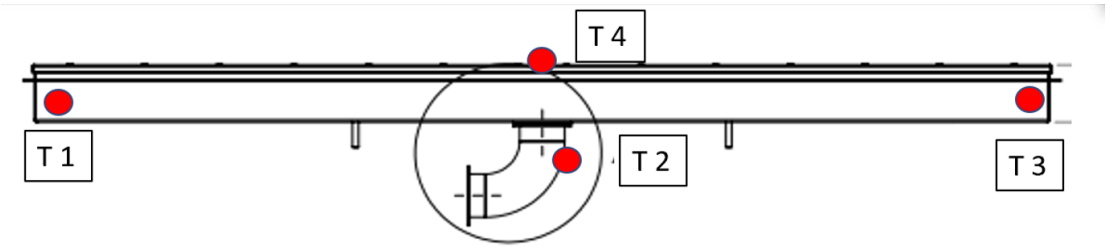


Figura 4.12: Diagrama ubicación de termocuplas.

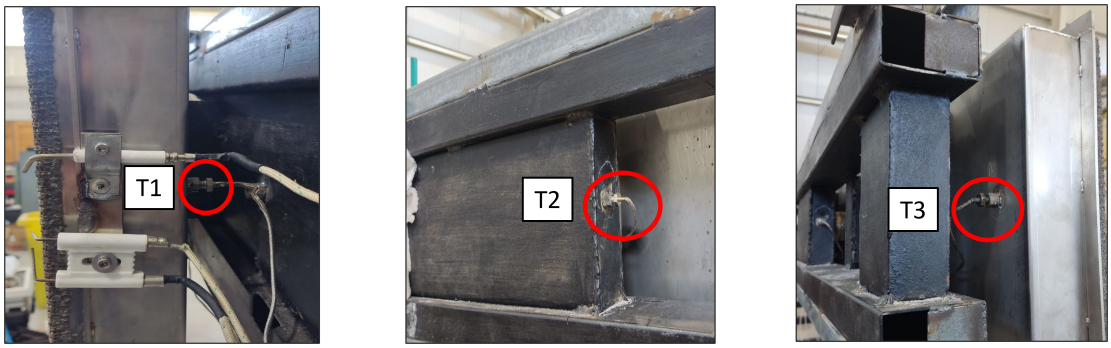


Figura 4.13: Termocuplas internas instaladas.

La termocupla número 4, representa la temperatura del medio poroso inerte, por lo que corresponde a temperatura proporcional a la transferencia de calor por radiación del quemador hacia el ambiente.

4.3. Rango de operación

Al operar el quemador se estableció que el rango de trabajo del quemador es de 100 - 160 [kW], donde λ puede variar entre 1.9 y 1.2, de forma segura.

Al disminuir λ a valores cercanos a 1, se aprecia el fenómeno de desprendimiento de llama, debido a que no se satisface la condición con el número de Peclet para mantener una combustión dentro del poro, esto se puede observar en Figura 4.14, por lo tanto no se recomienda operar con estos valores de exceso de aire.

En las Figura 4.15 y Figura 4.16, se puede apreciar la operación del quemador a una misma potencia pero a distintos excesos de aire, se aprecia que disminuye la temperatura del medio poroso al aumentar el exceso de lambda.

Por lo tanto se establecen 9 puntos de operación del quemador, considerando los límites de seguridad y buscando una alta temperatura del medio poroso, estos puntos se definen en la Tabla 4.2

Punto de operación	Potencia [kW]	λ [-]
1	100	1,6
2		1,4
3		1,2
4	130	1,6
5		1,4
6		1,2
7	160	1,6
8		1,4
9		1,2

Tabla 4.2: Puntos de operación segura.



Figura 4.14: Desprendimiento de la llama al trabajar con excesos de aire cercanos a 1.

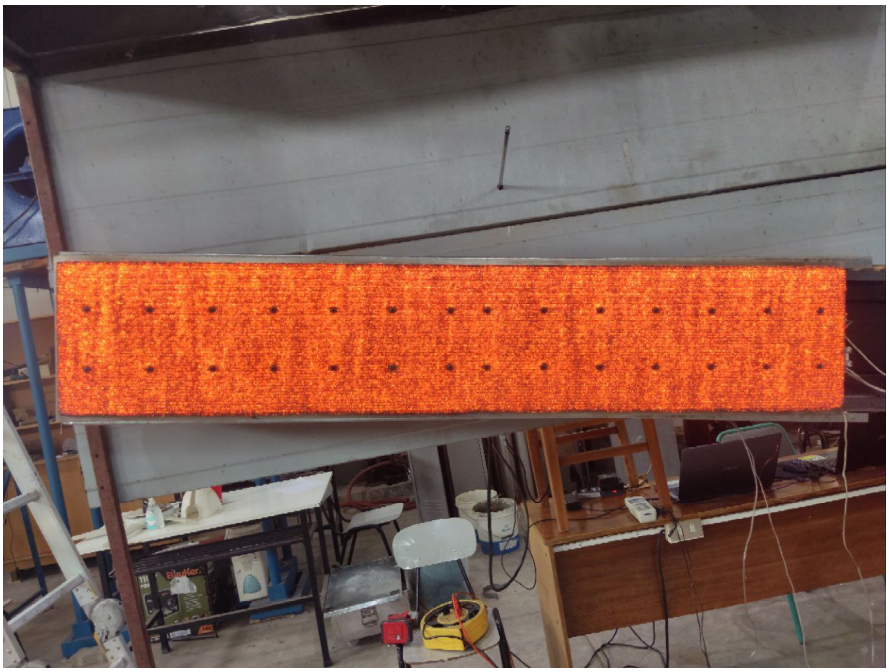


Figura 4.15: Operación del quemador a 160 [kW] y = 1,2.



Figura 4.16: Operación del quemador a 160 [kW] y λ = 1,9.

5 Pruebas experimentales

5.1. Procedimiento general

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

5.1.1. Elementos de seguridad

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

- Extintor de incendios.
- Buzo u overol.
- Zapatos de seguridad.
- Guantes de soldador.
- Lentes o máscara de seguridad.
- Protección auditiva tipo fono.
- Válvula de cierre y acceso rápido a la alimentación de gas.

5.1.2. 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 desenergizado, 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.

5.1.3. Puesta en marcha

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. Los pasos que seguir son:

1. Energizar el quemador.
2. Abrir el paso de gas.
3. Establecer un caudal de combustible utilizando la válvula mono-bloque.
4. Establecer un caudal de aire utilizando la válvula mariposa.
5. Verificar que el anemómetro marque 0.
6. Anotar el volumen del contador de volumen.
7. Encender el quemador.
8. Verificar el correcto encendido.
9. Regular flujo de combustible y aire, según sea necesario.
10. Monitorear constantemente el cabezal de combustión.
11. Para finalizar la operación, apague el quemador desde la caja de control, luego procede a cerrar la válvula de GLP y anotar el volumen del contador.
12. Desenergizar el quemador.

5.1.4. Detención 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 del aire y GLP. 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, se debe comprobar que la velocidad de flujo es cero en el anemómetro instalado . Se recomienda dejar un tiempo aproximado de 10 minutos funcionando el ventilador para acelerar el proceso de enfriamiento.

5.2. Estado estacionario

A continuación, se detalla el procedimiento realizado durante el trabajo experimental, para determinar el estado estacionario del quemador.

1. Comprobar la correcta instalación de los instrumentos de medición: termocuplas, anemómetro y contador de volumen.
2. Energizar el quemador.
3. Registrar valores de temperatura ambiente y humedad.
4. Registrar valores iniciales de las termocuplas.
5. Configurar el punto de operación deseado en el quemador.
6. Encender los instrumentos.
7. Registrar la hora y encender el equipo.

8. Mantenerse siempre cerca de la válvula de cerrado rápido y un extintor.
9. Registrar las temperaturas cada tres minutos, durante una hora.
10. Apagar el quemador y dejar funcionando el ventilador, con el fin de eliminar residuos de gases y enfriar el equipo.
11. Registrar la temperatura ambiente y humedad al final del experimento.
12. Repetir el experimento mínimo tres veces por punto de operación.
13. Al terminar apagar el equipo, desenergizar y cerrar válvula de gas.

5.3. Emisiones

A continuación, se detalla el procedimiento realizado durante el trabajo experimental, para determinar las emisiones del quemador.

1. Comprobar la correcta instalación de los instrumentos de medición: sonda testo 350, anemómetro y contador de volumen.
2. Energizar el quemador.
3. Registrar valores de temperatura ambiente y humedad.
4. Configurar el punto de operación deseado en el quemador.
5. Encender los instrumentos.
6. Registrar la hora y encender el equipo.
7. Mantenerse siempre cerca de la válvula de cerrado rápido y un extintor.
8. El analizador de gases, registra las emisiones de gases cada 9 segundos, se recomienda operar con el analizador por lo menos media hora.
9. Apagar el quemador y dejar funcionando el ventilador, con el fin de eliminar residuos de gases y enfriar el equipo.
10. Registrar la temperatura ambiente y humedad al final del experimento.
11. Repetir el experimento mínimo tres veces por punto de operación.
12. Al terminar apagar el equipo, des energizar y cerrar válvula de gas.

5.4. Eficiencia del quemador

Para determinar la eficiencia experimental del quemador, se debe obtener:

- Temperatura promedio del MPI para cada punto de operación.
- Temperatura gases de escape, registrado por la sonda.

El calor transferido por el quemador al ambiente, se puede descomponer en el calor por convección y el calor por radiación. Los cuales se representan en la siguiente ecuaciones:

$$Q_{conv} = h \cdot A(T_{fluido} - T_{ambiente})[kW] \tag{5.1}$$

$$Q_{rad} = \sigma \cdot A \cdot \varepsilon \cdot (T^4_{cabezal} - T^4_{ambiente})[kW] \tag{5.2}$$

Lo que nos permite determinar la eficiencia del quemador de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{Q_{conv} + Q_{rad}}{P_{nominal}}[-] \tag{5.3}$$

Para determinar de forma experimental la eficiencia se realizaron algunos supuestos:

- El coeficiente de convección forzada varía entre $25 - 300\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$ (Cengel y Ghajar, 2007), por lo que se considera un valor de $180\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$.
- La temperatura del fluido se estima como el promedio aritmético entre la temperatura del cabezal y la temperatura de los gases, este temperatura se conoce como temperatura promedio de la película $T_f = \frac{T_{cabezal} + T_{gases}}{2}\,[K]$ (Cengel y Ghajar, 2007).
- La temperatura ambiente del laboratorio se considera de 20°C constantes.
- La emisividad del medio poroso inerte se considera $\varepsilon = 0{,}7[-]$, resultado de los estudios realizados (Zhao et al., 2004).

6 Resultados experimentales

6.1. Estado estacionario

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para cada punto de operación establecido, para determinar el estado estacionario del quemador.

6.1.1. Punto de operación 1: 100 [kW] y λ=1.2

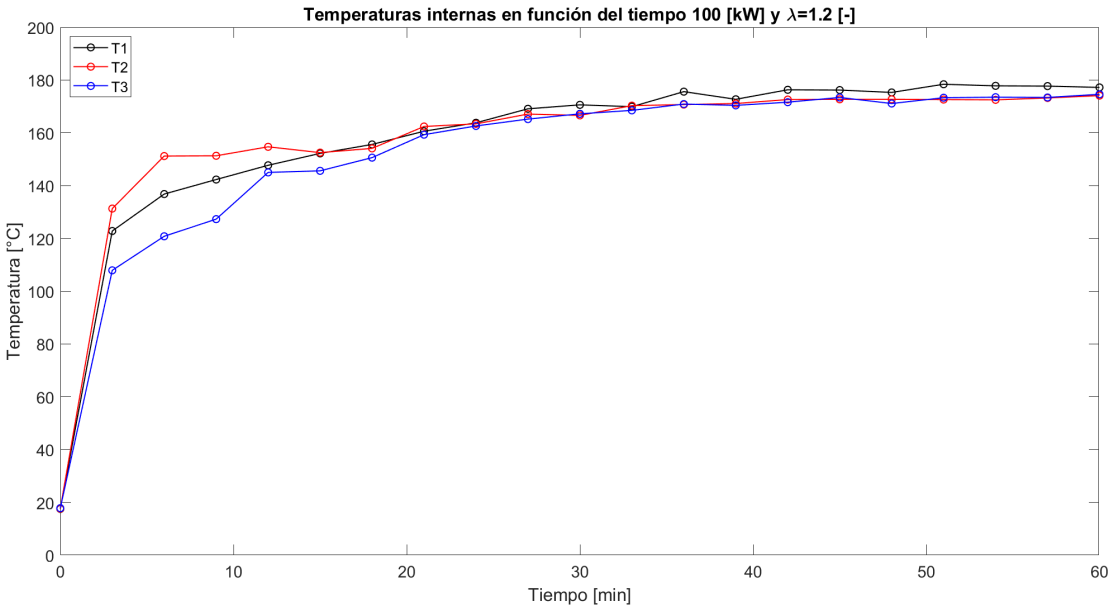


Figura 6.1: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 1).

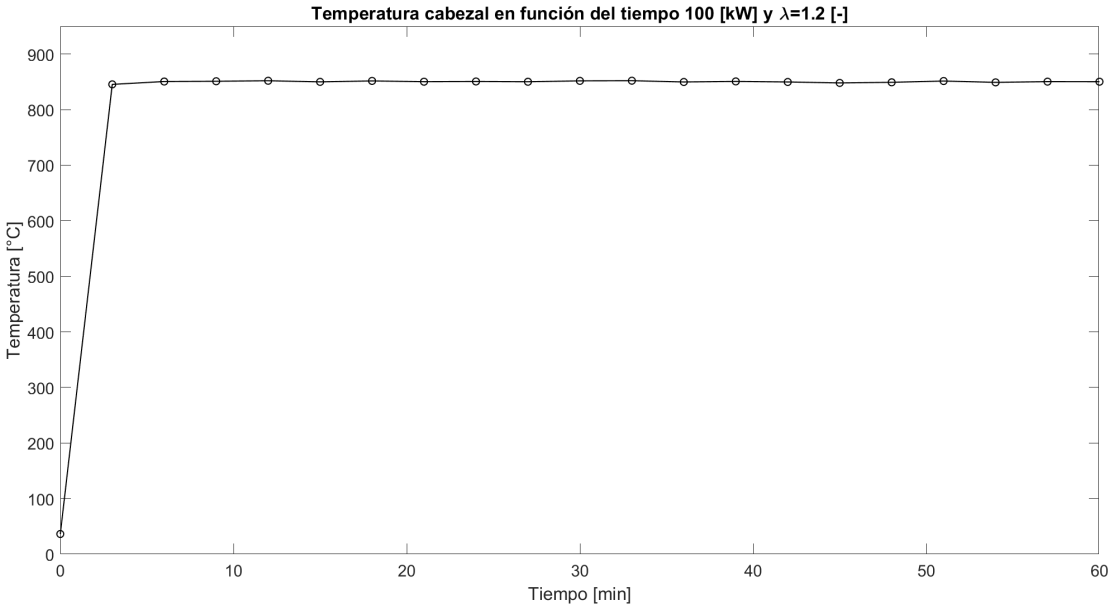


Figura 6.2: Curva de estabilización del MPI (punto 1).

Como se puede apreciar en 6.1 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperaturas poseen igual magnitud en los 3 puntos de medición. En la 6.2 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 3 minutos.

6.1.2. Punto de operación 2: 100 [kW] y λ=1.4

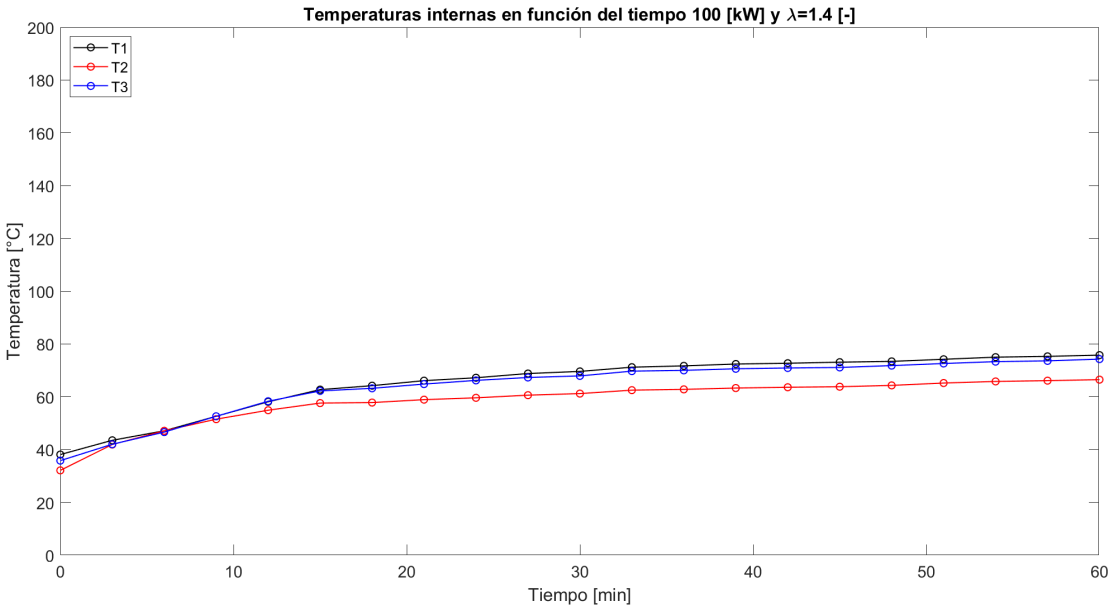


Figura 6.3: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 2).

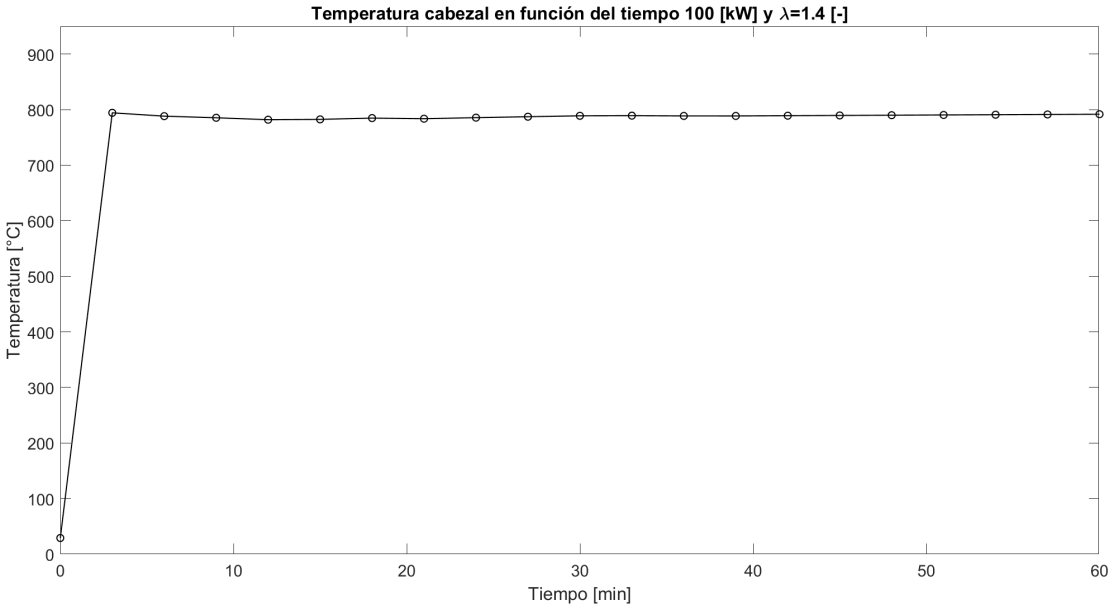


Figura 6.4: Curva de estabilización del MPI (punto 2).

Como se puede apreciar en 6.3 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperatura T_2 donde se encuentra cercana a la entrada de la mezcla al cabezal, cuenta con la menor temperatura del sistema, puesto en esa zona existe un mayor flujo de aire el cual disipa el calor a los extremos del cabezal. En la 6.4 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 6 minutos.

6.1.3. Punto de operación 3: 100 [kW] y λ=1.6

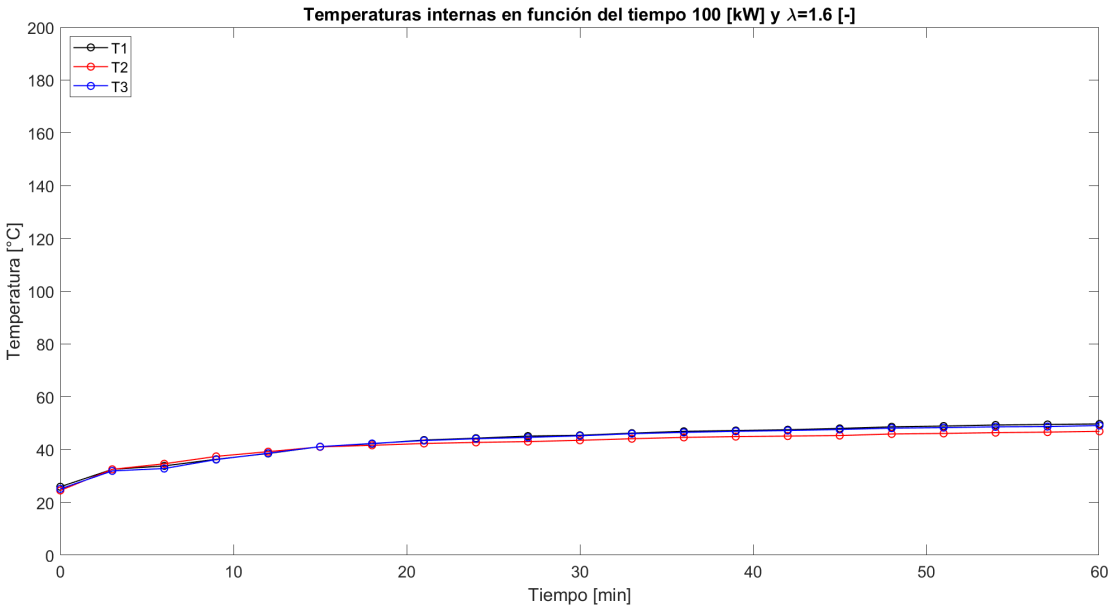


Figura 6.5: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 3.)

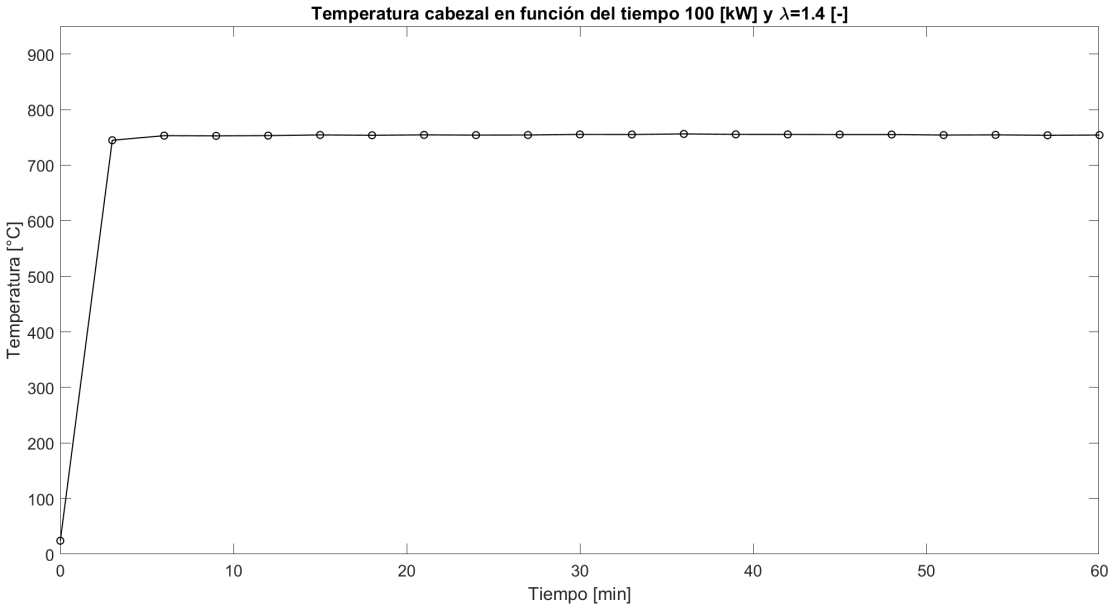


Figura 6.6: Curva de estabilización del MPI (punto 3).

Como se puede apreciar en 6.5 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperatura T_2 donde se encuentra cercana a la entrada de la mezcla al cabezal, cuenta con la menor temperatura del sistema, puesto en esa zona existe un mayor flujo de aire el cual disipa el calor a los extremos del cabezal. En la 6.6 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 6 minutos.

6.1.4. Punto de operación 4: 130 [kW] y λ=1.2

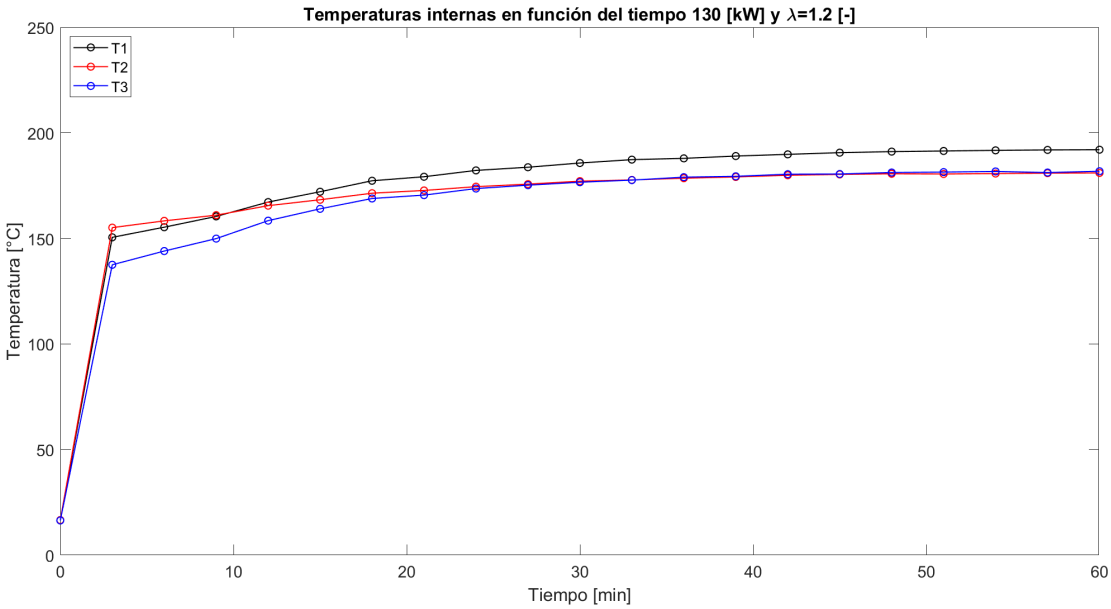


Figura 6.7: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 4).

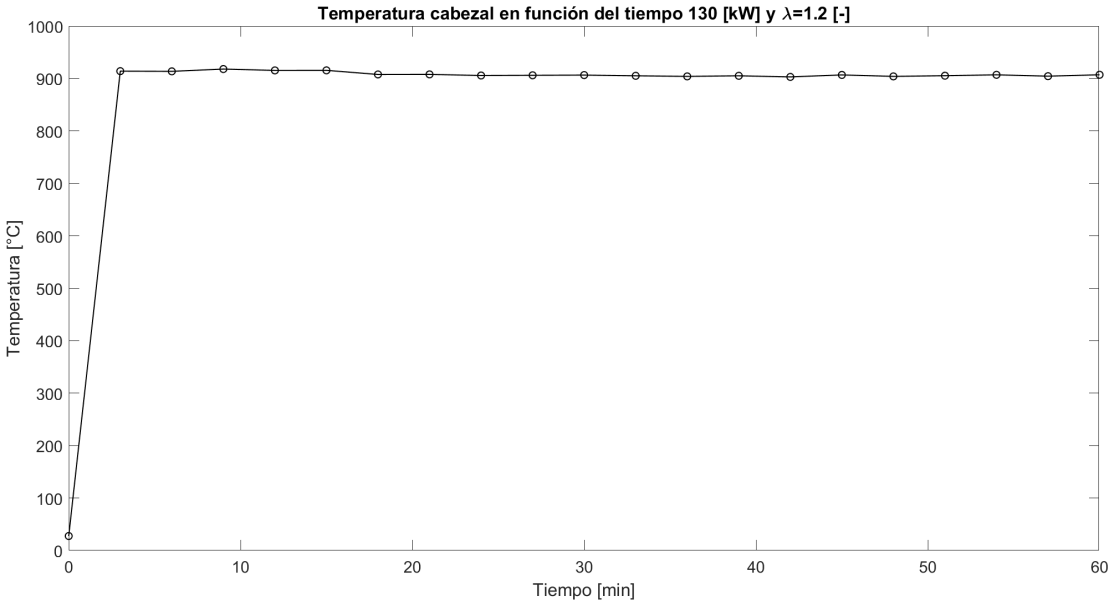


Figura 6.8: Curva de estabilización del MPI (punto 4).

Como se puede apreciar en 6.7 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperaturas poseen igual magnitud en los 3 puntos de medición. En la 6.8 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 6 minutos.

6.1.5. Punto de operación 5: 130 [kW] y λ=1.4

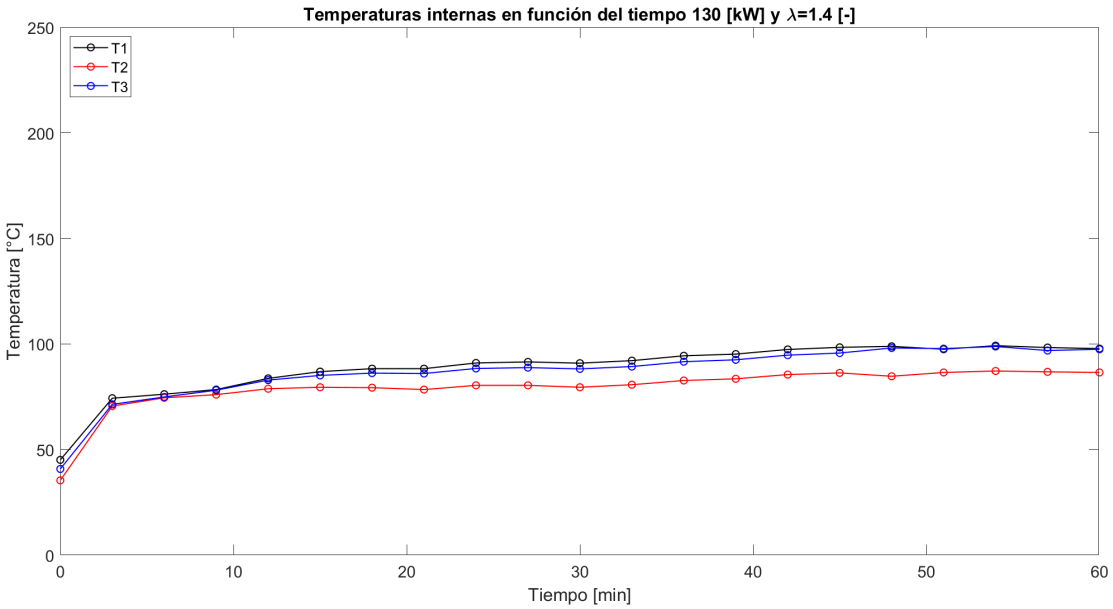


Figura 6.9: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 5).

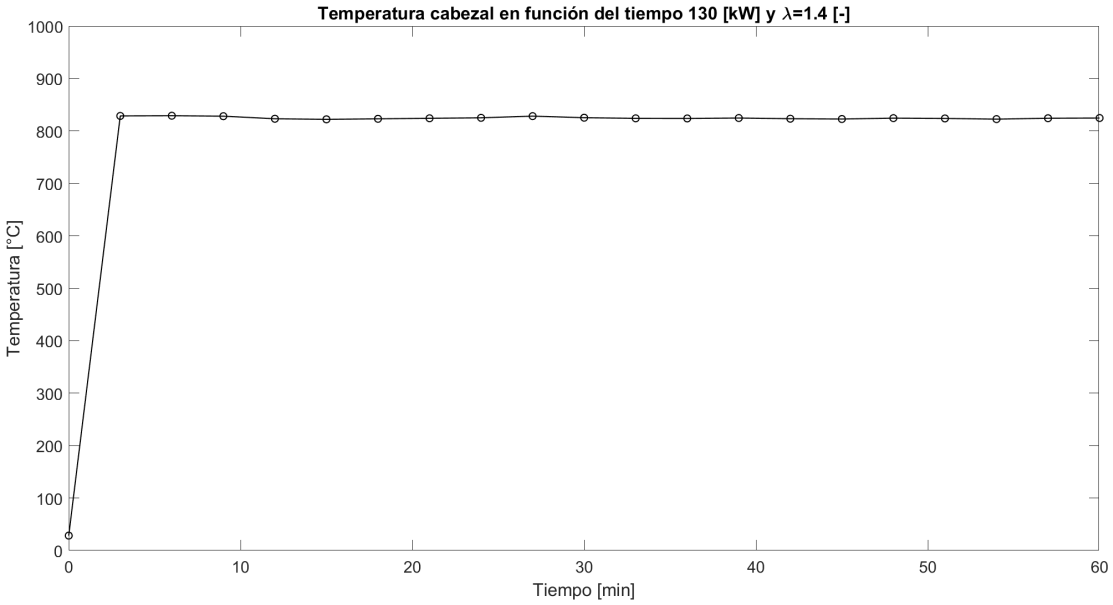


Figura 6.10: Curva de estabilización del MPI (punto 5).

Como se puede apreciar en 6.9 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperatura T_2 donde se encuentra cercana a la entrada de la mezcla al cabezal, cuenta con la menor temperatura del sistema, puesto en esa zona existe un mayor flujo de aire el cual disipa el calor a los extremos del cabezal. En la 6.10 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 6 minutos.

6.1.6. Punto de operación 6: 130 [kW] y λ=1.6

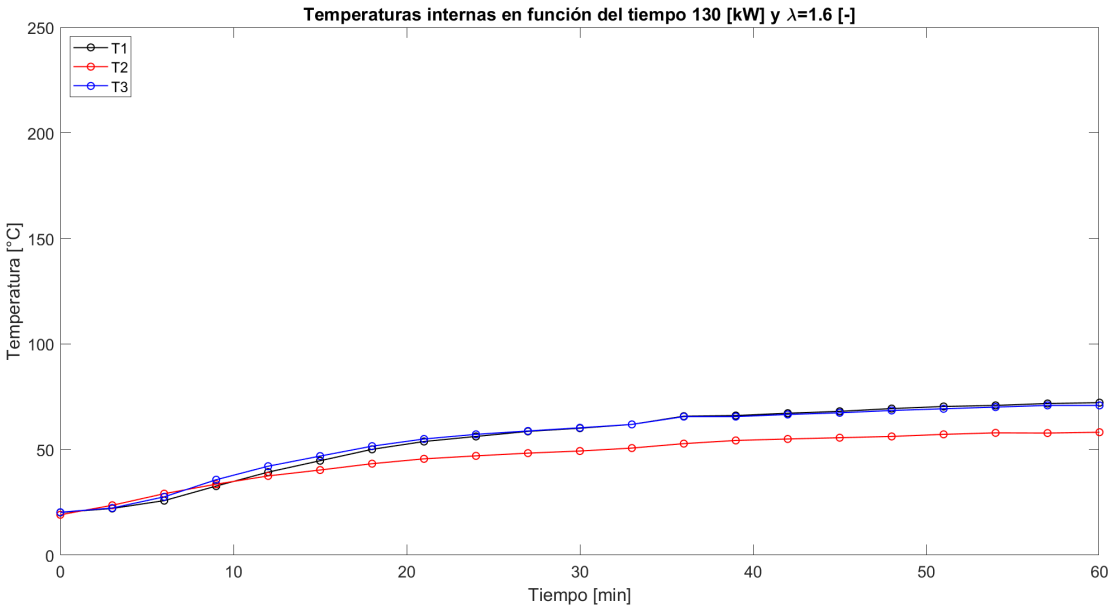


Figura 6.11: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 6).

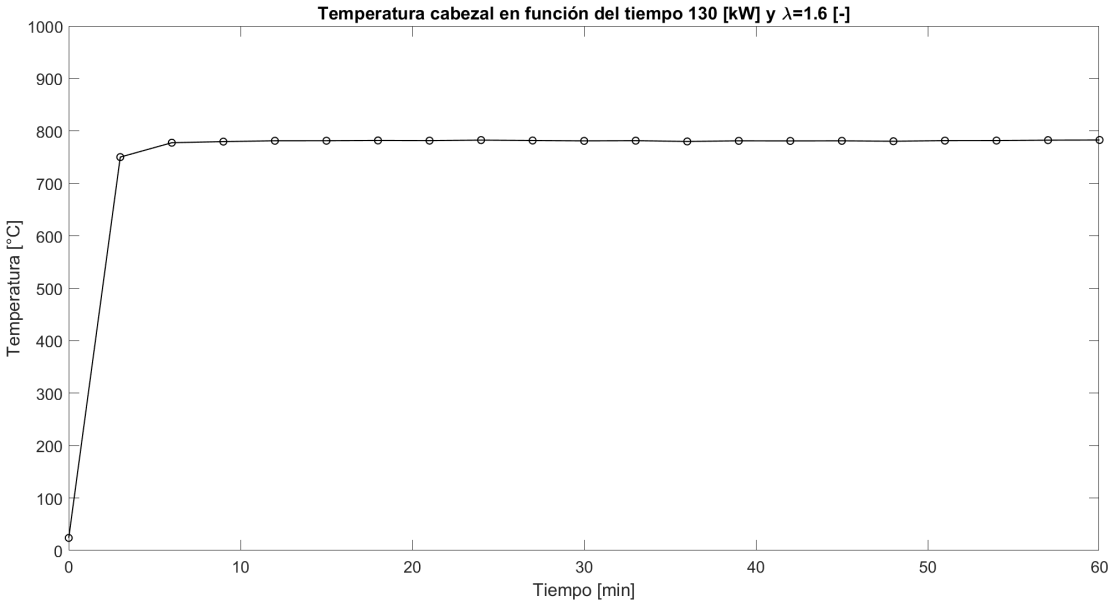


Figura 6.12: Curva de estabilización del MPI (punto 6).

Como se puede apreciar en 6.11 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperatura T_2 donde se encuentra cercana a la entrada de la mezcla al cabezal, cuenta con la menor temperatura del sistema, puesto en esa zona existe un mayor flujo de aire el cual disipa el calor a los extremos del cabezal. En la 6.12 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 6 minutos.

6.1.7. Punto de operación 7: 160 [kW] y λ=1.2

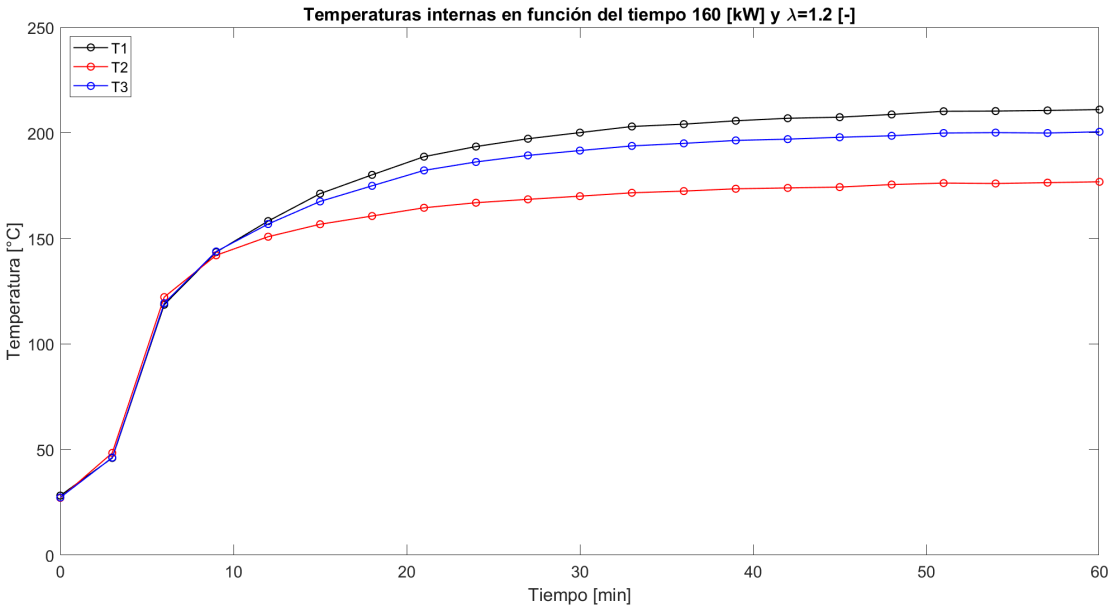


Figura 6.13: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 7).

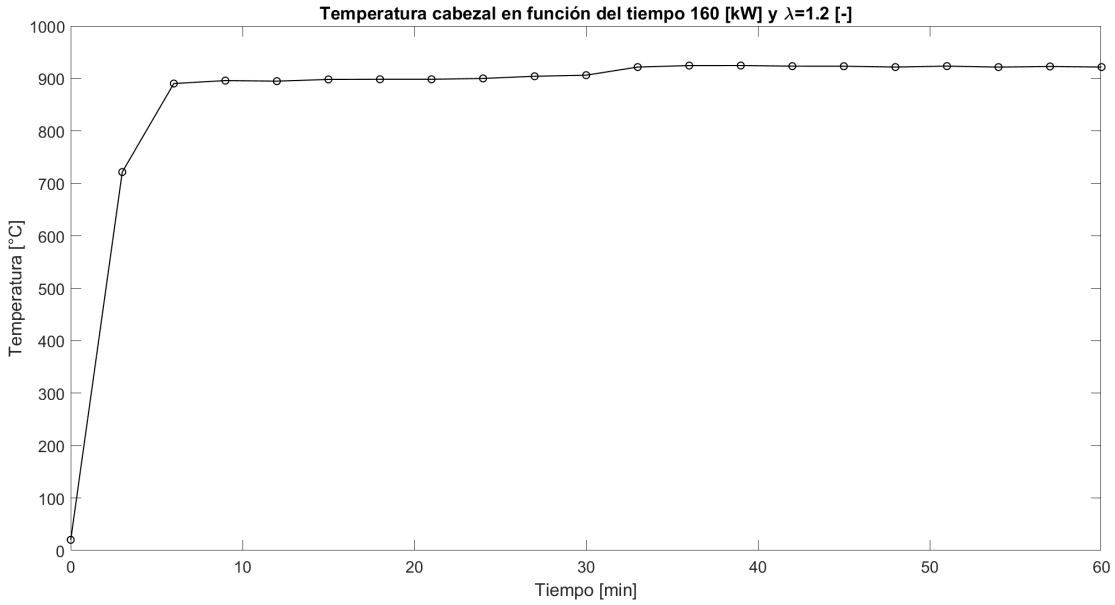


Figura 6.14: Curva de estabilización del MPI (punto 7).

Como se puede apreciar en 6.13 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperatura T_2 donde se encuentra cercana a la entrada de la mezcla al cabezal, cuenta con la menor temperatura del sistema, puesto en esa zona existe un mayor flujo de aire el cual disipa el calor a los extremos del cabezal, se puede apreciar que la temperatura aumenta a medida que se disminuye el flujo de aire. En la 6.14 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 6 minutos.

6.1.8. Punto de operación 8: 160 [kW] y λ=1.4

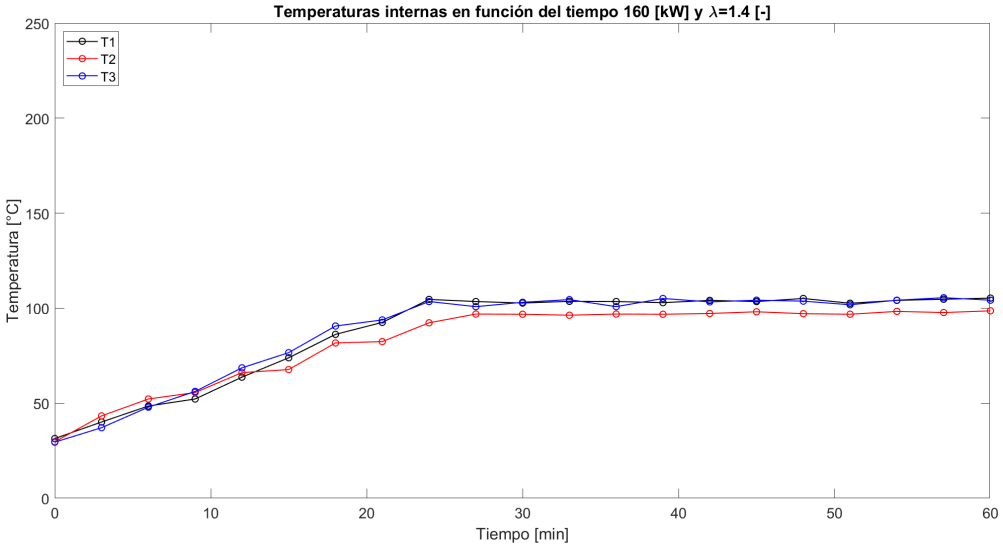


Figura 6.15: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 8).

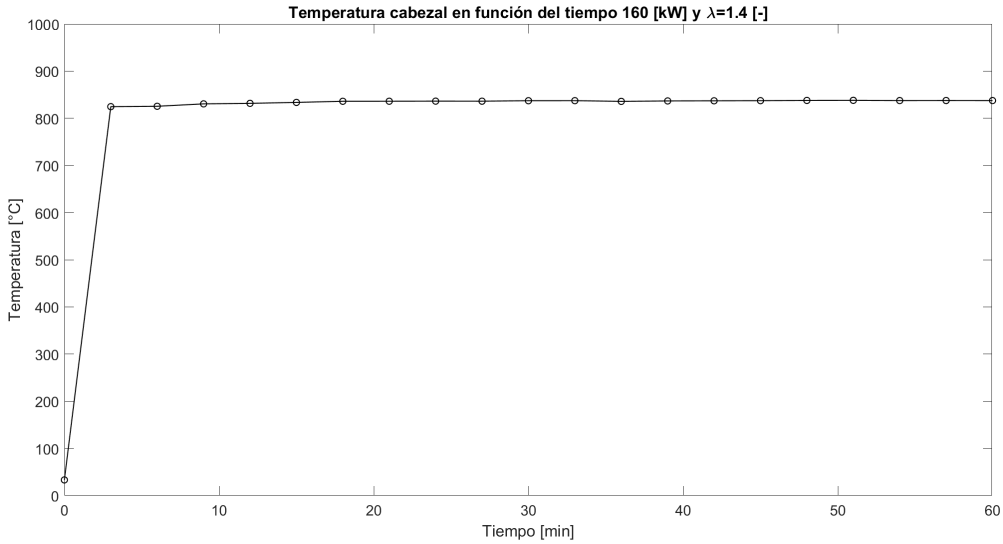


Figura 6.16: Curva de estabilización del MPI (punto 8).

Como se puede apreciar en 6.15 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperatura T_2 donde se encuentra cercana a la entrada de la mezcla al cabezal, cuenta con la menor temperatura del sistema, puesto en esa zona existe un mayor flujo de aire el cual disipa el calor a los extremos del cabezal. En la 6.16 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 6 minutos.

6.1.9. Punto de operación 9: 160 [kW] y λ=1.6

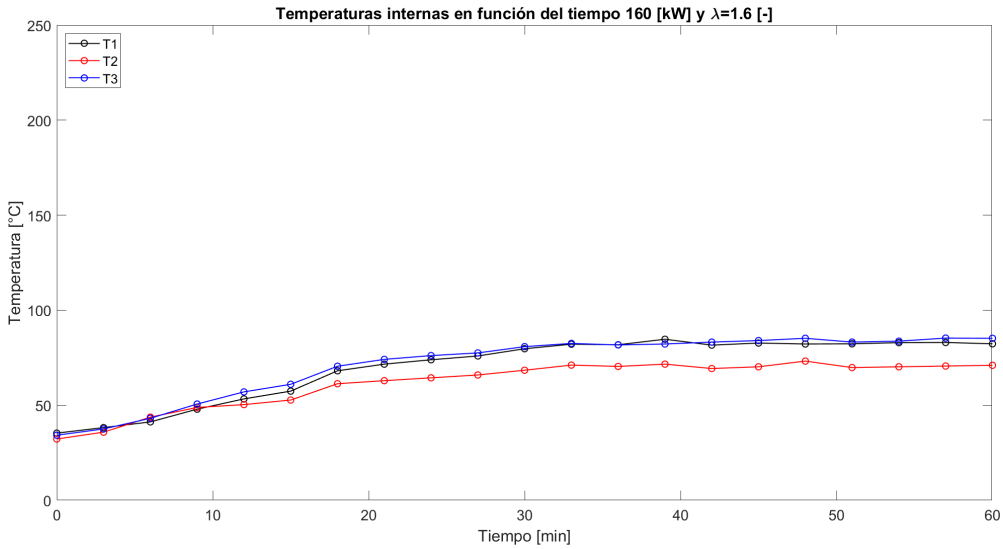


Figura 6.17: Curvas de estabilización temperaturas internas (punto 9).

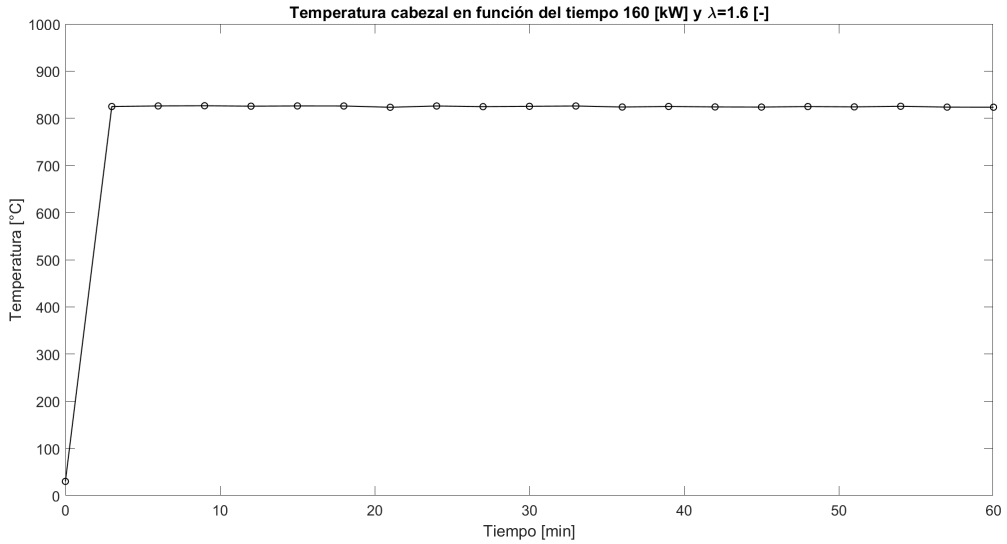


Figura 6.18: Curva de estabilización del MPI (punto 9).

Como se puede apreciar en 6.17 el tiempo de estabilización de las temperaturas al interior del quemador está en rango de 20 a 31 minutos, la temperatura T_2 donde se encuentra cercana a la entrada de la mezcla al cabezal, cuenta con la menor temperatura del sistema, puesto en esa zona existe un mayor flujo de aire el cual disipa el calor a los extremos del cabezal. En la 6.18 se incluye además la temperatura del MPI (T_4 cuyo tiempo de estabilización es el menor dentro de todo el sistema), pasando de un estado transiente a uno estacionario en aproximadamente en 6 minutos.

6.2. Perfiles de temperatura

Como se ve en los gráficos las temperaturas se estabilizan alrededor de los 30 minutos de funcionamiento, siento la temperatura del cabezal la excepción con 3 minutos, se realizo un promedio de temperaturas para cada punto de operación desde el minuto 30 en adelante. Esto se ve resumido en 6.1

Punto operación [-]	P[kW]	λ [-]	$\overline{T}_1$ [°C]	$\overline{T}_2$ [°C]	$\overline{T}_3$ [°C]	$\overline{T}_{123}$ [°C]	$\overline{T}_4$ [°C]
1	100	1,2	175	172	172	173	850
2		1,4	73	64	71	70	790
3		1,6	48	45	47	47	755
4	130	1,2	190	180	180	183	905
5		1,4	96	85	95	92	824
6		1,6	68	56	68	64	781
7	160	1,2	207	174	197	193	922
8		1,4	104	97	104	102	837
9		1,6	82	71	83	79	825

Tabla 6.1: Resumen prueba de estabilización para determinar el estado estacionario.

A una misma potencia de operación, al aumentar el flujo de aire aumenta el número de Re, lo que afecta proporcionalmente al coeficiente de convección (según el número de Nu), reduciendo de esta manera el calor transferido por conducción desde el cabezal a la estructura interna.

Las temperaturas del cabezal si bien aumentan proporcional a la potencia nominal en un rango de 750 - 922 [°C] y aumentan notoriamente cuando el flujo de aire es bajo, debido a que a menor flujo de aire menor disipación de calor por convección y mayor calor transferido por conducción desde el cabezal a la estructura interna 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.

Los resultados experimentales obtenidos muestran que no existe una relación un mayor efecto en el tiempo de estabilización, debido a que el tiempo de estabilización a 100 [kW] fue similar a cuando el quemador fue operado a 160 [kW] e independiente del exceso de aire en la combustión. Sin embargo, las temperaturas alcanzadas si dependen del exceso de aire y con ello la transferencia de calor del MPI hacia el ambiente.

La sensibilidad y el comportamiento de las temperaturas en función del exceso de aire para cada potencia muestra una tendencia que se aprecia en las 6.19 y 6.20.

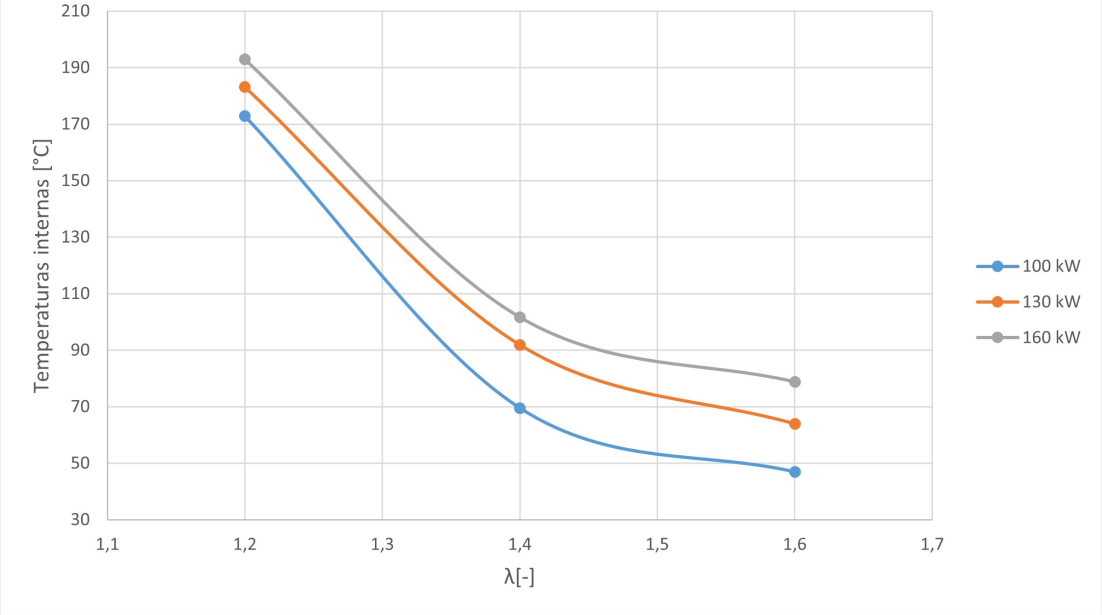


Figura 6.19: Sensibilidad de temperaturas internas en función del exceso de aire y la potencia.

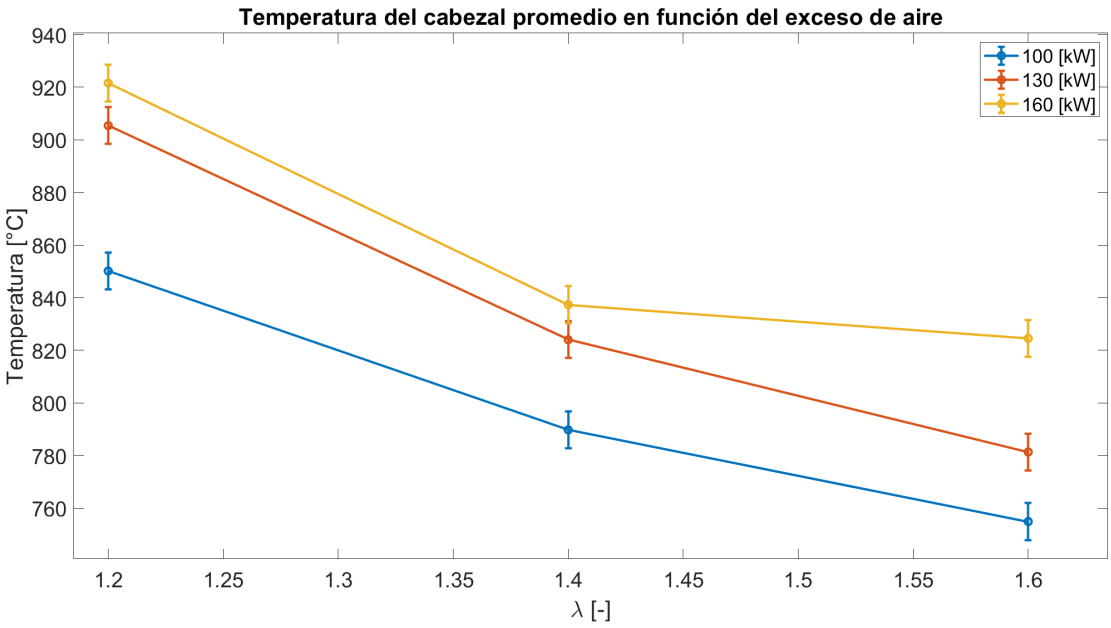


Figura 6.20: Sensibilidad de temperatura del MPI en función del exceso de aire y la potencia.

6.3. Emisiones de combustión

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 específica los valores límites para las emisiones en el proceso de combustión. Para el caso del monóxido de carbono se específica que las emisiones no pueden superar los 93 [ppm] y para los óxidos de nitrógeno no pueden superar los 250 [ppm]

6.3.1. Emisiones de CO

Punto de operación 1: 100 [kW] y λ =1.2

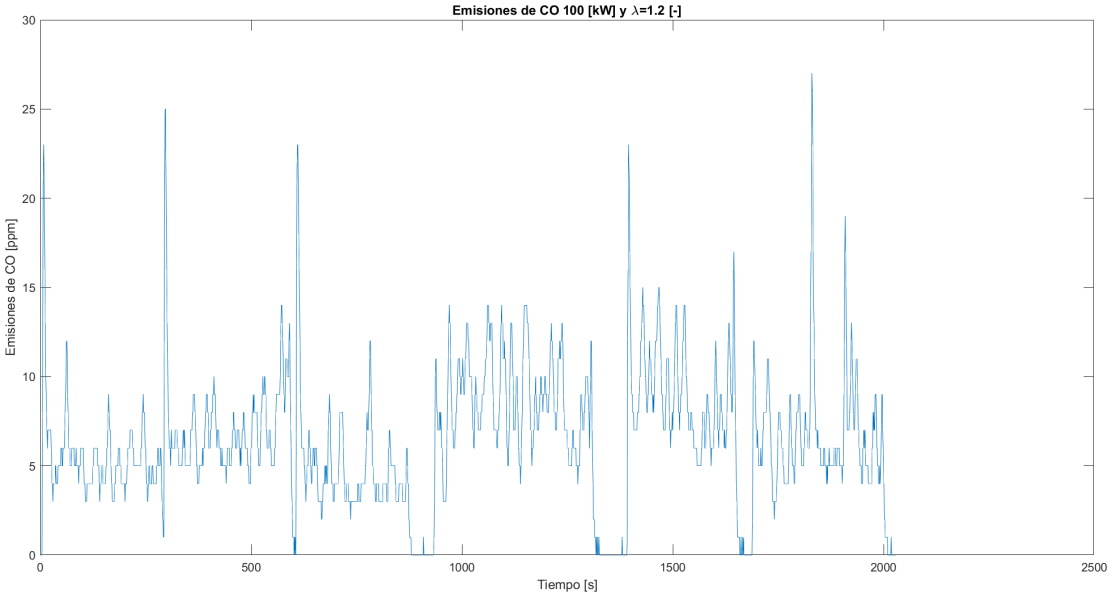


Figura 6.21: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 1.

Punto de operación 2: 100 [kW] y λ =1.4

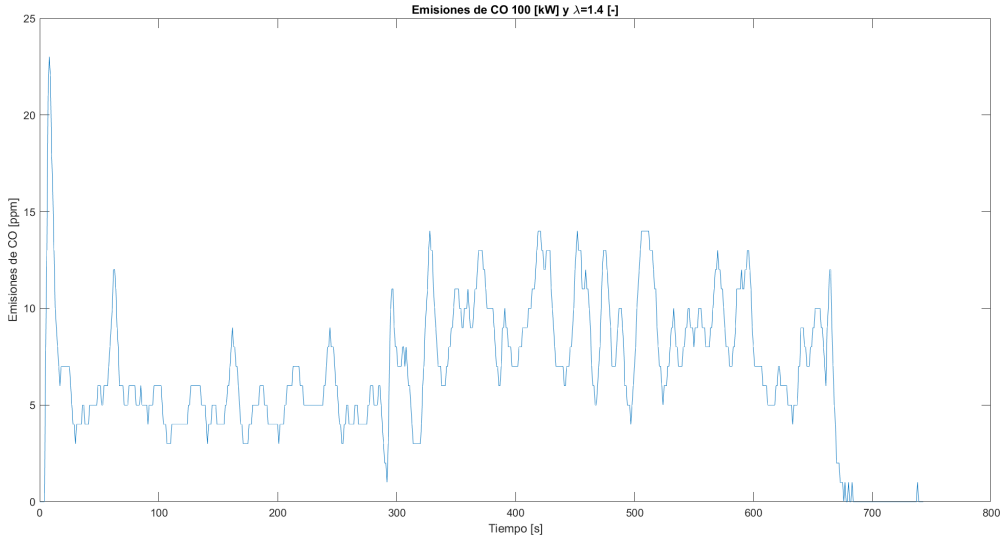


Figura 6.22: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 2.

Punto de operación 3: 100 [kW] y λ =1.6

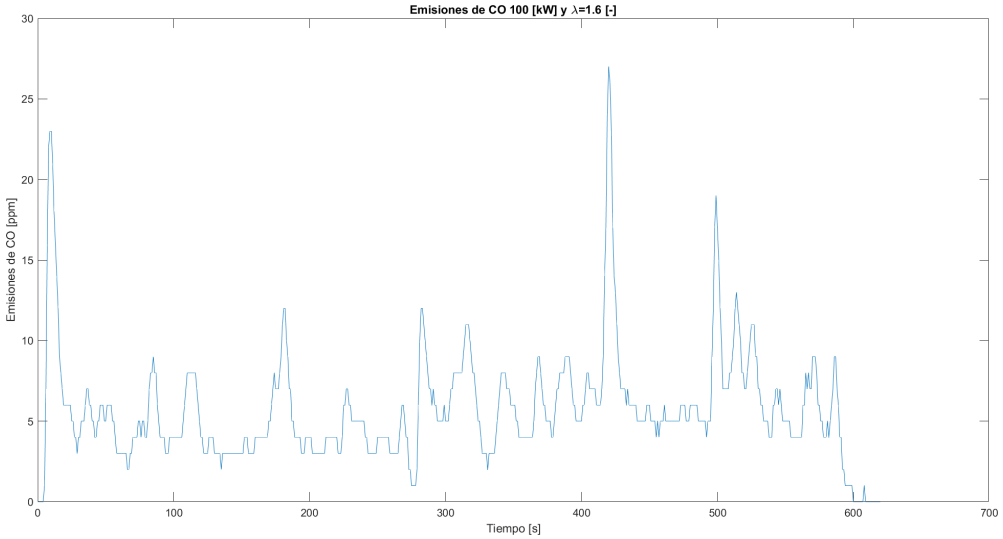


Figura 6.23: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 3.

Punto de operación 4: 130 [kW] y λ =1.2

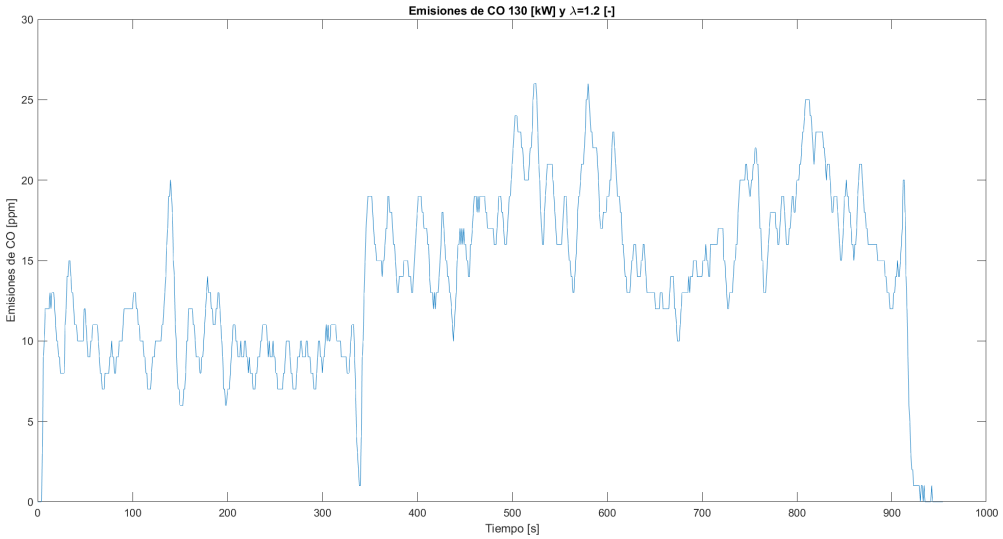


Figura 6.24: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 4.

Punto de operación 5: 130 [kW] y λ =1.4

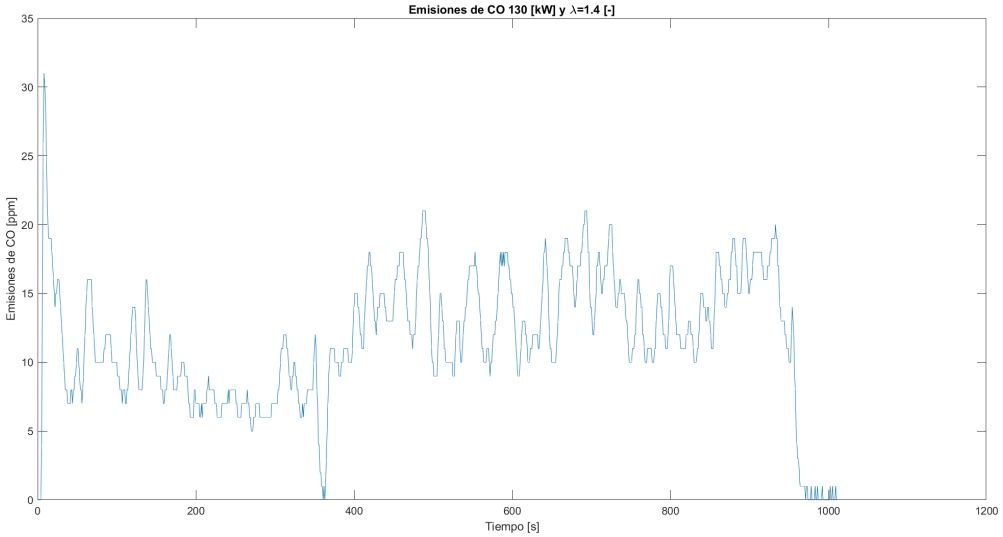


Figura 6.25: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 5.

Punto de operación 6: 130 [kW] y λ =1.6

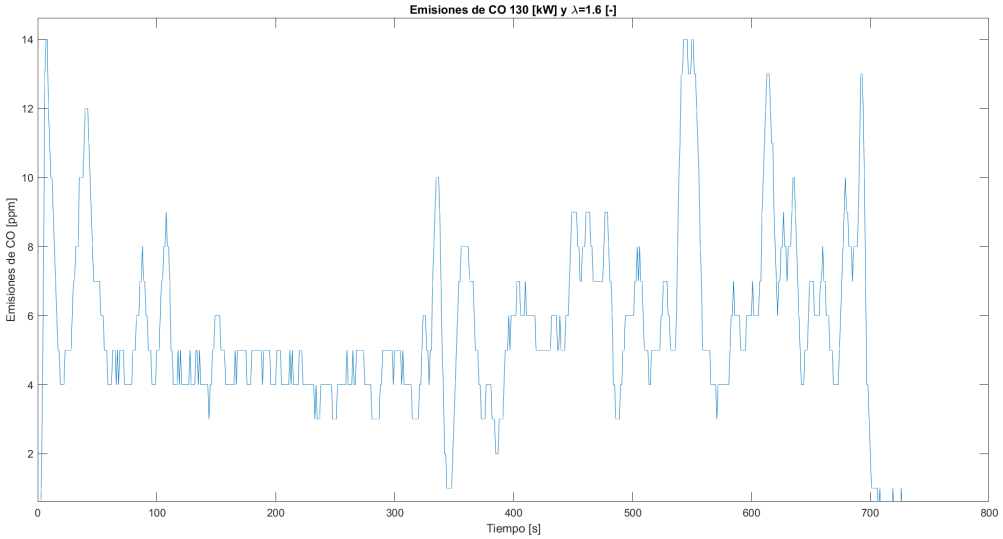


Figura 6.26: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 6.

Punto de operación 7: 160 [kW] y λ =1.2

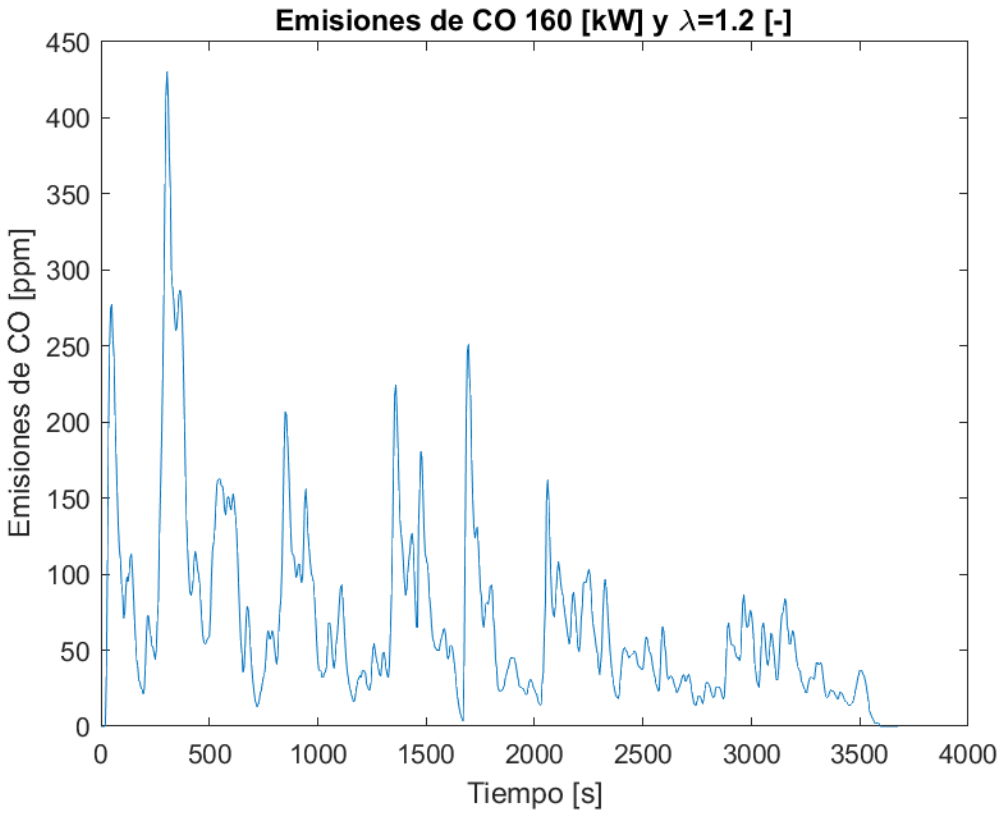


Figura 6.27: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 7.

Punto de operación 8: 160 [kW] y λ =1.4

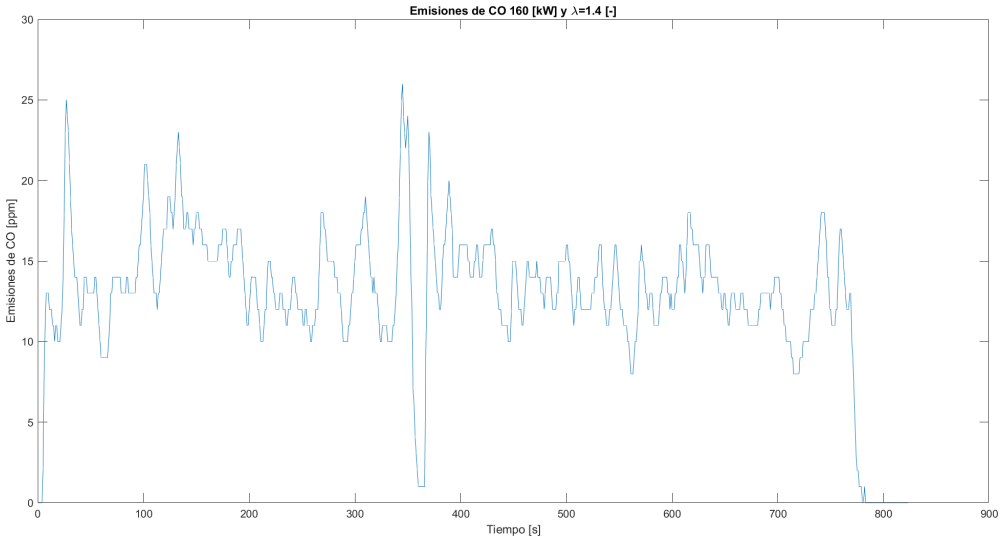


Figura 6.28: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 8.

Punto de operación 9: 160 [kW] y λ =1.6

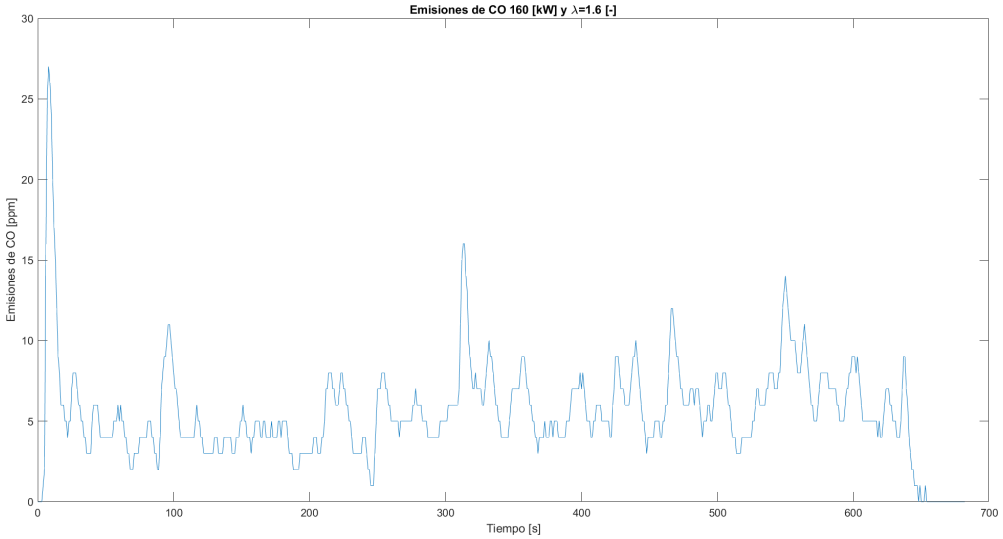


Figura 6.29: Emisiones promedio de CO para el punto de operación 9.

Los resultados experimentales muestran que las emisiones de CO aumentan al disminuir el exceso de aire y al aumentar la potencia, el punto de operación 7, muestra fluctuaciones que superan el límite de la norma, sobre 400 [ppm] por lo que no es posible operar con esas concentraciones. A diferencia de lo que sucede con los demás puntos de operación los cuales se encuentran muy por debajo de la norma con un máximo de 25 [ppm].

Como se aprecia en los gráficos de emisiones de CO [ppm] estos muestran algunos valores dispersos, pero la mayoría sigue una tendencia. A continuación, se presentan los valores máximos y promedios de emisiones en cada punto de operación.

Punto de operación	P [kW]	λ [-]	$\overline{CO}[ppm]$	CO_{max} [ppm]
1		1,6	6	26
2	100	1,4	7	31
3		1,2	9	26
4		1,6	6	14
5	130	1,4	12	23
6		1,2	16	23
7		1,6	6	27
8	160	1,4	14	27
9		1,2	71	430

Tabla 6.2: Valores promedio y máximos de emisiones de CO [ppm] para cada punto de operación.

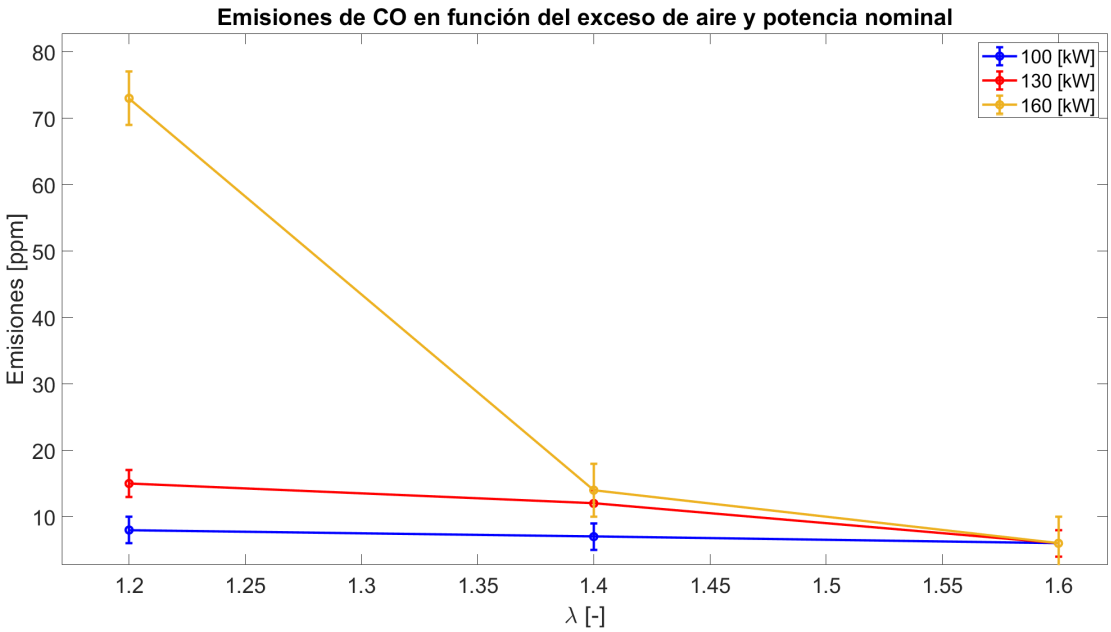


Figura 6.30: Emisiones promedio de CO para cada potencia en función del exceso del aire en combustión.

6.3.2. Emisiones de NO

Punto de operación 1: 100 [kW] y λ =1.2

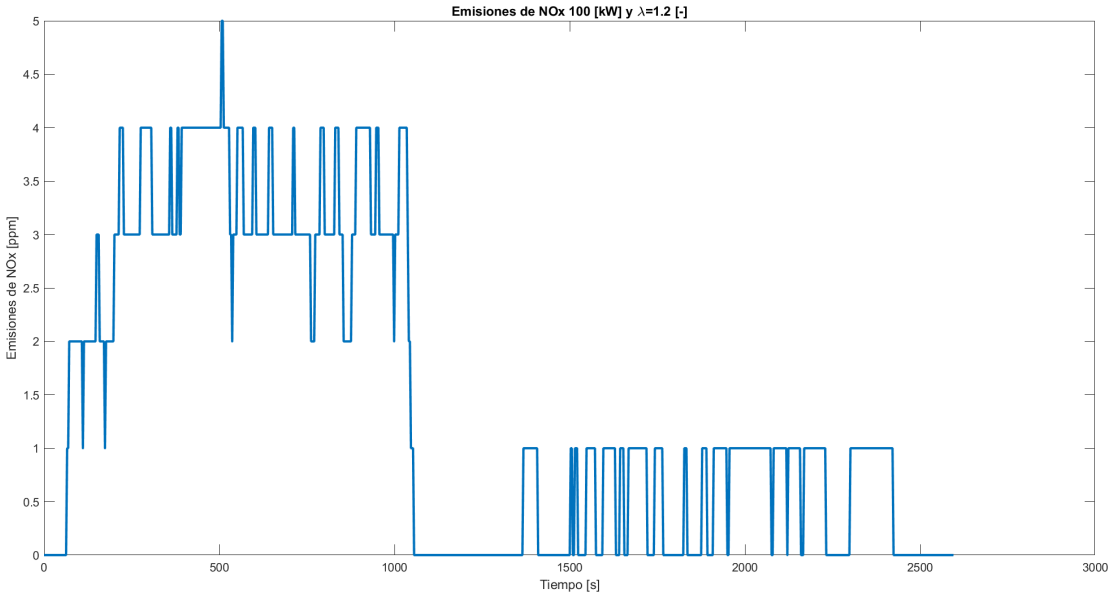


Figura 6.31: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 1.

Punto de operación 2: 100 [kW] y λ =1.4

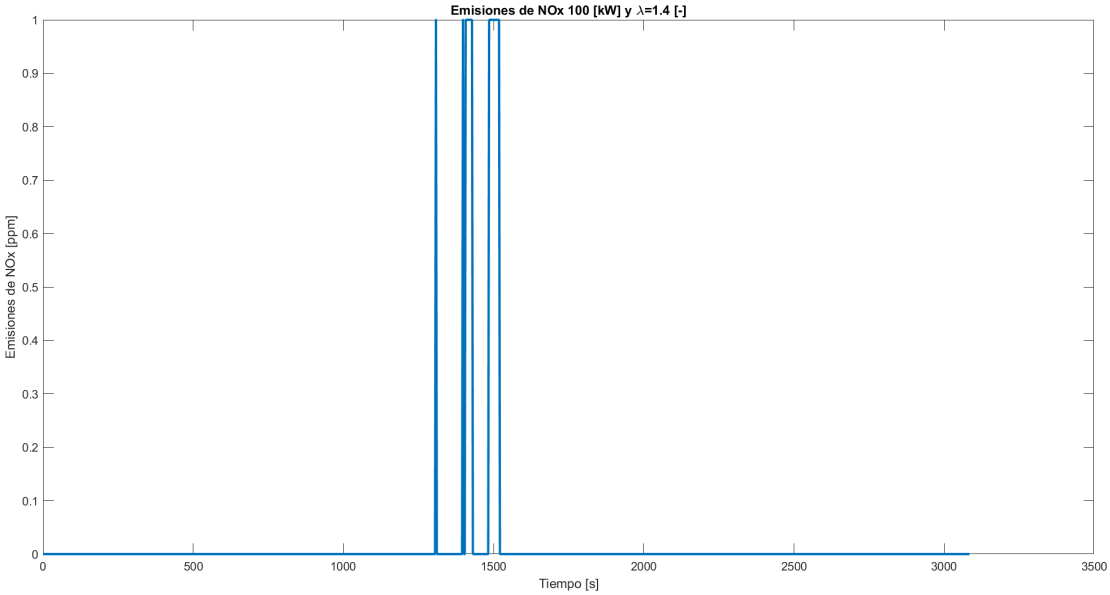


Figura 6.32: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 2.

Punto de operación 3: 100 [kW] y λ =1.6

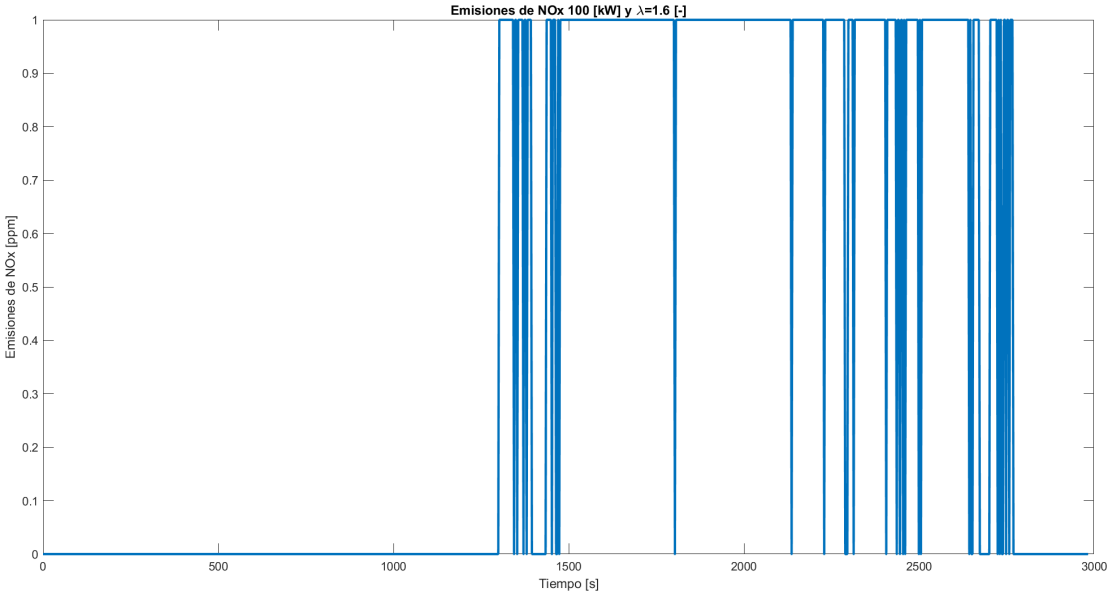


Figura 6.33: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 3.

Punto de operación 4: 130 [kW] y λ =1.2

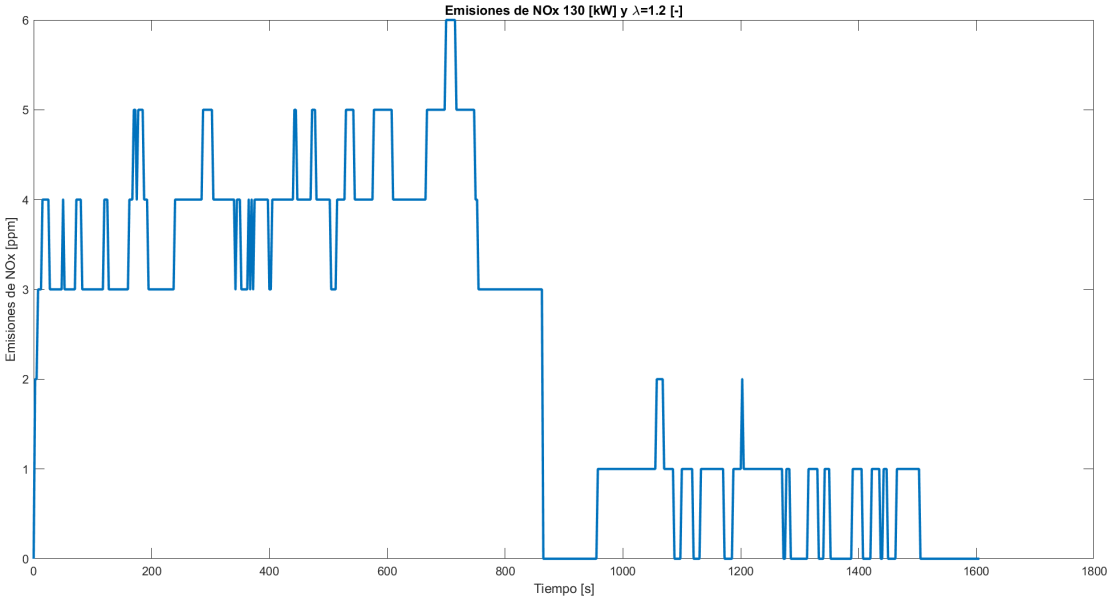


Figura 6.34: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 4.

Punto de operación 5: 130 [kW] y λ =1.4

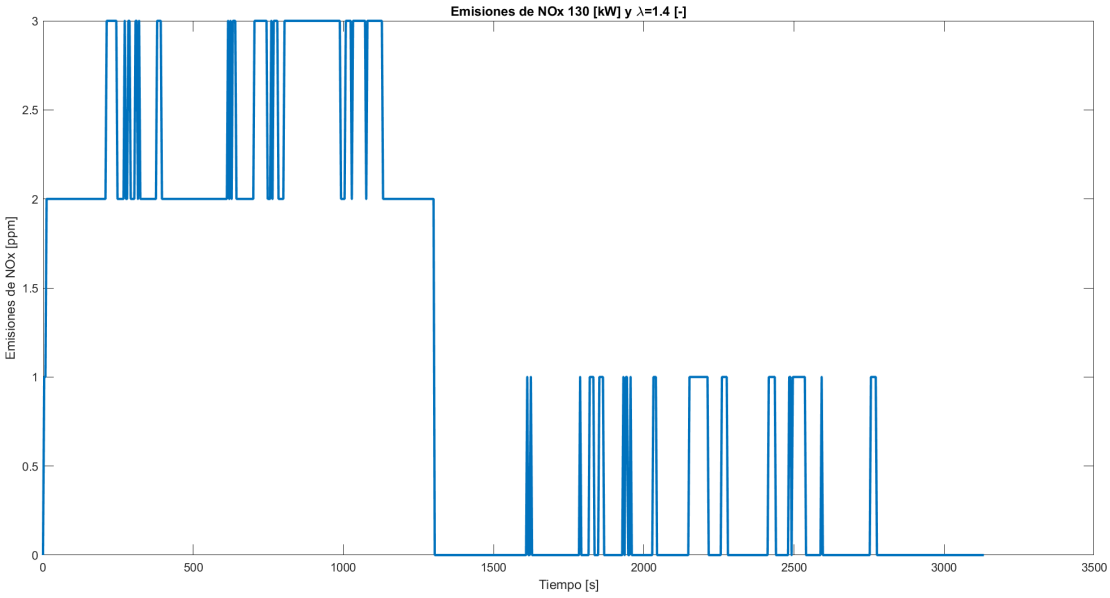


Figura 6.35: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 5.

Punto de operación 6: 130 [kW] y λ =1.6

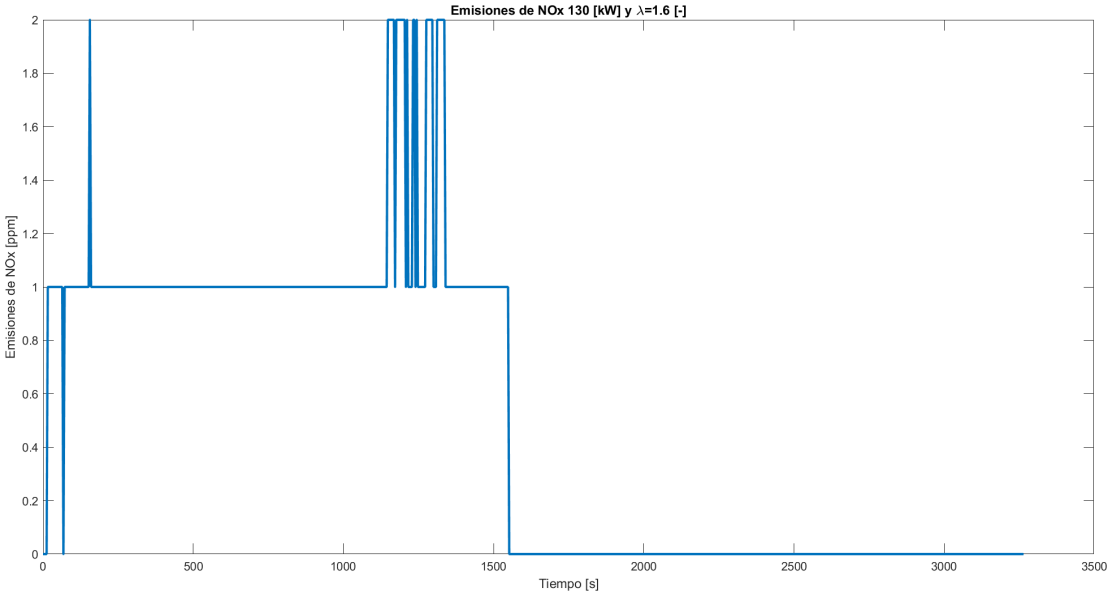


Figura 6.36: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 6.

Punto de operación 7: 160 [kW] y λ =1.2

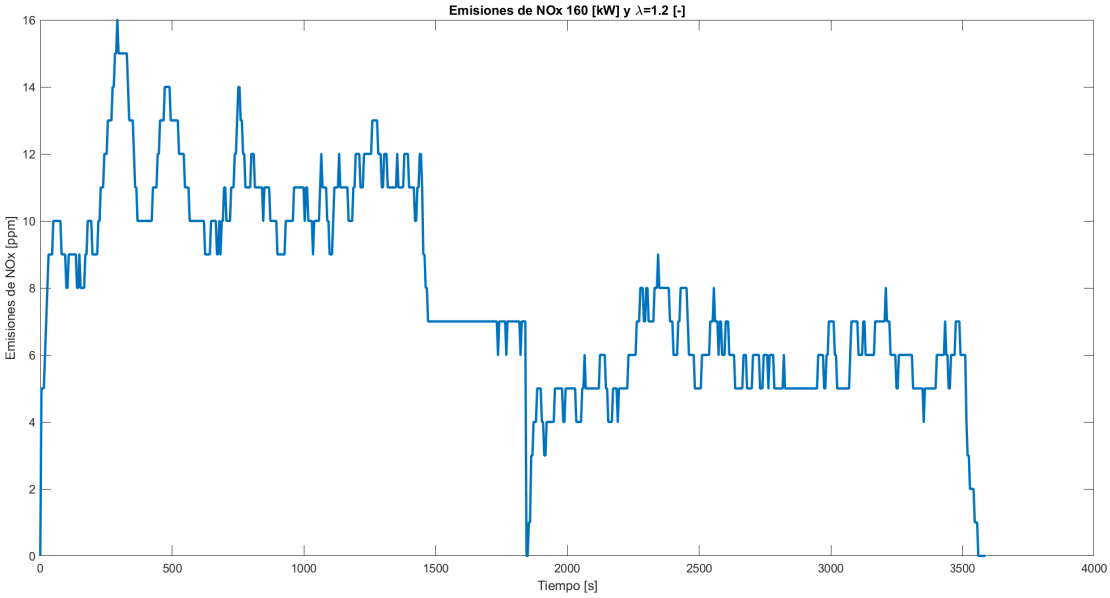


Figura 6.37: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 7.

Punto de operación 8: 160 [kW] y λ =1.4

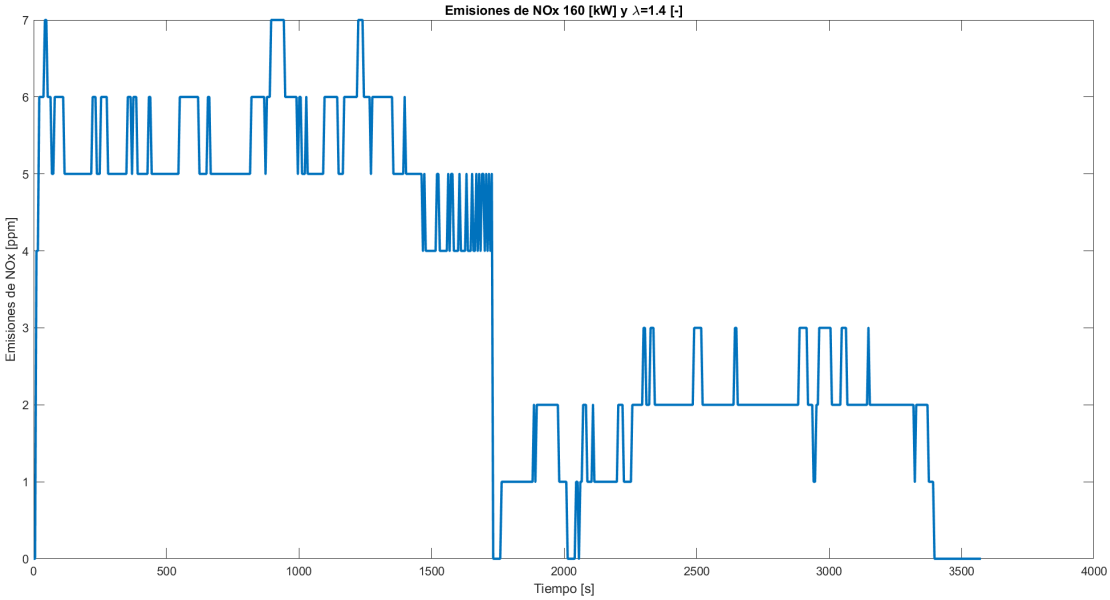


Figura 6.38: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 8.

Punto de operación 9: 160 [kW] y λ =1.6

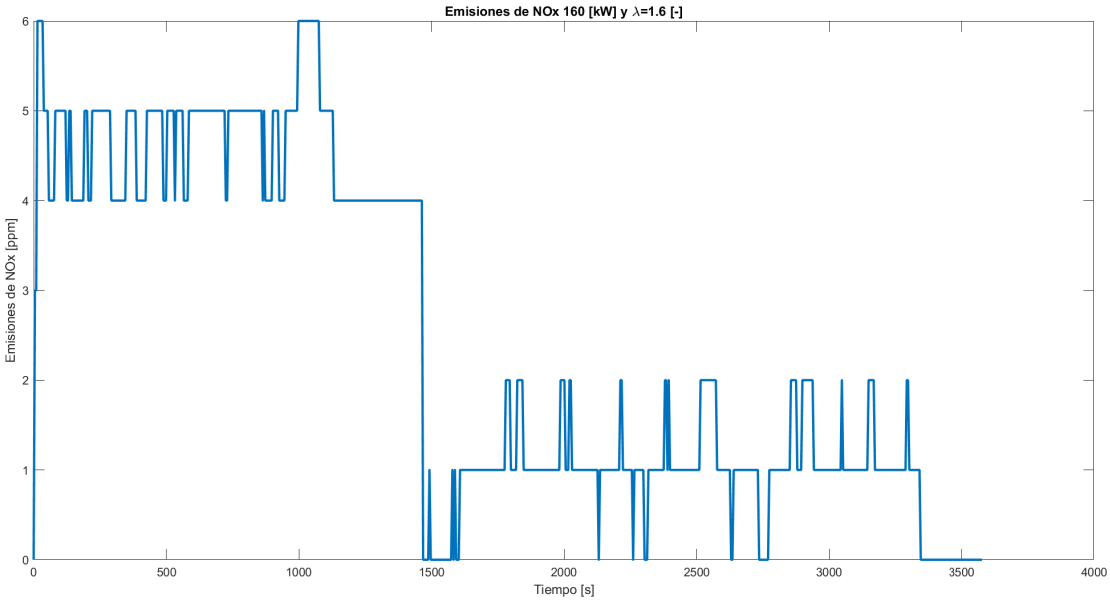


Figura 6.39: Emisiones promedio de NO para el punto de operación 9.

Los resultados experimentales muestran que las emisiones de NO aumentan al disminuir el exceso de aire y al aumentar la potencia, todos los puntos de operación se encuentran por debajo de la norma.

A continuación, se presentan los valores máximos y promedios de emisiones en cada punto de operación.

Punto de operación	P [kW]	λ [-]	$\overline{NO}[ppm]$	NO_{max} [ppm]
1	100	1,6	1	1
2		1,4	1	1
3		1,2	2	5
4	130	1,6	1	2
5		1,4	2	2
6		1,2	2	3
7	160	1,6	3	6
8		1,4	4	7
9		1,2	8	16

Tabla 6.3: Valores promedio y máximos de emisiones de NO [ppm] para cada punto de operación.

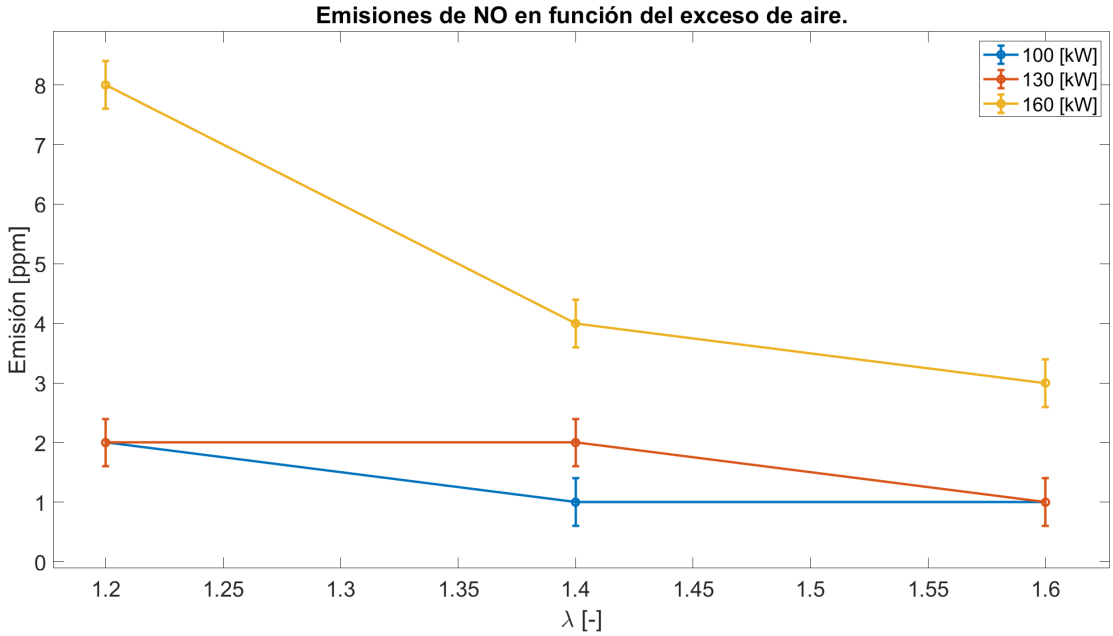


Figura 6.40: Emisiones promedio de NO para cada potencia en función del exceso del aire en combustión.

6.4. Eficiencia del quemador.

A continuación, se presentan los valores de la eficiencia del quemador calculador para cada punto de operación.

$P[kW]$	$\lambda[-]$	$T_{cabezal}[C]$	$T_{gases}[C]$	$T_f[C]$	$Q_{conv}[kW]$	$Q_{rad}[kW]$	% rad	% conv	$\varepsilon[-]$
100	1,2	850	469	660	41	21	34 %	66 %	63 %
100	1,4	790	432	611	38	17	31 %	69 %	55 %
100	1,6	755	426	591	37	15	29 %	71 %	52 %
130	1,2	905	473	689	43	26	37 %	63 %	53 %
130	1,4	824	455	639	40	19	33 %	67 %	46 %
130	1,6	781	429	605	38	17	30 %	70 %	42 %
160	1,2	924	479	701	44	28	39 %	61 %	45 %
160	1,4	837	457	647	41	20	34 %	66 %	38 %
160	1,6	825	431	628	39	19	33 %	67 %	37 %

Tabla 6.4: Valores de eficiencia del quemador.

Se puede apreciar que el calor transferido del quemador al ambiente es un 70 % convección y un 30 % radiación aproximadamente. La eficiencia es inversamente proporcional a la potencia, se registran mayores eficiencia a menor potencia.

Al aumentar el exceso de aire la eficiencia disminuye, debido a que un exceso de aire disminuye la temperatura del medio poroso debido a la disipación del calor. Esto se puede apreciar en la Figura 6.41,

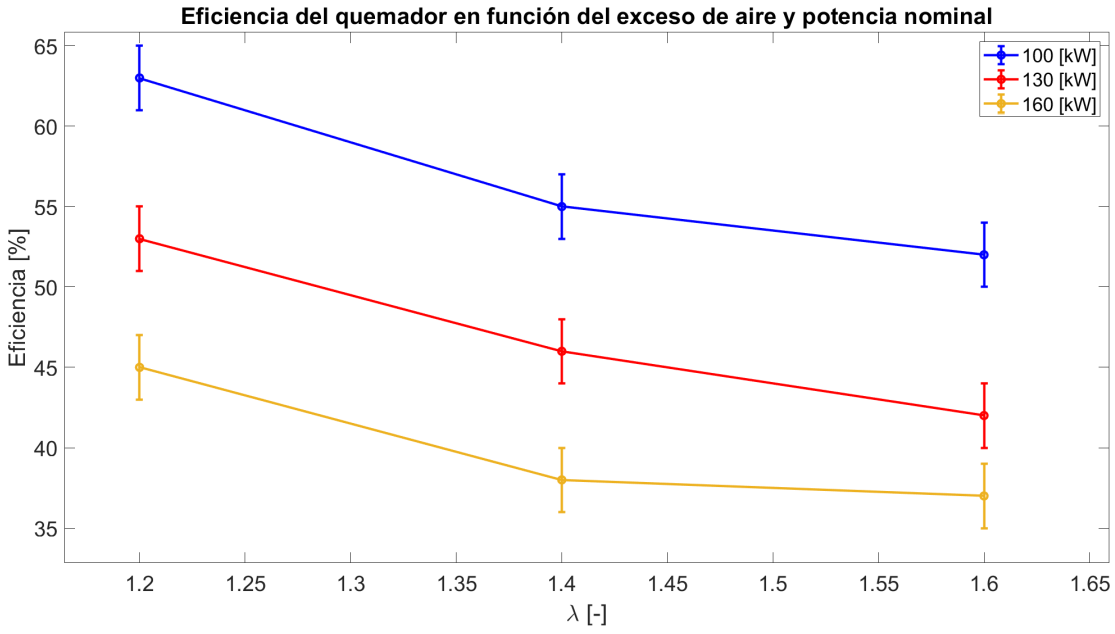


Figura 6.41: Eficiencia del quemador en función de la potencia y el exceso de aire.

7 Conclusiones

En base al estudio realizado se identificaron los principales problemas de los hornos tipo chileno, con leña como combustible. Entre los cuales destacan:

- Se debe contar con dos turnos (diurno y vespertino) para realizar el encendido del horno varias horas antes de su uso, lo que se traduce en mayores costos de operación con respecto al uso del GAS, el cual no requiere tanto tiempo para llegar a su estado estacionario.
- Contar con un lugar de acopio, idealmente hermético para que la leña no absorba la humedad del ambiente y así evitando las termitas, y roedores. Lo cual no se encuentra en las panaderías.
- Poseer un proveedor de leña, que provea el combustible durante todo el año y con una humedad baja. Una alta humedad en la leña produce combustión incompleta y con ello una alta emisión de gases de combustión.
- En la combustión de leña, no se pueden controlar los parámetros de combustión: flujo de aire, flujo de combustible y temperaturas, por ejemplo.

Los parámetros operacionales reconocidos para este tipo de horno son:

- Precio del kilo leña / Quintal de harina producida.
- Kilos de leña / Quintal de harina producida.
- Kilos de GLP / Quintal de harina producida.
- Kilowatt-hora / Quintal de harina producida.

El quemador de MPI utilizando GLP como combustible representa una solución a dichas problemáticas, y se agrega, la baja emisión de gases al utilizar esta tecnología.

Proyectos anteriores de QUEMPIN utilizan ventiladores especiales como sistema de mezclado e impulsión, donde en la succión del ventilador se añade una inyección de gas y la mezcla del aire-combustible se genera en el rotor del ventilador. Sin embargo, esto tiene algunas desventajas:

- En termino de seguridad cualquier chispa ya sea interna del ventilador o externa por parte del ambiente, puede iniciar una combustión no deseada en el ventilador.
- La literatura y diseños experimentales señalan que se puede llegar a utilizar un menor exceso de aire al utilizar mezcladores aguas abajo del ventilador, haciendo más eficiente la combustión.

Por ello en este proyecto se considero un mezclador independiente del sistema de impulsión. Se opto por un tubo Venturi donde los fluidos se encuentran de forma perpendicular entre si, además, el GLP ingresa por varios orificios, generando una gran turbulencia con respecto a los que se encuentran de forma paralela, lo que se traduce en una mejor mezcla. Para el dimensionamiento se hizo referencia a estudios que simularon en CFD distintas geometrías, determinando ciertas relaciones entre el largo del cuello, largo de zona convergente y divergente, ángulos de entrada y salida, por ejemplo. Sumando las condiciones de terreno, como diámetros de entradas, se determino el diseño final del mezclador.

Al ser quemadores implementados en panaderías, estos se encuentran en un ambiente con mucho material particulado, en estos caso particular, harina en suspensión. Esta harina se encuentra en el aire succionado por el ventilador y se aprecio que esta comenzaba alojarse dentro de los tableros de control, dentro del ventilador y cañerías, algunas cantidades hasta llegan al cabezal de combustión. Esto provoca que constantemente se debiese estar limpiando las caja de control, para evitar esta situación se propuso colocar un filtro de aire en la caja de control, para ello se determino la granulometría de la harina y un área de filtrado mínimo. Se extrapolo las características señaladas de granulometría y área de filtrado, a los filtros comerciales que se pueden encontrar en el mercado, escogiendo el que se adecuara más a nuestras necesidades.

Uno de los requerimientos principales, era diseñar un quemador que fuera móvil con el fin de permitir al usuario final, alternar su uso con otro quemador, por ende, todos los componentes del quemador descansan en un carro móvil. El cual cuenta con un ángulo especial para realizar el ingreso a la cámara de combustión correctamente, lo cual se cumple con el diseño experimental y su montaje.

Al realizar el montaje del quemador y su operación, se establecieron límites de operación, al encender el quemador con un exceso de aire cercano a 1, se aprecia el fenómeno de desprendimiento del frente de llama, por lo cual no se recomienda operar bajo esas condiciones. No tiene sentido operar a excesos de aire muy altos debido a que la temperatura del medio poroso disminuye, por lo que se establecen 3 potencias de trabajo: 100, 130 y 160 [kW] con excesos de aire del 20 %, 40 % y 60 %.

Con los resultados experimentales se determino que:

- El tiempo de estabilización del quemador es de 3 [minutos].
- La temperatura del cabezal de combustión aumenta con la potencia nominal del quemador y disminuye con el exceso de aire, esto debido a que el aire que no es utilizado en la oxidación del combustible, disipa el calor de la combustión.
- Las emisiones aumentan con la potencia y disminuyen con el exceso de aire, sin embargo todos los puntos de operación analizados cumplen con la norma establecida.
- La eficiencia del quemador se encuentra entre 63 % y 37 % y tiene un comportamiento inversamente proporcional a la potencia nominal.

De esta forma se caracterizo el quemador en todos sus puntos de operación lo cual se resume a continuación.

Resumen	
Potencia medida	100 – 160 [kW]
Flujo de aire	100 – 200 [m^3/h]
Temperatura máxima del MPI	922 [°C]
Emisiones	Bajo Norma
Eficiencia del equipo	37-63 [%]

Tabla 7.1: Resumen de caracterización quemador.

Con el fin de continuar esta línea de trabajo, se recomienda:

- Diseño, fabricación e implementación de un banco de ensayos tipo horno, lo que se buscaría es operar el quemador en un ambiente cerrado y comparar su comportamiento con los datos obtenidos.
- Se recomienda para diseños futuros, fabricar quemadores de baja potencia, debido a que poseen una mayor eficiencia, esto se traduce en cabezal de combustión más pequeños, se esperaría que una configuración de varios cabezales pequeños sea más eficiencia que un solo cabezal grande.

Bibliografía

Abazola, Claudio (2021). Construcciones abazomartin ltda. (document), 3.4.1, 3.6.1, 3.14, 3.6.2, 3.17, 3.8, 3, 4, 3.31, 3.32, 3.9.2

Beer, Ferdinand Pierre; Johnston, E Russell; DeWolf, John T; y Mazurek, David F (2010). *Mecánica de materiales*. Mc Graw Hill. 3.8.2

Brenner, G; Pickenäcker, K; Pickenäcker, O; Trimis, D; Wawrzinek, K; y Weber, T (2000). Numerical and experimental investigation of matrix-stabilized methane/air combustion in porous inert media. *Combustion and flame*, 123(1-2), 201–213. (document), 2, 2.7

Bubnovich, Valeri; Toledo, Mario; Henríquez, Luis; Rosas, César; y Romero, Julio (2010). Flame stabilization between two beds of alumina balls in a porous burner. *Applied Thermal Engineering*, 30(2-3), 92–95. 2.4.5

Cengel, Yunus A; Boles, Michael A; Campos Olguín, Víctor; Colli Serrano, María Teresa; et al. (2003). *Termodinámica*. (document), 2.2.3, 2.3, 3.4, 3.5, 3.9

Cengel, Yunus A.; Cimbala, John M; y Sknarina, Sofía Faddeeva (2006). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana. (document), 2.9, 2.6.1, 3.8.1.2, A.3, A.4, A.5

Cengel, Yunus A y Ghajar, Afshin J (2007). *Transferencia de calor y masa*, volume 53. McGraw-Hill Interamericana. 5.4

Danardono, Dominicus; Kim, Ki-Seong; Lee, Sun-Youp; y Lee, Jang-Hee (2011). Optimization the design of venturi gas mixer for syngas engine using three-dimensional cfd modeling. *Journal of mechanical science and technology*, 25(9), 2285. 3.7

Ducasse, Dap (2022). Cotización ruedas para quemador. (document), 3.9.2, 3.33

El-Mahallawy, Fawzy y Habik, SE-Din (2002). *Fundamentals and technology of combustion*. Elsevier. 2.5.2

EraTec (2021). Planos de cabezal de combustion 1360x250 mm. (document), 3.13

Kamal, MM y Mohamad, AA (2006). Combustion in porous media. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 220(5), 487–508. (document), 2.5, 2.4.2

Khanna, V; Goel, R; y Ellzey, JL (1994). Measurements of emissions and radiation for methane combustion within a porous medium burner. *Combustion science and technology*, 99(1-3), 133–142. 1

LTDA, Unifrax (2022). Product information sheet. (document), 3.16

Marticorena, Raul (2021). Cotización con empresa filtros marticorena. 3.4.6

Ministerio (2018). Informe final de caracterización residencial 2018. 2.3.1

Mujeebu, M Abdul; Abdullah, M Zulkifly; Mohamad, AA; y Bakar, MZ Abu (2010). Trends in modeling of porous media combustion. *Progress in Energy and Combustion science*, 36(6), 627–650. 2.4.1

MultiAceros (2021). *Catálogo y productos.* (document), A.1, A.2

QUEMPIN (2021). Propuesta de pilotaje: Evaluación técnica y económica de quemadores quempin para horno de tipo chileno. (document), 1.1, 2.8, 2.8, 3.1, 3.3, 4, 3.4, 3.3, 3.21, 3.8, 1

Ramasamy, D; Mahendran, S; Kadirgama, K; y Noor, MM (2010). Design of compressed natural gas mixer using computational fluid dynamics. In *Proceedings of the National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Students, UMP, Kuantan, Pahang, Malaysia* (pp. 26–27). 2.7

Rosas, Joaquin (2016). Aplicación de la tecnología de combustión en medios porosos inertes en oxicombustión y generación de gas de síntesis. (document), 3.6.2, 3.15

Saavedra, Enzo (2018). Implementación de quemador radiativo en un deshidratador solar de fruta. 2.4.3, 3.4.2

SERNAC (2015). Reporte mensual de precios de pan área metropolitana. 1.1

Shigley, Joseph Edward (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. Tata McGraw-Hill Education. (document), 1, 3.26

Siemens (2016). Controles de quemador de gas. (document), 3.7

Specchia, Stefania; Civera, Andrea; y Saracco, Guido (2004). In situ combustion synthesis of perovskite catalysts for efficient and clean methane premixed metal burners. *Chemical engineering science*, 59(22-23), 5091–5098. 3.6

Standard, ASME (1984). Measurement of fluid flow in pipes using orifice, nozzle and venturi. In *ASME MFC-3M* (pp. 1–56). United Engineering Center 345 East 47th Street, New York. (document), 2.10

Wood, Susie y Harris, Andrew T (2008). Porous burners for lean-burn applications. *Progress in energy and combustion science*, 34(5), 667–684. 2.4.1

Zhao, CY; Lu, TJ; y Hodson, HP (2004). Measurements of thermal radiation in ultralight metal foams with open cells. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 218(11), 1297–1307. 5.4

A Anexos

A.1. Dimensiones de tuberías

Diámetro Nominal (pulg)	Diámetro Exterior (mm)	Schedule (Sch)	Espesor Nominal (mm)	Peso Teórico (kg/m)	Presión de Prueba (psi)
1/2"	21,34	Sch 40	2.77	1,27	700
3/4"	26,67	Sch 40	2,87	1,69	700
1"	33,40	Sch 40	3,38	2,50	700
1 1/4"	42,16	Sch 40	3,56	3,40	1.300
1 1/2"	48,26	Sch 40	3,68	4,04	1.300
2"	60,32	Sch 40	3,91	5,46	2.500
2 1/2"	73,02	Sch 40	5,16	8,67	2.500
3"	88,90	Sch 40	5,49	11,35	2.500
4"	114,30	Sch 40	6,02	16,07	2.210
5"	141,30	Sch 40	6,55	21,77	1.950
6"	168,27	Sch 40	7,11	28,26	1.780
8"	219,07	Sch 40	8,18	42,55	1.570
10"	273,05	Sch 40	9,27	60,29	1.430
12"	323,85	Sch Std	9,52	73,80	1.240
12"	323,85	Sch 40	10,31	79,70	1.340
14"	355,60	Sch Std	9,52	81,25	1.120
14"	355,60	Sch 40	11,10	94,30	1.310
16"	406,40	Sch Std	9,52	93,17	980
16"	406,40	Sch 40	12,70	93,30	1.310
18"	457,20	Sch Std	9,52	105,10	880
18"	457,20	Sch 40	14,27	105,10	1.310
20"	508,00	Sch Std	9,52	117,02	790
20"	508,00	Sch 40	15,06	117,10	1.250

Figura A.1: Norma ASTM para cañerías sin costura.
Fuente: MultiAceros (2021)

Propiedades										
						Ejes X-X e Y-Y				Tiras por Paquete
Lado A	Espesor (e)	Largo	Peso		Área	I	W	i		
mm	mm	m	kg / m	kg / 6m	cm²	cm⁴	cm³	cm		
40	2,0	6	2,31	13,86	2,94	6,94	3,47	1,54		100
40	3,0	6	3,30	19,80	4,21	9,32	4,66	1,49		100
50	1,5	6	2,24	13,44	2,85	11,07	4,43	1,97		64
50	2,0	6	2,93	17,58	3,74	14,15	5,66	1,95		64
50	3,0	6	4,25	25,50	5,41	19,47	7,79	1,90		64
50	4,0	6	5,45	32,70	6,95	23,74	9,49	1,85		64
50	5,0	6	6,56	39,36	8,36	27,04	10,82	1,80		64
60	1,5	6	2,71	16,26	3,45	19,52	6,51	2,38		49
75	2,0	6	4,50	27,00	5,74	50,49	13,46	2,97		36
75	3,0	6	6,60	39,60	8,41	71,62	19,1	2,92		36
75	4,0	6	8,59	51,54	10,95	90,19	24,05	2,87		36
75	5,0	6	10,48	62,88	13,36	106,33	28,35	2,82		36
100	2,0	6	6,07	36,42	7,74	123,01	24,60	3,99		25

Figura A.2: Norma ASTM para perfiles cuadrado.
Fuente: MultiAceros (2021)

A.2. Diagrama de Moody

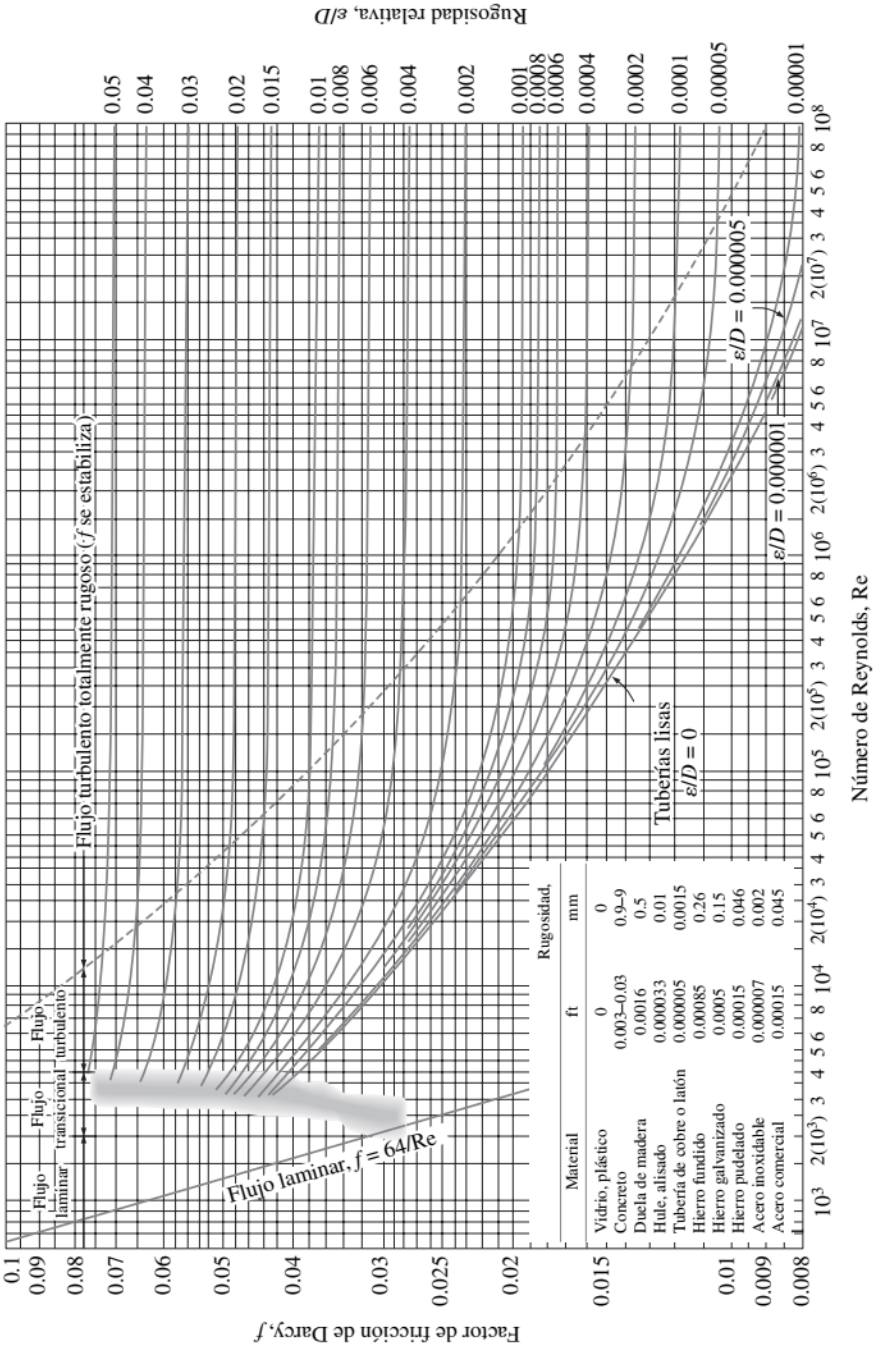


Figura A.3: Diagrama de Moody.
Fuente: Cengel et al. (2006)

A.3. Coeficiente de perdida K_L

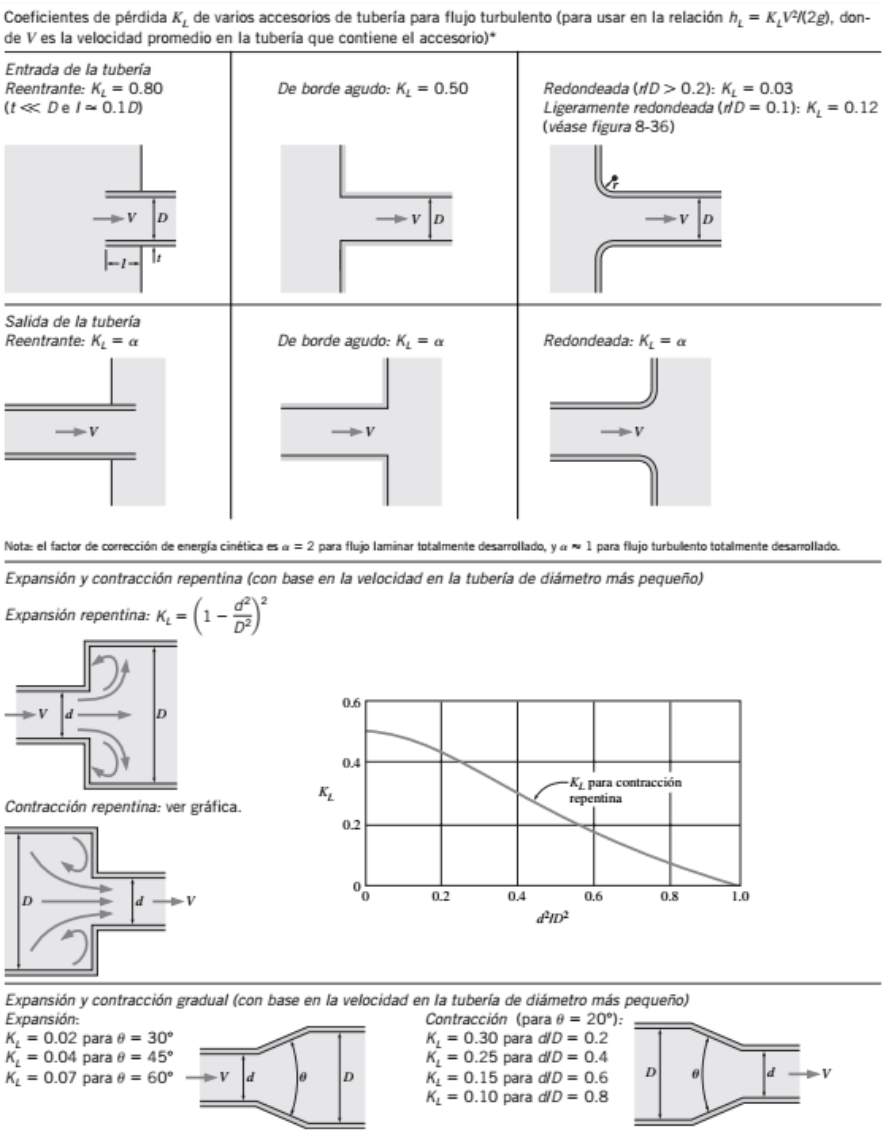


Figura A.4: Coeficientes de pérdida K_L
Fuente: Cengel et al. (2006)

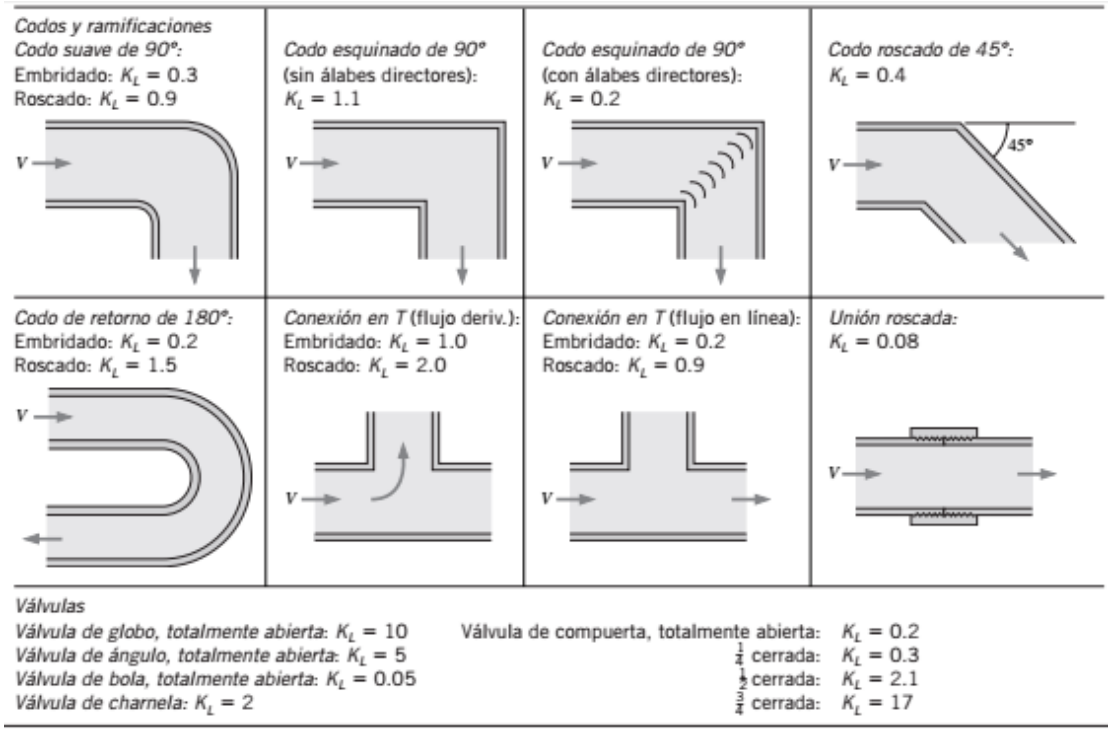


Figura A.5: Coeficientes de pérdida K_L
Fuente: Cengel et al. (2006)

A.4. Planos de diseño

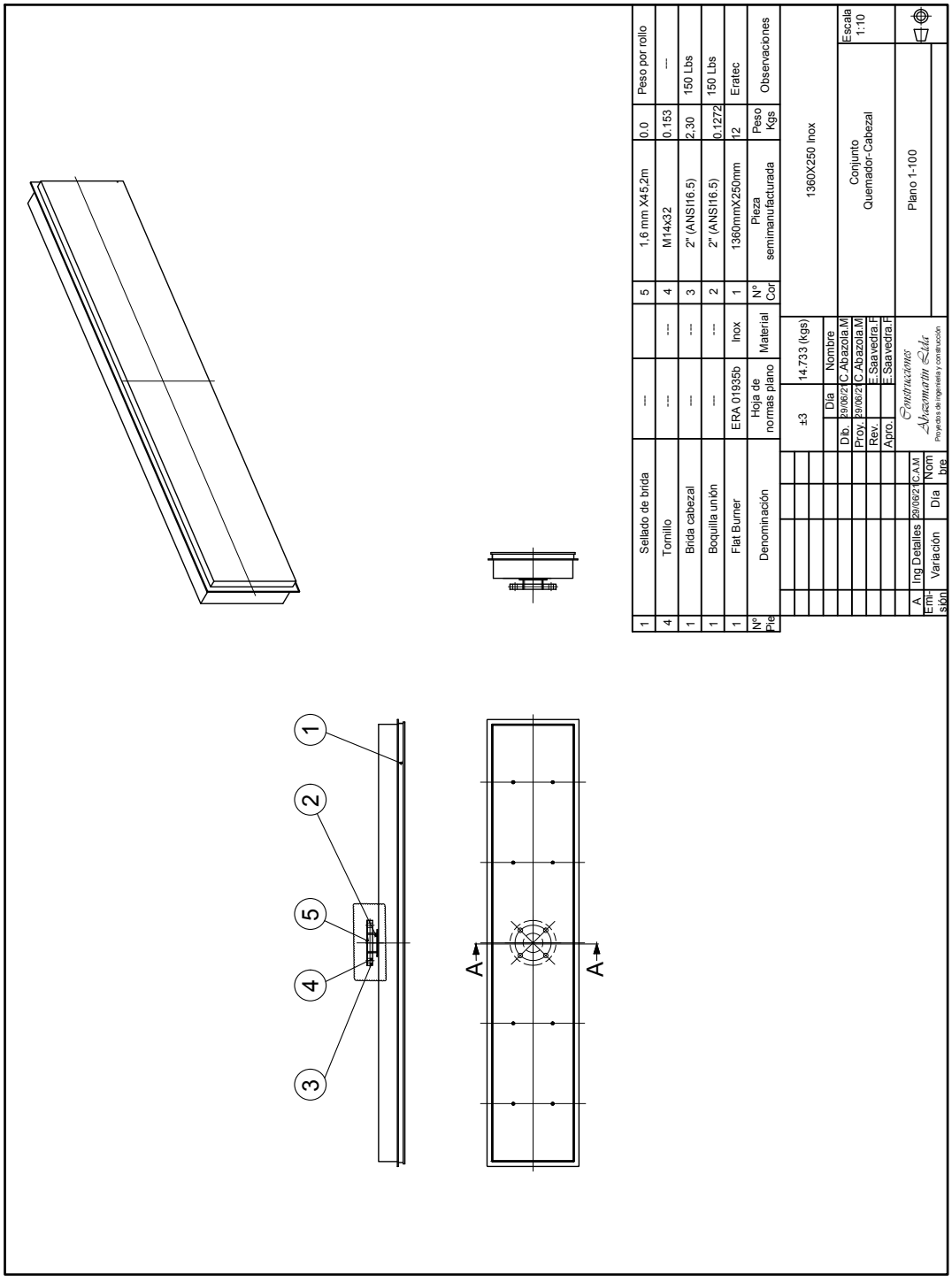


Figura A.6: Cabezal de combustión.

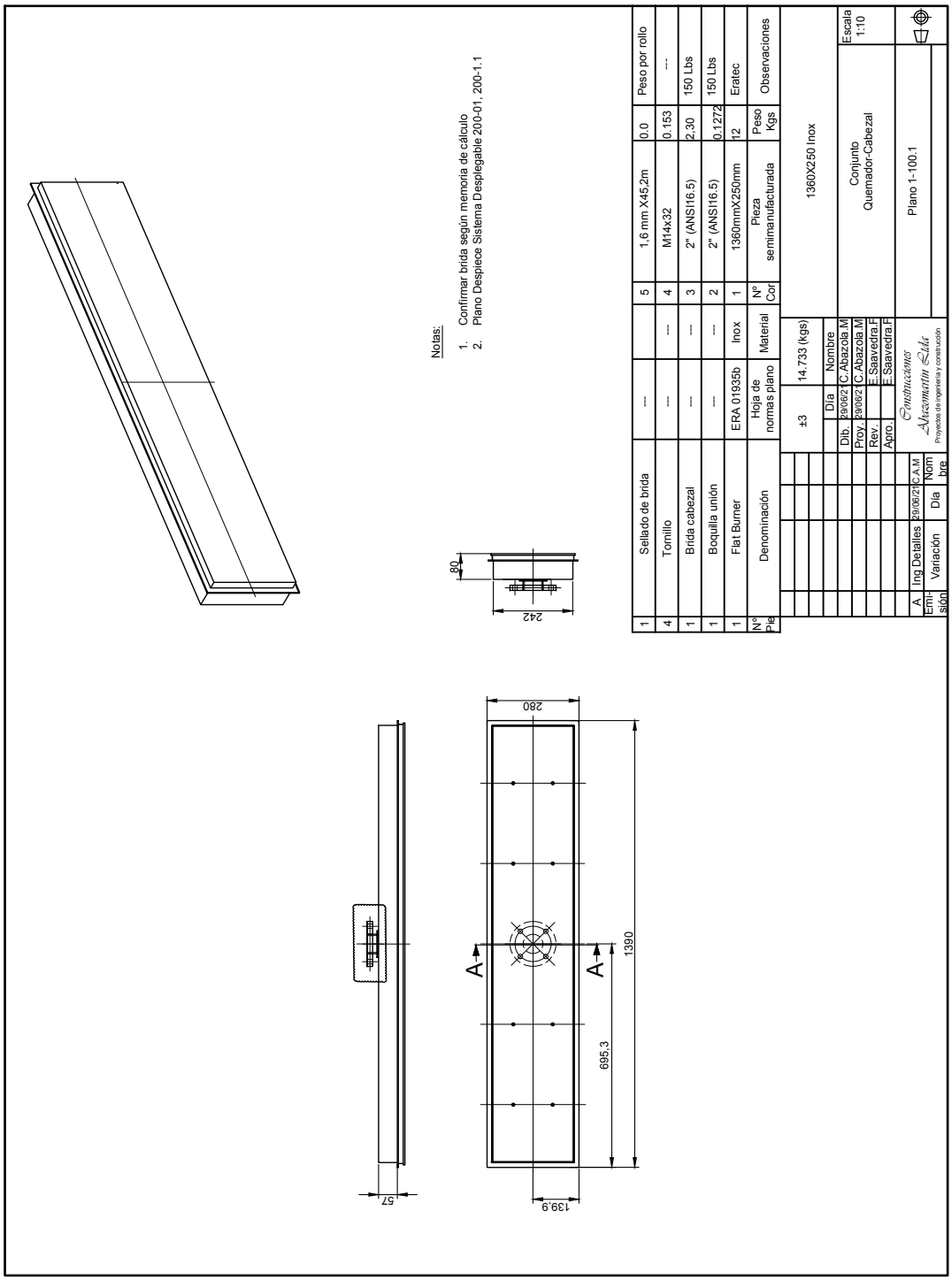
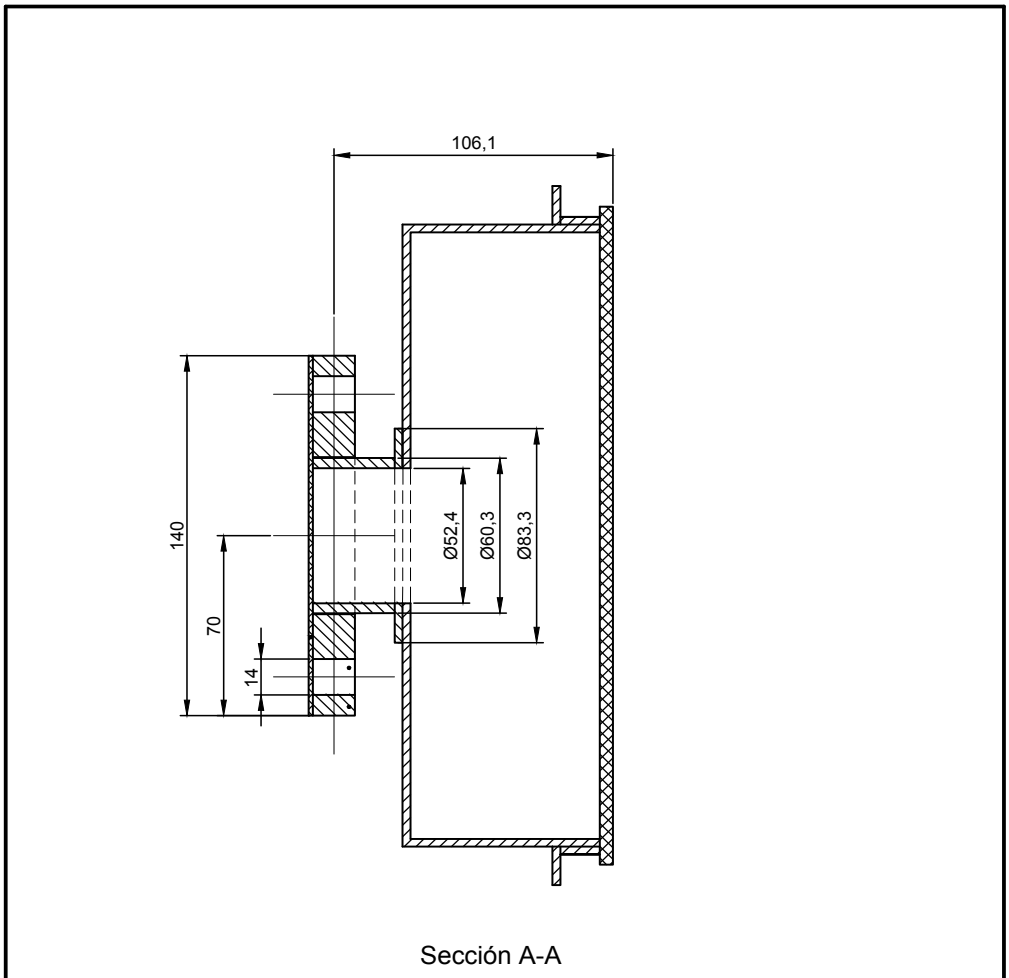


Figura A.7: Cabezal de combustión 2.



Nº Pie	Denominación	Hoja de normas plano	Material	Nº Cor	Pieza semimanufacturada	Peso Kgs	Observaciones
1	Sellado de brida	---		5	1,6 mm X45,2m	0.0	Peso por rollo
4	Tornillo	---	---	4	M14x32	0.153	---
1	Brida cabezal	---	---	3	2" (ANSI16.5)	2,30	150 Lbs
1	Boquilla unión	---	---	2	2" (ANSI16.5)	0.1272	150 Lbs
1	Flat Burner	ERA 01935b	Inox	1	1360mmX250mm	12	Eratec

				±3		14.733 (kgs)	1360X250 Inox
					Día	Nombre	
				Dib.	29/06/21	C.Abazola.M	Sección Quemador-Cabezal / Escala 1:2
				Proy.	29/06/21	C.Abazola.M	
				Rev.		E.Saavedra.F	
				Apro.		E.Saavedra.F	
A	Ing Detalles	29/06/21	C.A.M	Construcciones Abazomartin Ltda			Plano 1-100.2
Emi-sión	Variación	Día	Nom bre	Proyectos de ingeniería y construcción			

Figura A.8: Cabezal de combustión 3.

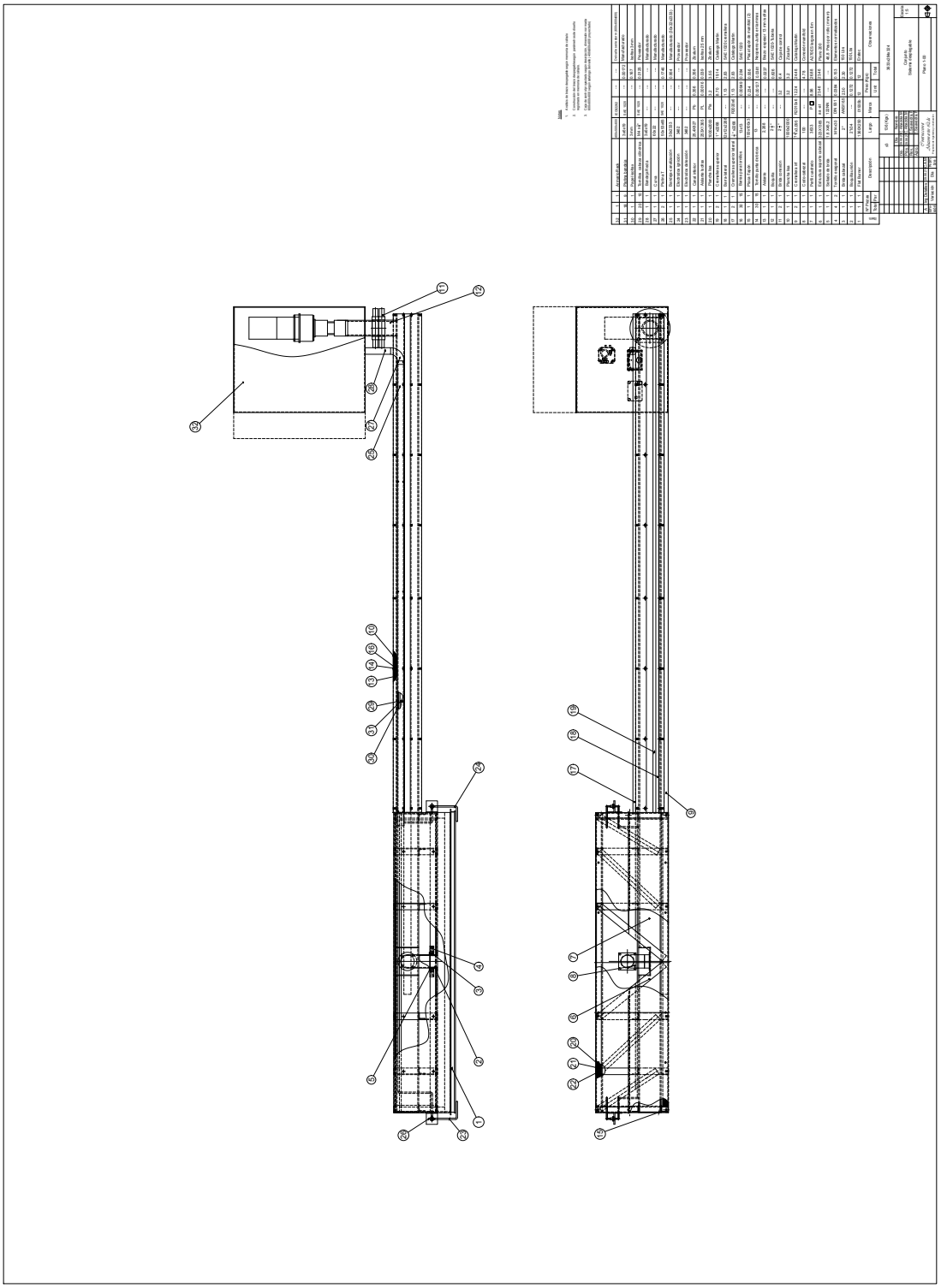


Figura A.9: Conjunto sistema desplegable.

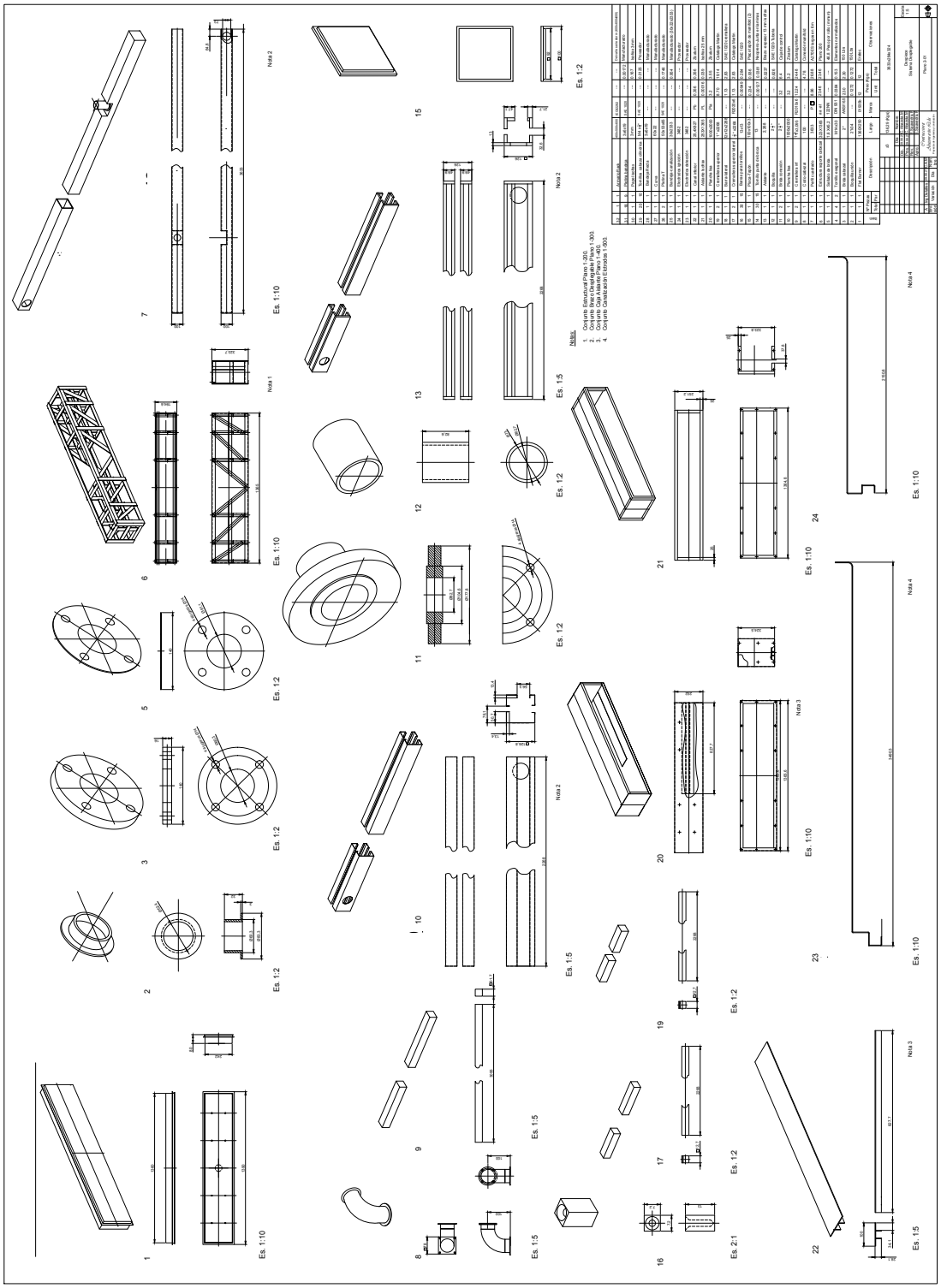


Figura A.10: Conjunto sistema desplegable despiece 1.

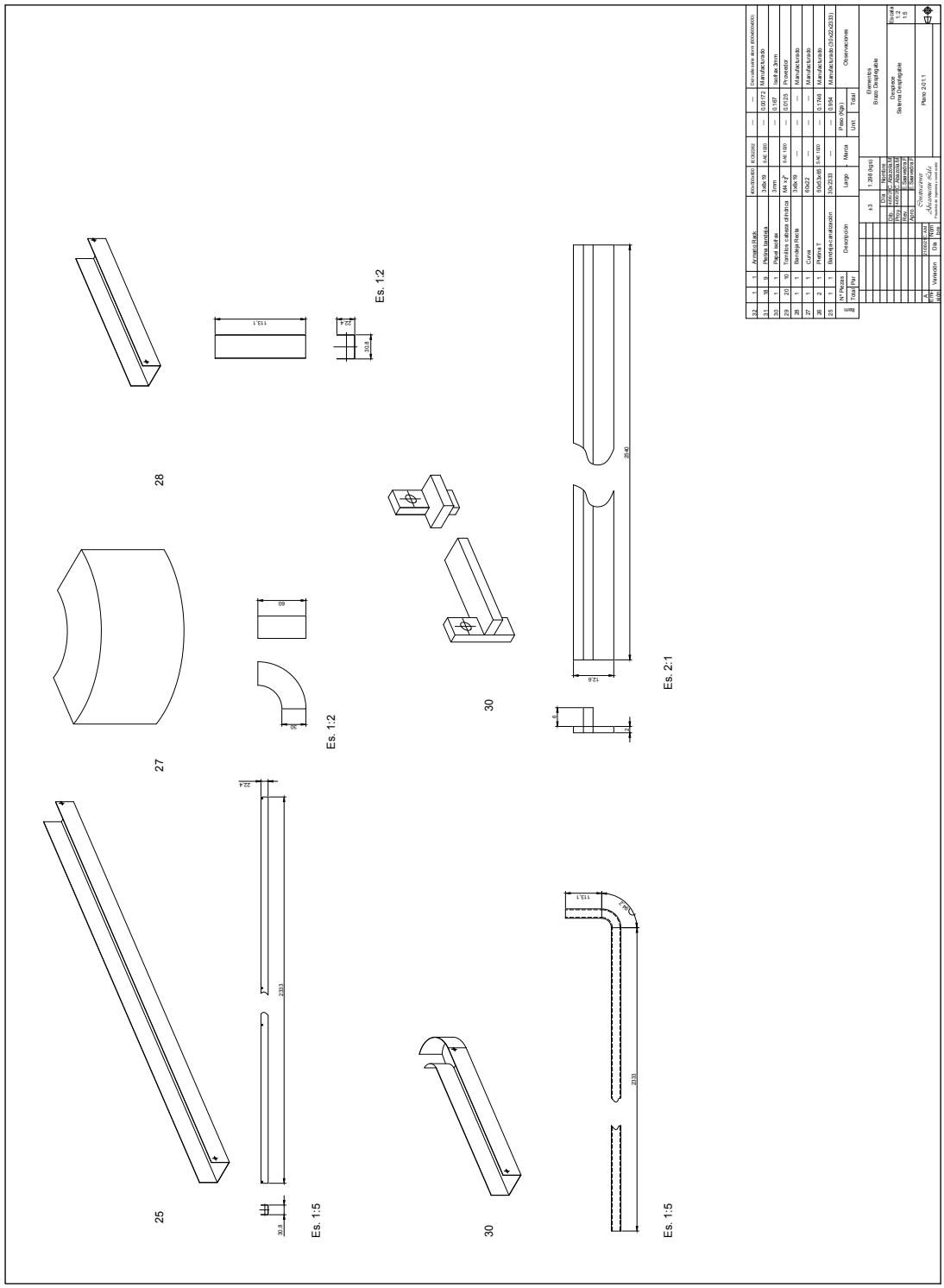


Figura A.11: Conjunto sistema desplegable despiece 2.

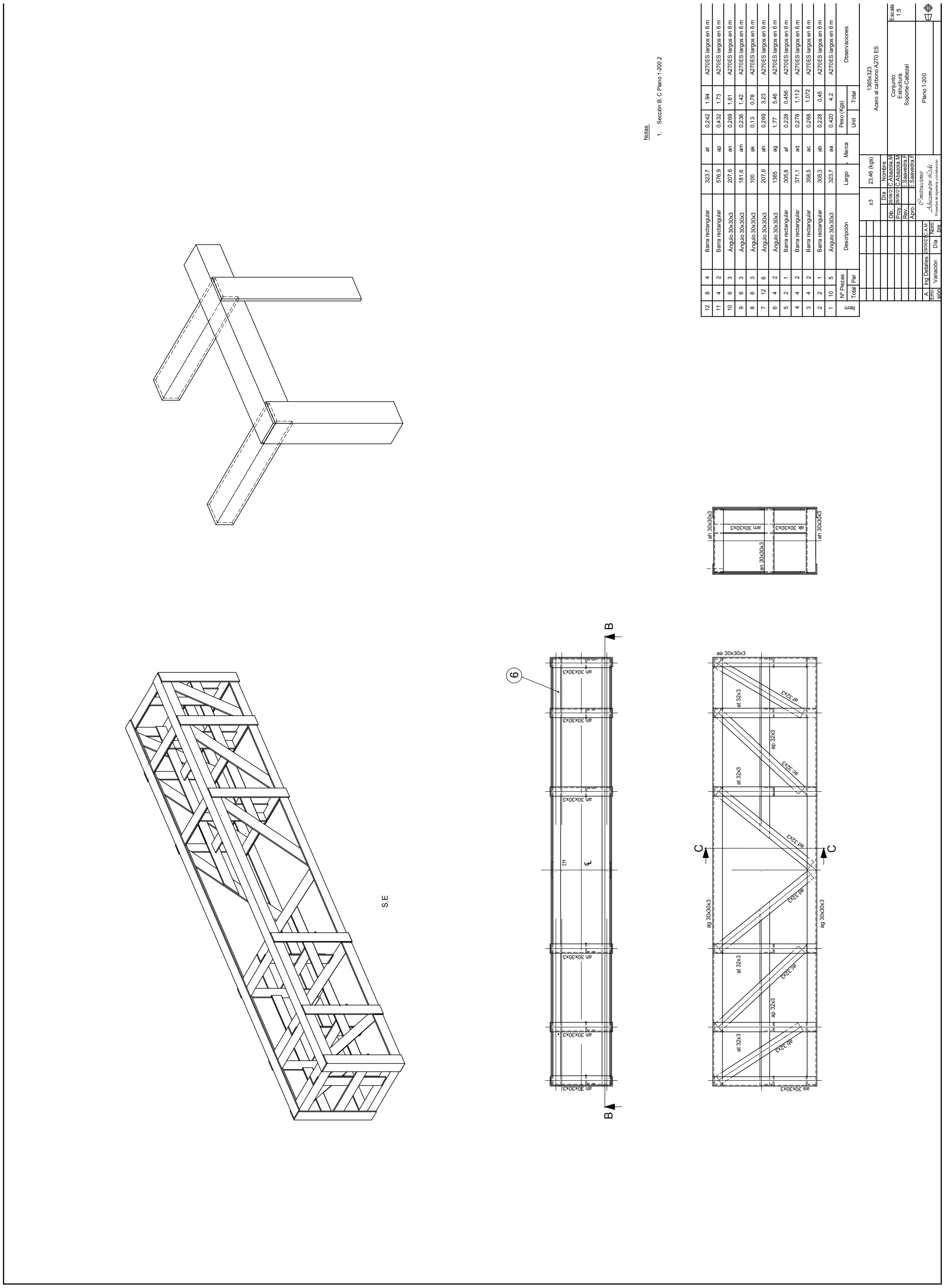


Figura A.12: Estructura soporte.

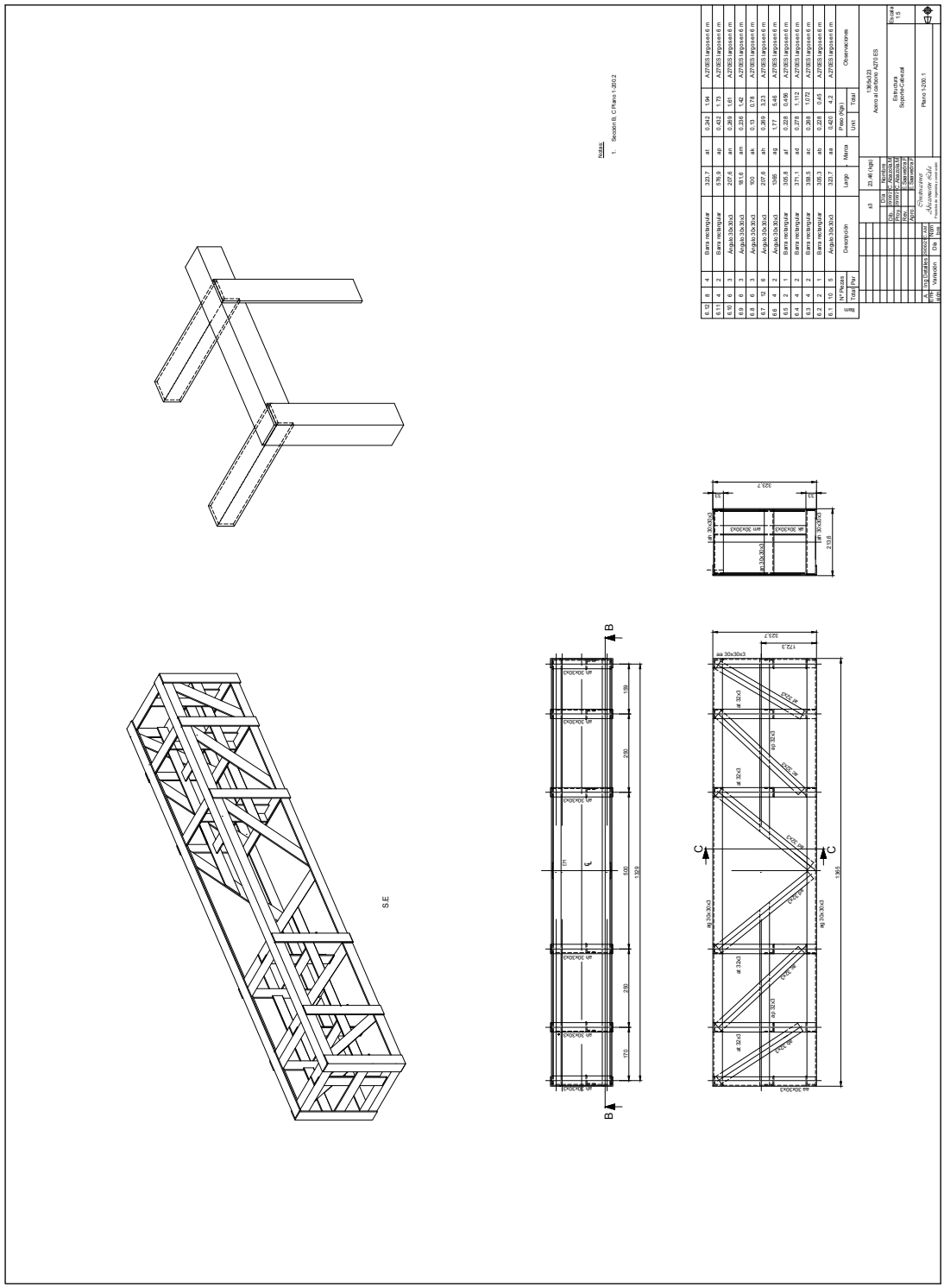
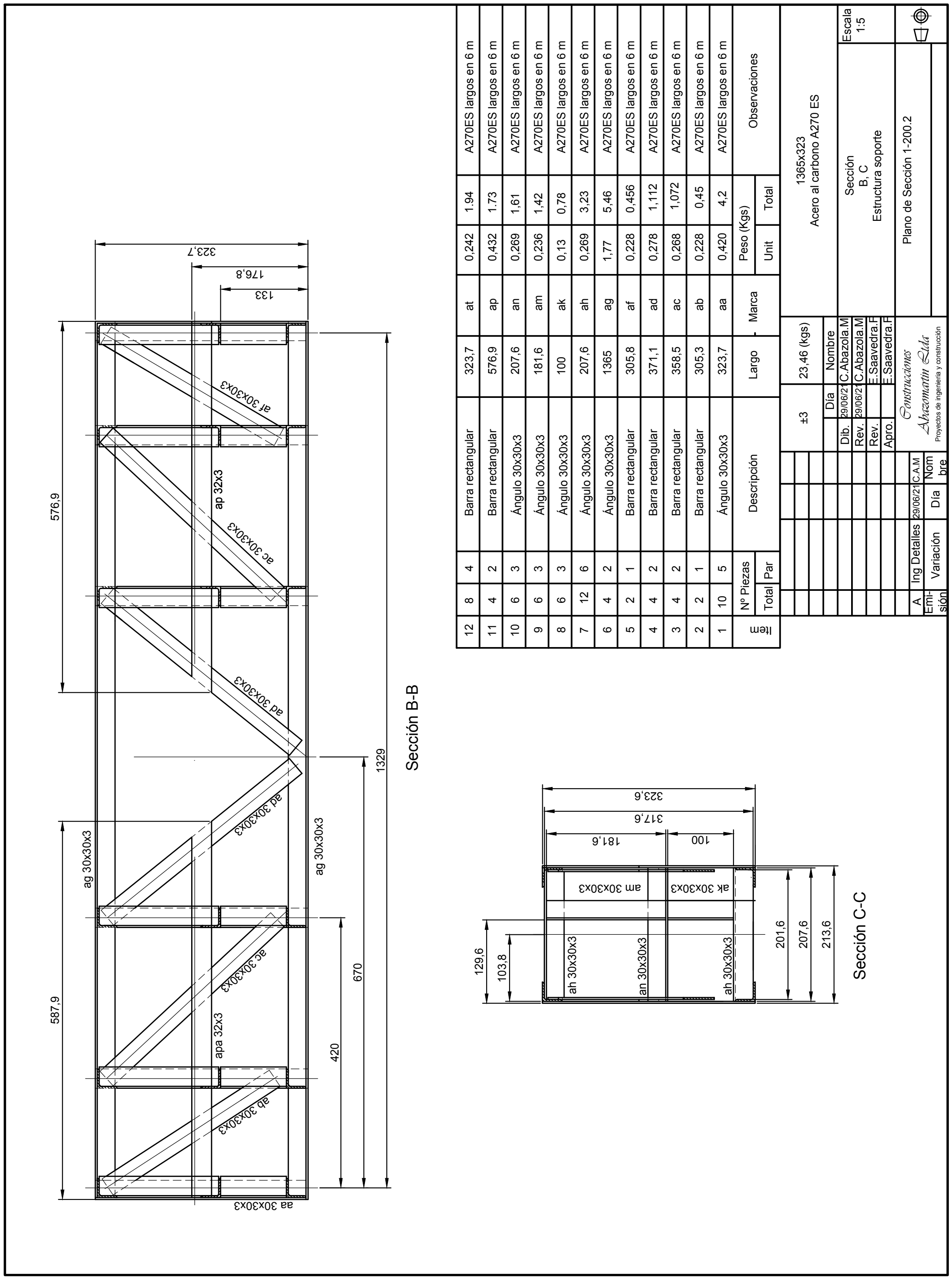


Figura A.13: Estructura soporte 1.



Ítem	Nº Piezas Total	Nº Piezas Par	Descripción	Largo	Marca	Peso (Kgs) Unit	Peso (Kgs) Total	Observaciones
12	8	4	Barra rectangular	323,7	at	0,242	1.94	A270ES largos en 6 m
11	4	2	Barra rectangular	576,9	ap	0,432	1.73	A270ES largos en 6 m
10	6	3	Ángulo 30x30x3	207,6	an	0,269	1,61	A270ES largos en 6 m
9	6	3	Ángulo 30x30x3	181,6	am	0,236	1,42	A270ES largos en 6 m
8	6	3	Ángulo 30x30x3	100	ak	0,13	0,78	A270ES largos en 6 m
7	12	6	Ángulo 30x30x3	207,6	ah	0,269	3,23	A270ES largos en 6 m
6	4	2	Ángulo 30x30x3	1365	ag	1,77	5,46	A270ES largos en 6 m
5	2	1	Barra rectangular	305,8	af	0,228	0,456	A270ES largos en 6 m
4	4	2	Barra rectangular	371,1	ad	0,278	1,112	A270ES largos en 6 m
3	4	2	Barra rectangular	358,5	ac	0,268	1,072	A270ES largos en 6 m
2	2	1	Barra rectangular	305,3	ab	0,228	0,45	A270ES largos en 6 m
1	10	5	Ángulo 30x30x3	323,7	aa	0,420	4,2	A270ES largos en 6 m

Figura A.14: Estructura soporte 2.

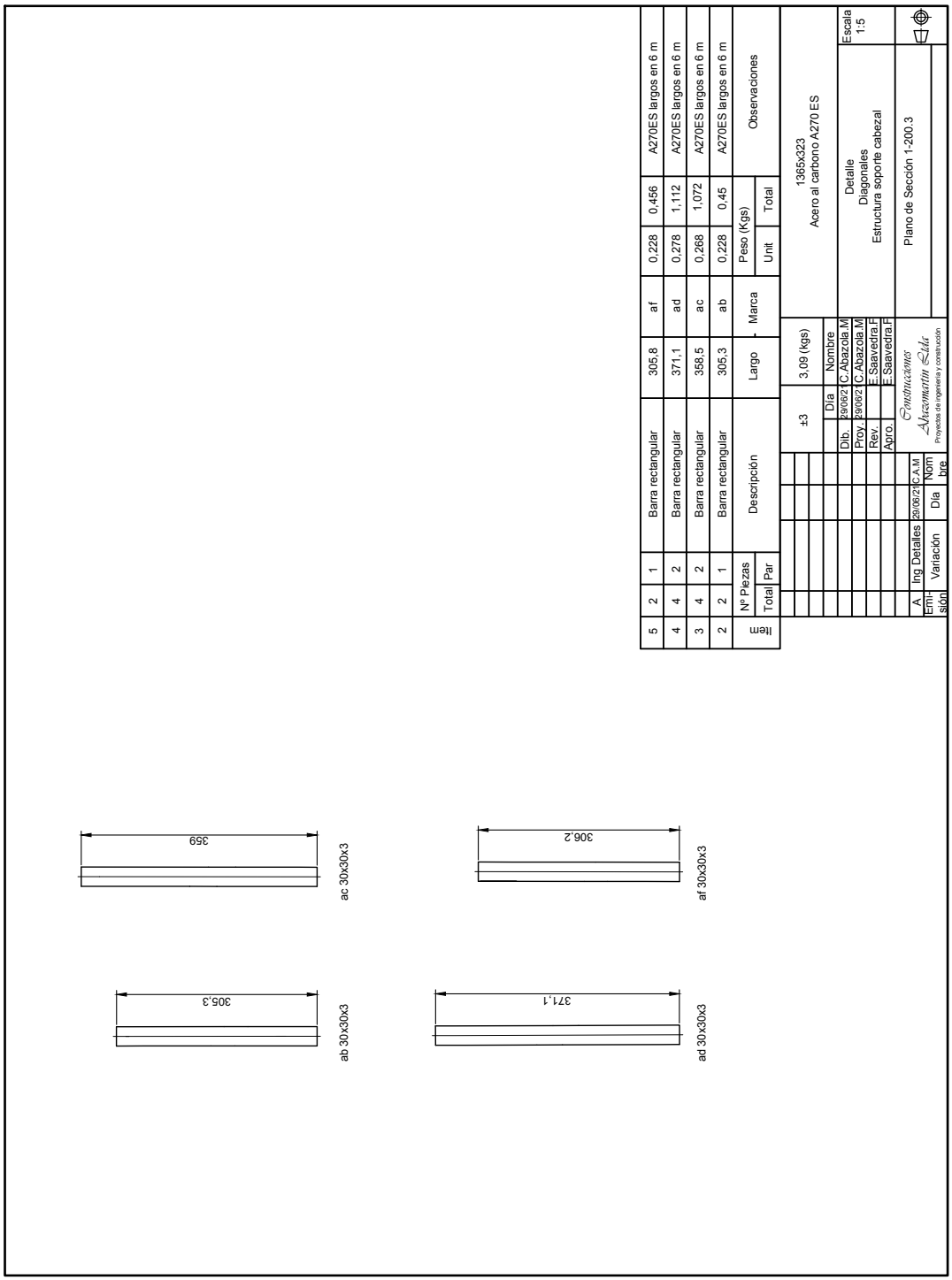


Figura A.15: Estructura soporte 3.

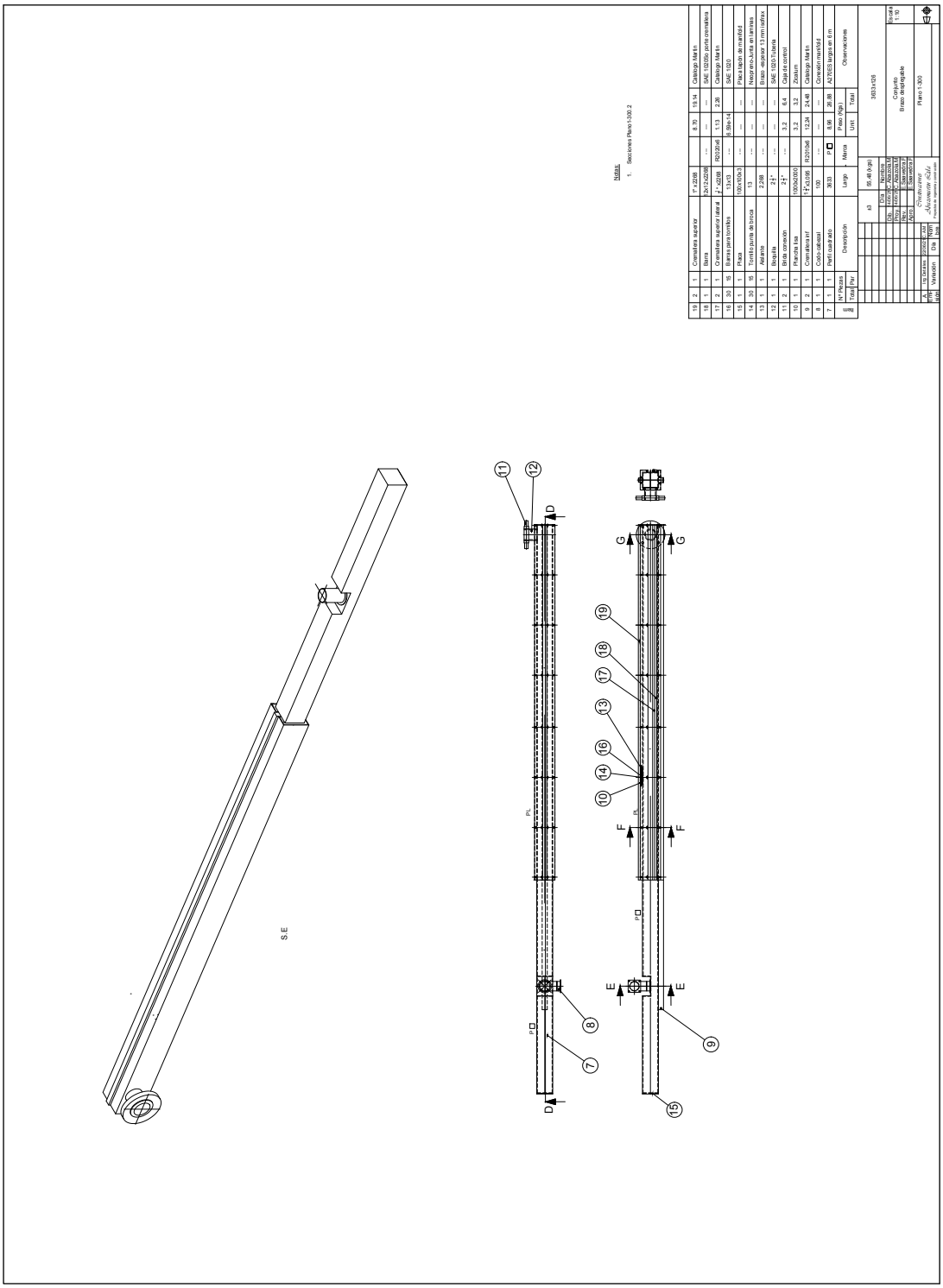


Figura A.16: Manifold.

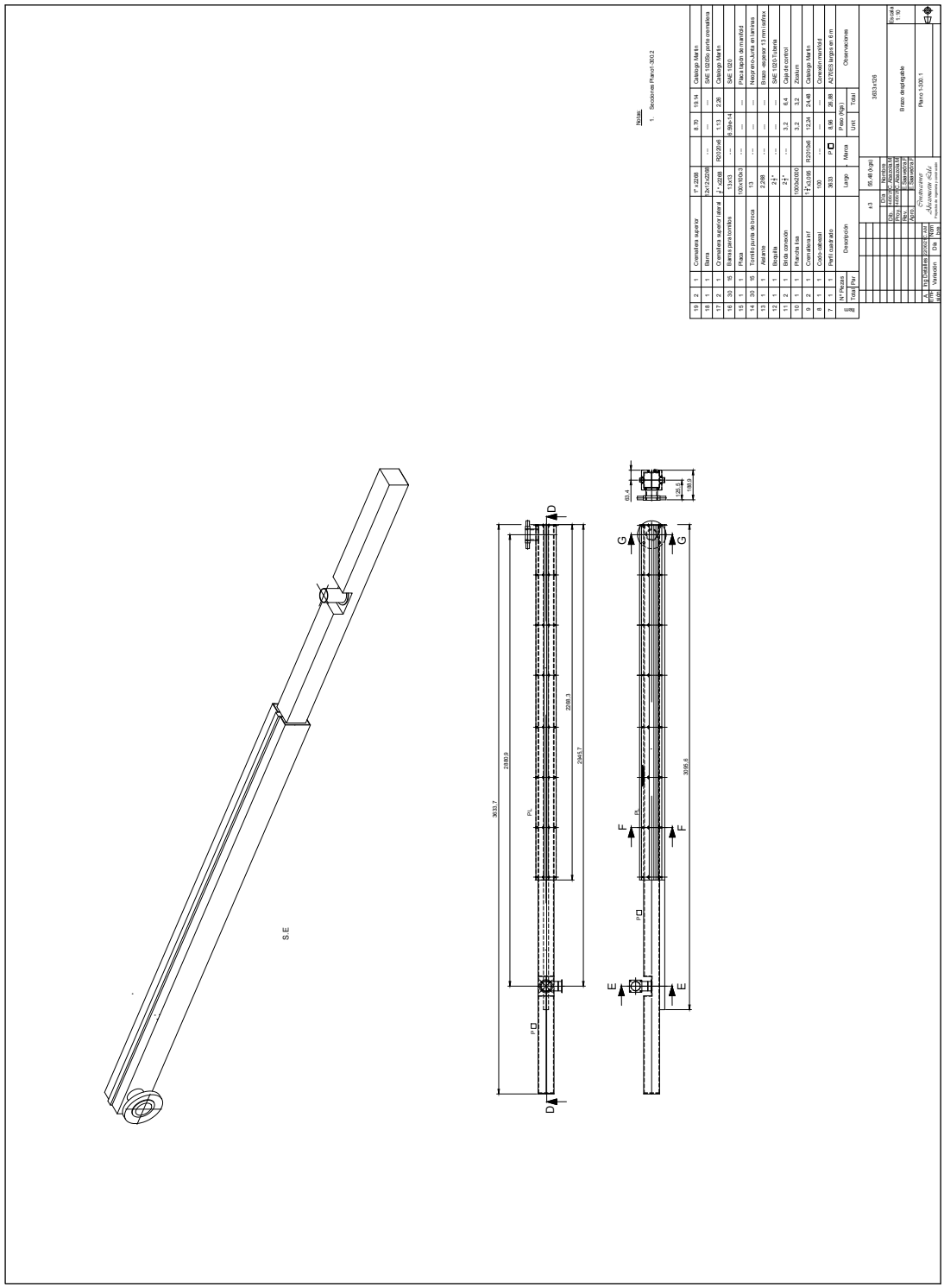


Figura A.17: Manifold 1.

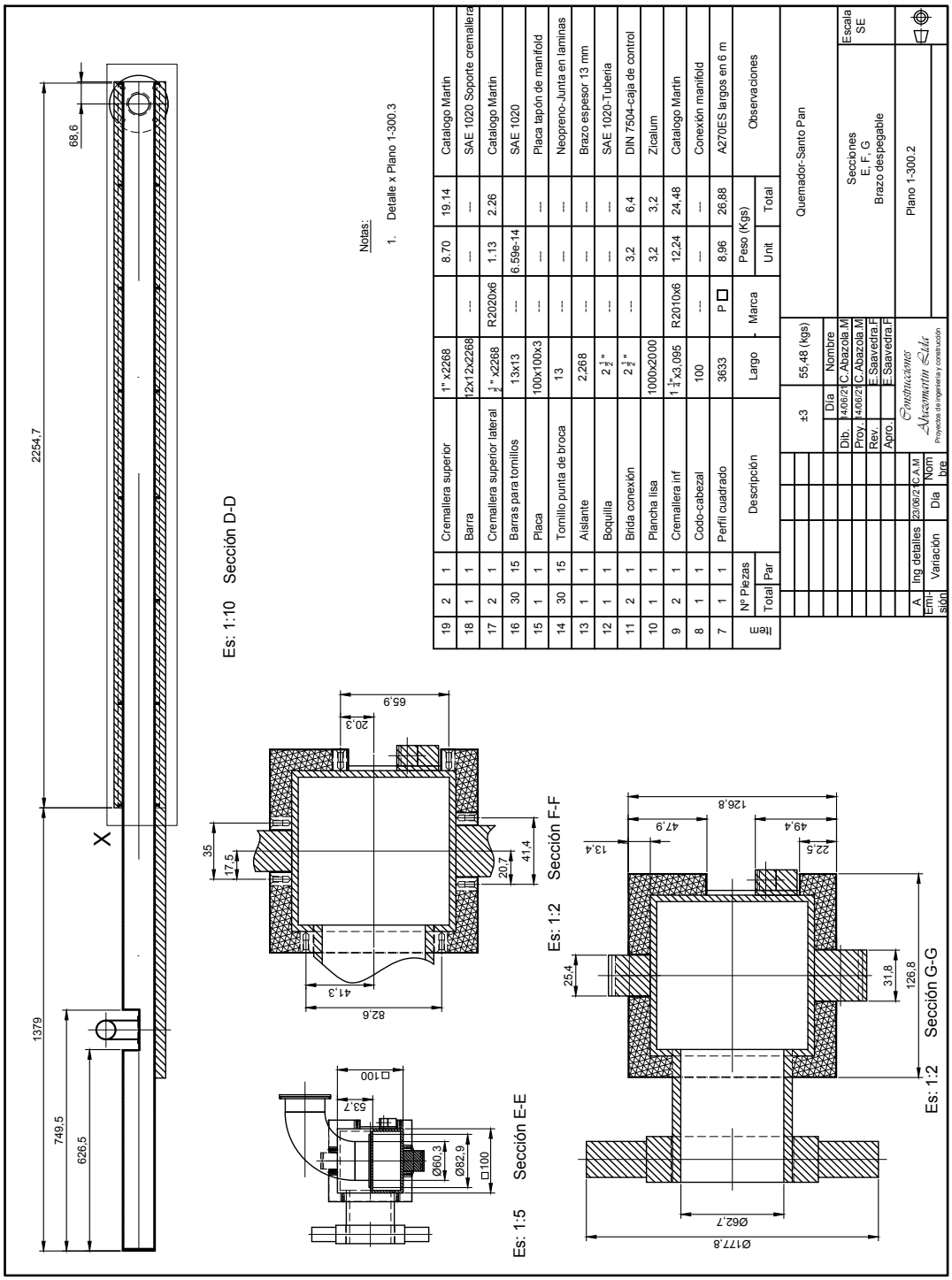


Figura A.18: Manifold 2.

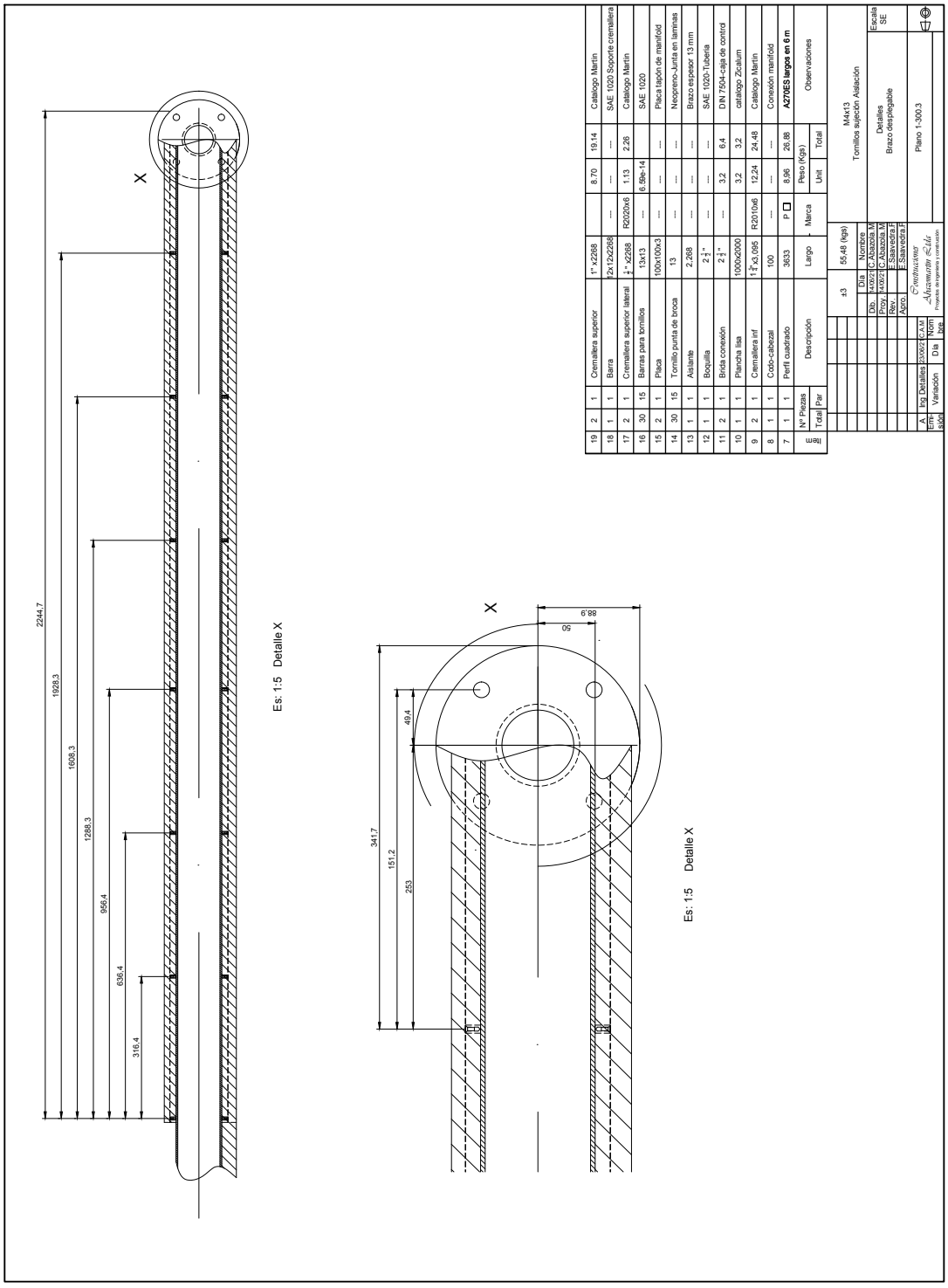


Figura A.19: Manifold 3.

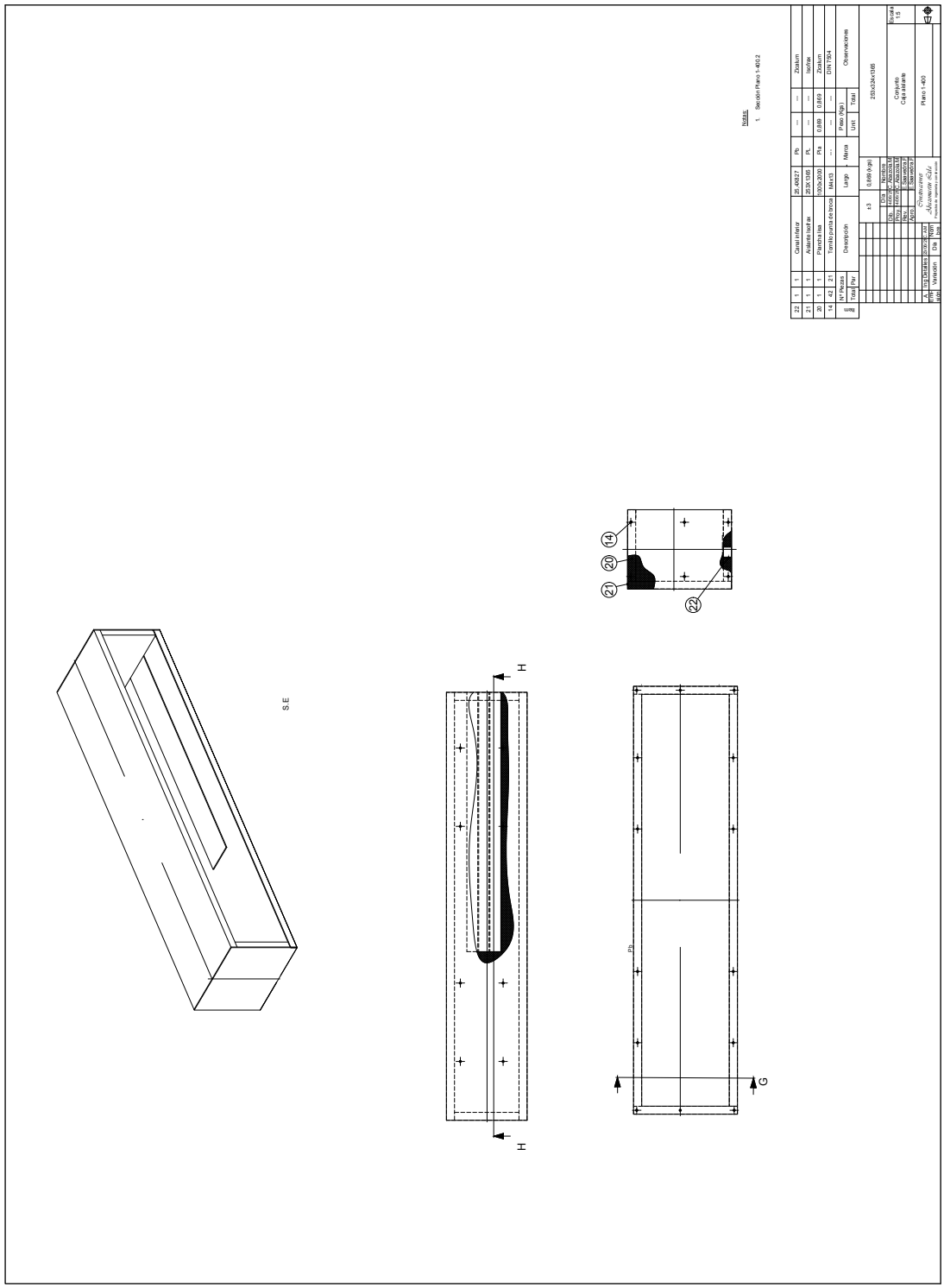


Figura A.20: Aislante térmico.

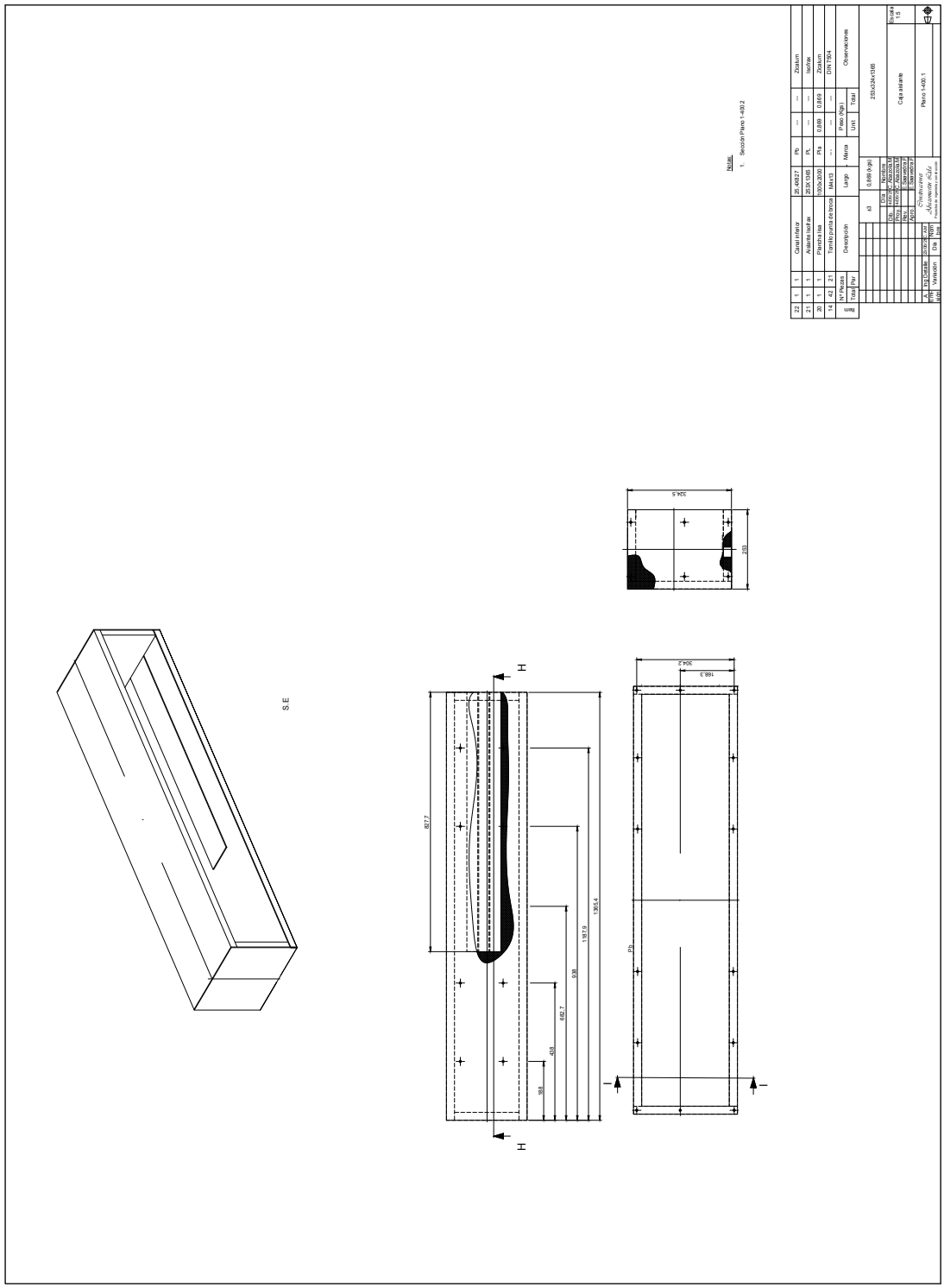


Figura A.21: Aislante térmico 1.

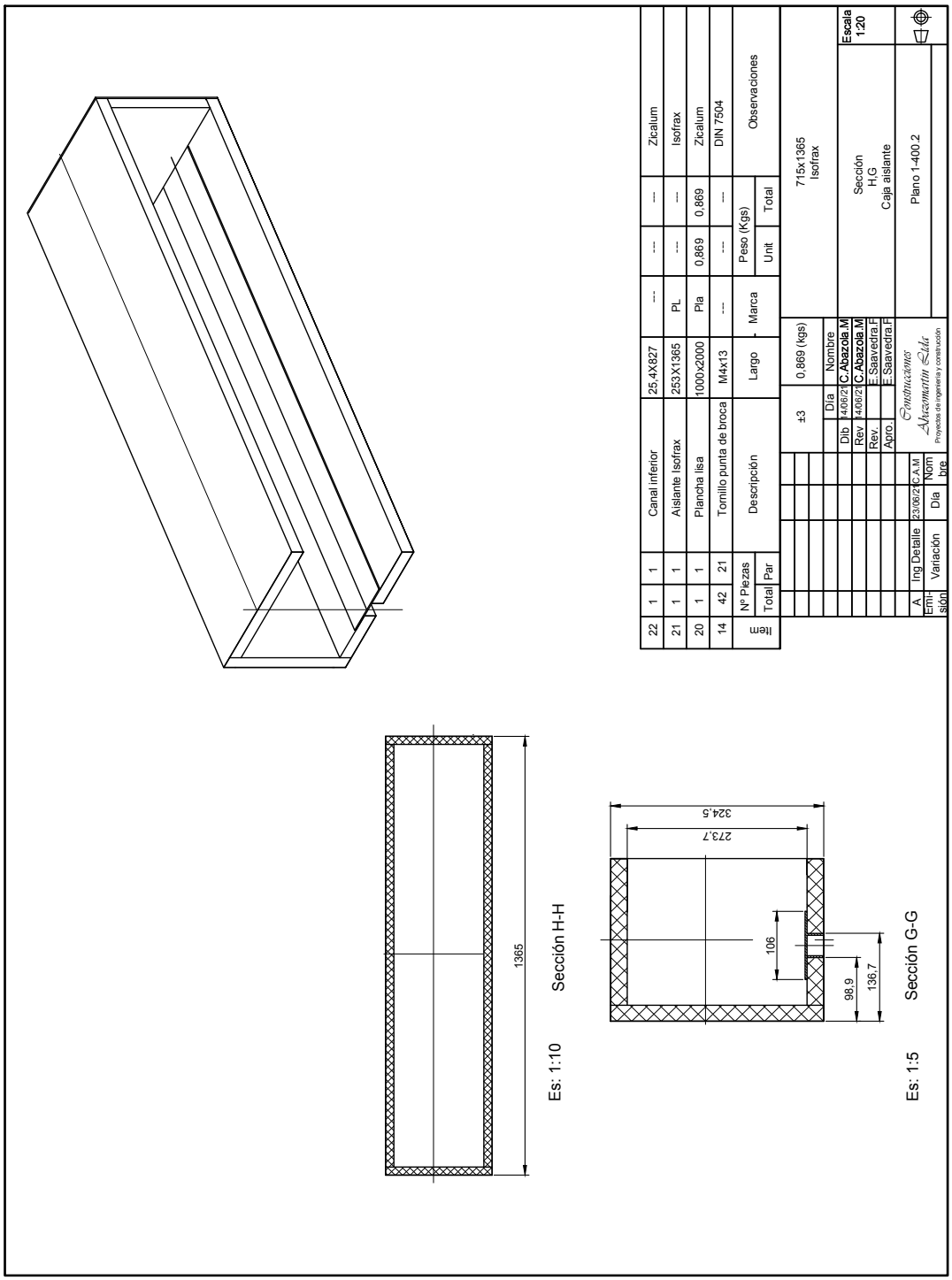
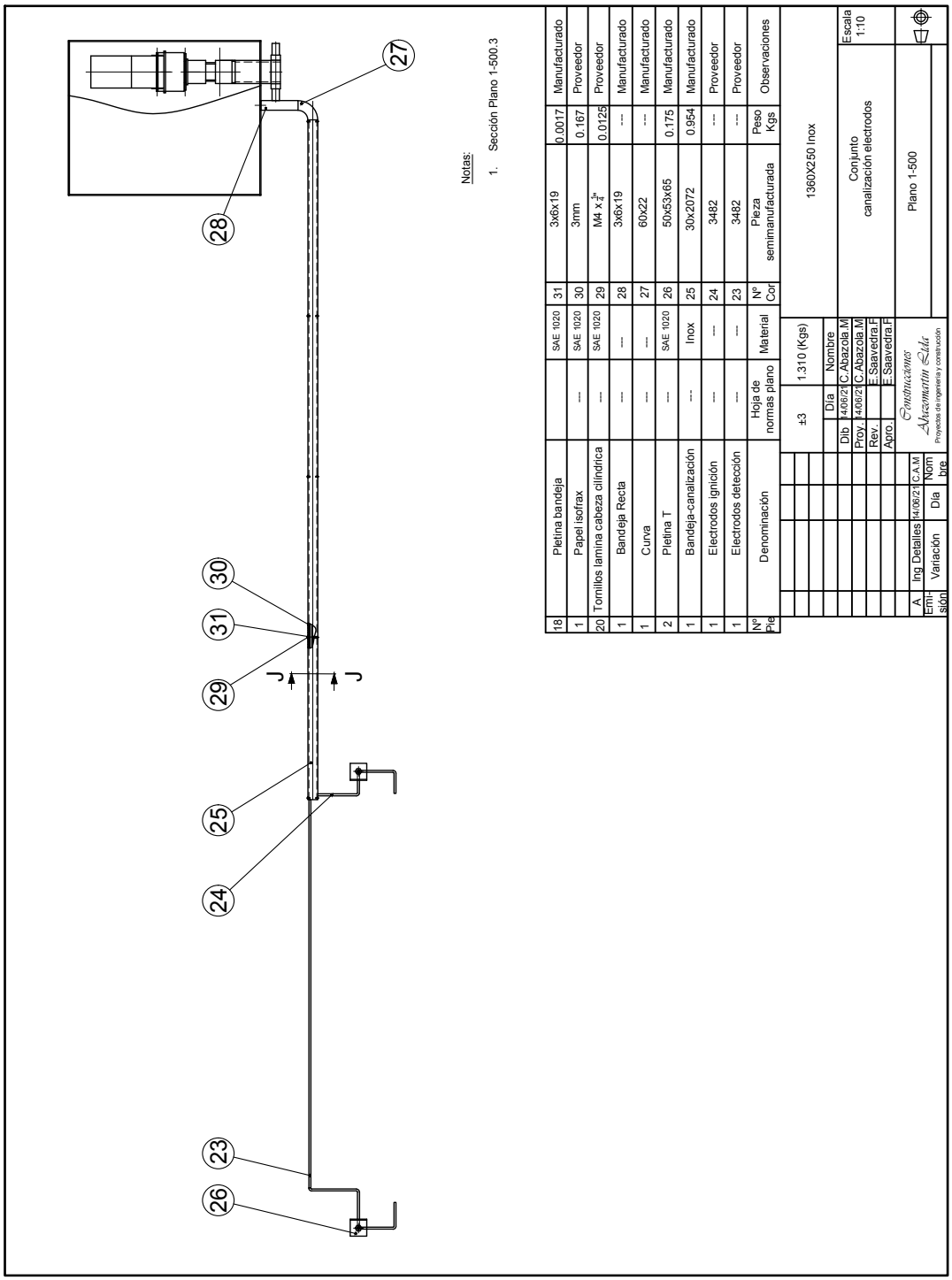


Figura A.22: Aislante térmico 2.



Nº Pie	Denominación	Hoja de normas plano	Material	Nº Cor	Pieza seminmanufacturada	Peso Kgs	Observaciones
18	Pletina bandeja		SAE 1020	31	3x6x19	0.0017	Manufacturado
1	Papel isofrax	---	SAE 1020	30	3mm	0.167	Proveedor
20	Tornillos lamina cabeza cilindrica	---	SAE 1020	29	M4 x $\frac{3}{4}$"	0.0125	Proveedor
1	Bandeja Recta	---	---	28	3x6x19	---	Manufacturado
1	Curva	---	---	27	60x22	---	Manufacturado
2	Pletina T	---	SAE 1020	26	50x53x65	0.175	Manufacturado
1	Bandeja-canalización	---	Inox	25	30x2072	0.954	Manufacturado
1	Electrodos ignición	---	---	24	3482	---	Proveedor
1	Electrodos detección	---	---	23	3482	---	Proveedor

Figura A.23: Conjunto canalización electrodos.

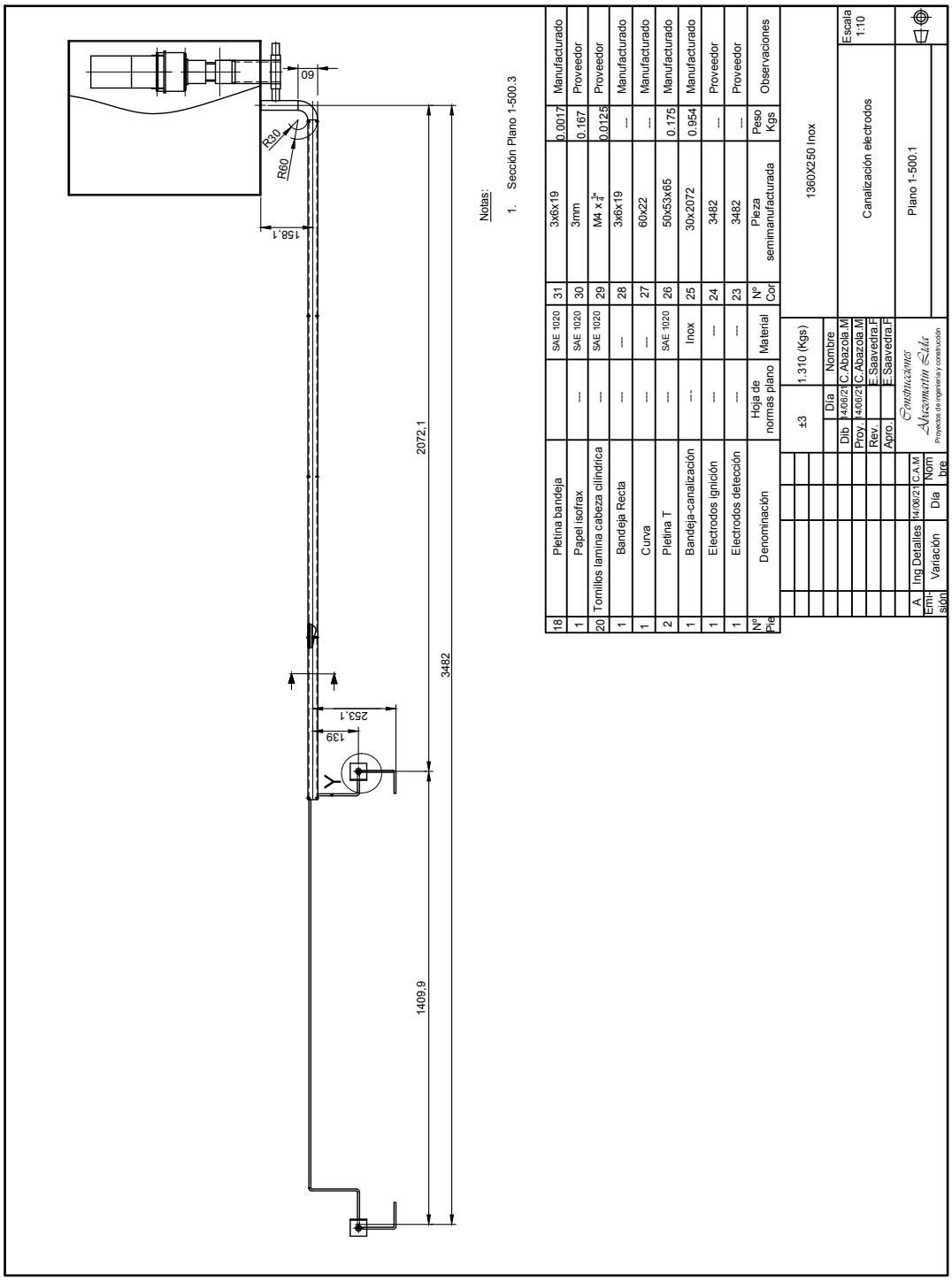
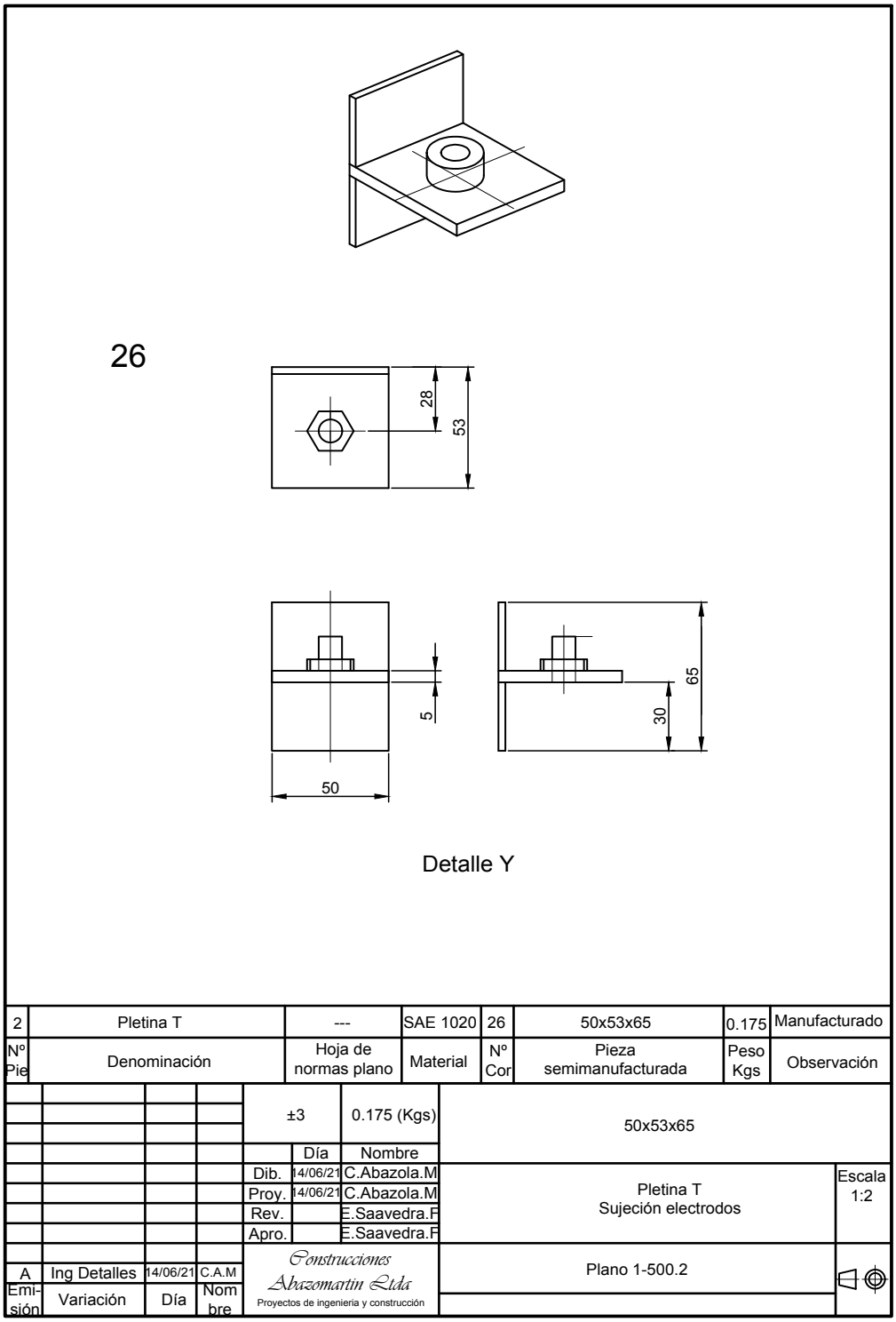


Figura A.24: Canalización electrodos.

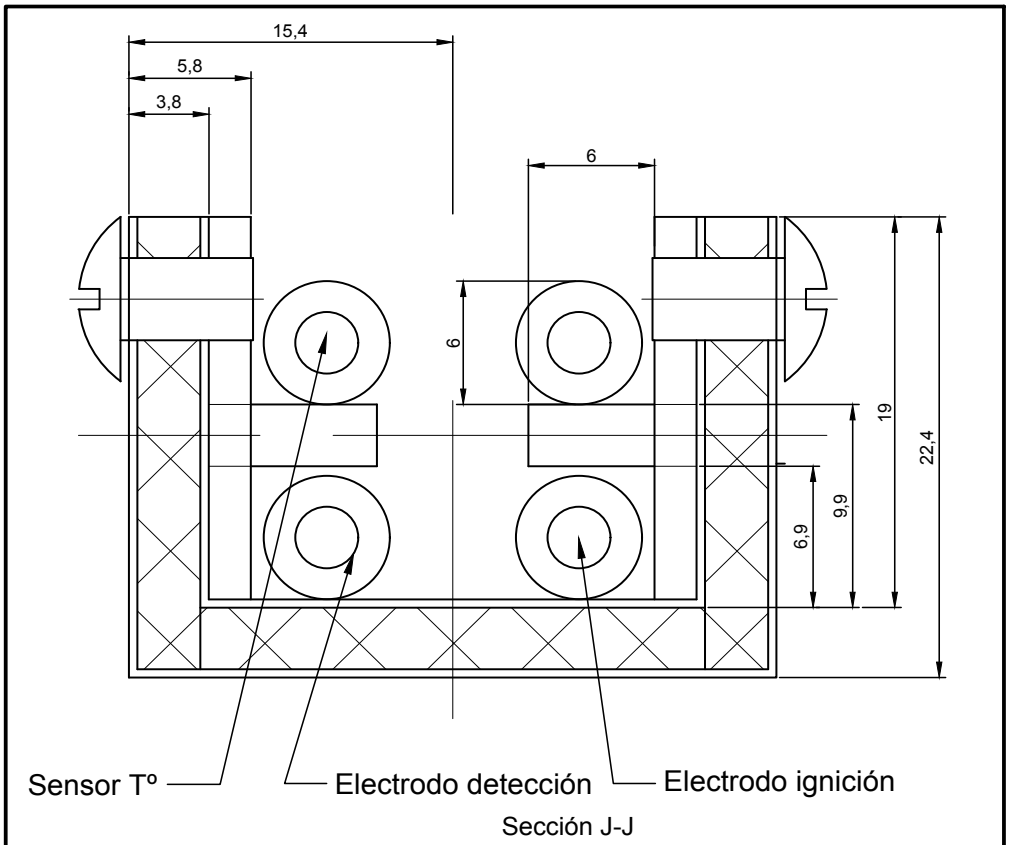


Nº Pie	Denominación	Hoja de normas plano	Material	Nº Cor	Pieza semimanufacturada	Peso Kgs	Observación
2	Pletina T	---	SAE 1020	26	50x53x65	0.175	Manufacturado

±3	0.175 (Kgs)	50x53x65	
	Día	Nombre	
Dib.	14/06/21	C.Abazola.M	Escala 1:2
Proy.	14/06/21	C.Abazola.M	Pletina T Sujeción electrodos
Rev.		E.Saavedra.F	
Apro.		E.Saavedra.F	

Emisión	Variación	Día	Nombre		
A	Ing Detalles	14/06/21	C.A.M	Construcciones Abazomartin Ltda Proyectos de ingenieria y construcción	Plano 1-500.2

Figura A.25: Sujeción electrodos.



Nº Pie	Denominación	Hoja de normas plano	Material	Nº Cor	Pieza semimanufacturada	Peso Kgs	Observaciones
18	Pletina bandeja		SAE 1020	31	3x6x19	0.0017	Manufacturado
1	Papel isofrax	---	SAE 1020	30	3mm	0.167	Proveedor
20	Tornillos lamina cabeza cilíndrica	---	SAE 1020	29	M4 x $\frac{1}{4}$"	0.0125	Proveedor
1	Bandeja Recta	---	---	28	3x6x19	---	Manufacturado
1	Curva	---	---	27	60x22	---	Manufacturado
2	Pletina T	---	SAE 1020	26	50x53x65	0.175	Manufacturado
1	Bandeja-canalización	---	Inox	25	30x2072	0.954	Manufacturado
1	Electrodos ignición	---	---	24	3482	---	Proveedor
1	Electrodos detección	---	---	23	3482	---	Proveedor

				±3	1.310 (Kgs)	1360X250 Inox	
					Día	Nombre	
				Dib.	14/06/21	C.Abazola.M	Escala 4:1
				Proy.	14/06/21	C.Abazola.M	Sección Bandeja electrodos y sensor
				Rev.		E.Saavedra.F	
				Apro.		E.Saavedra.F	
A	Ing Detalles	14/06/21	C.A.M	Construcciones Abazomartin Ltda		Plano 1-500.3	
Emi-sión	Variación	Día	Nom bre	Proyectos de ingeniería y construcción			

Figura A.26: Bandeja de electrodos y sensor.

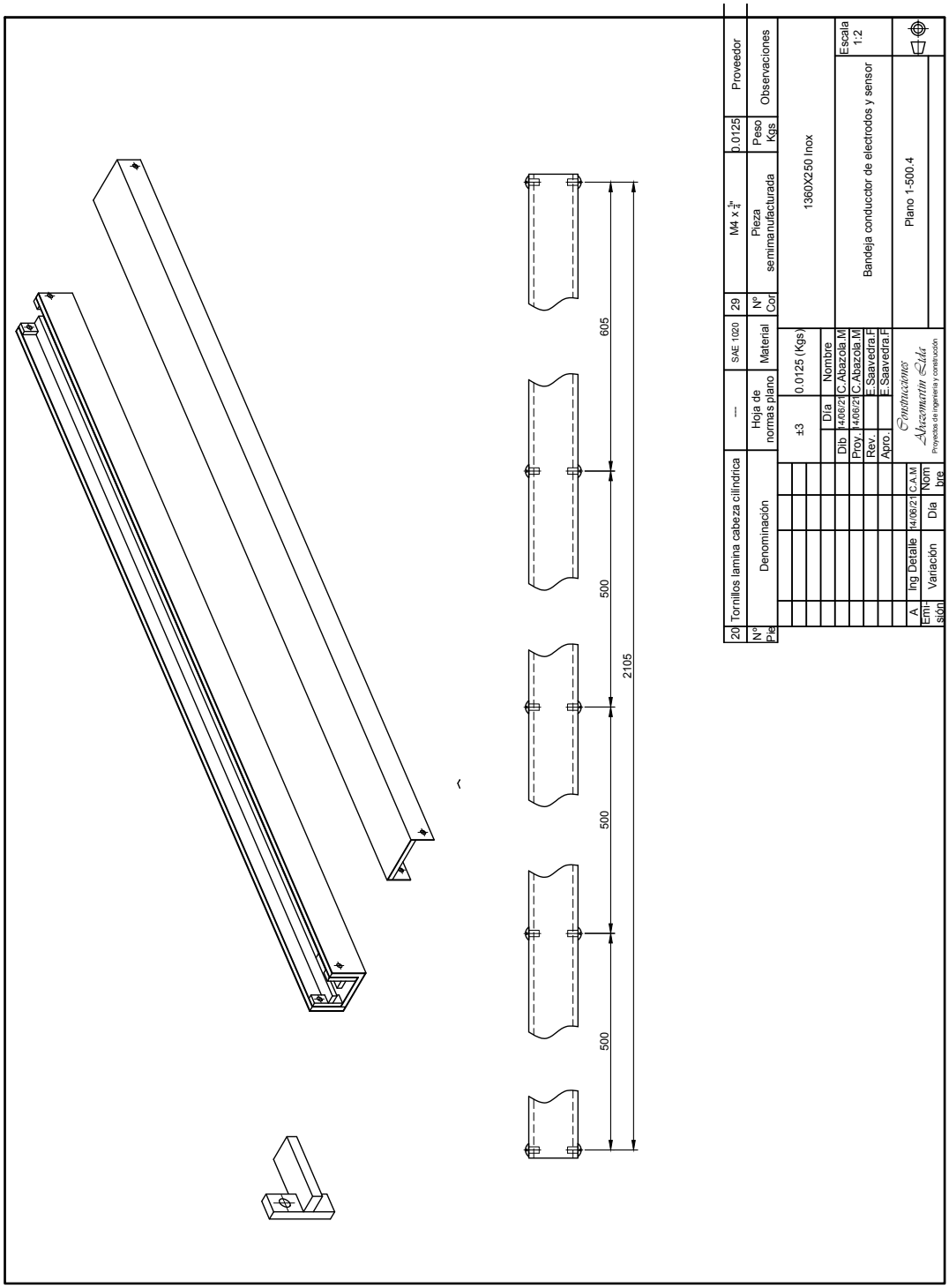


Figura A.27: Bandeja conductora de electrodos y sensor.

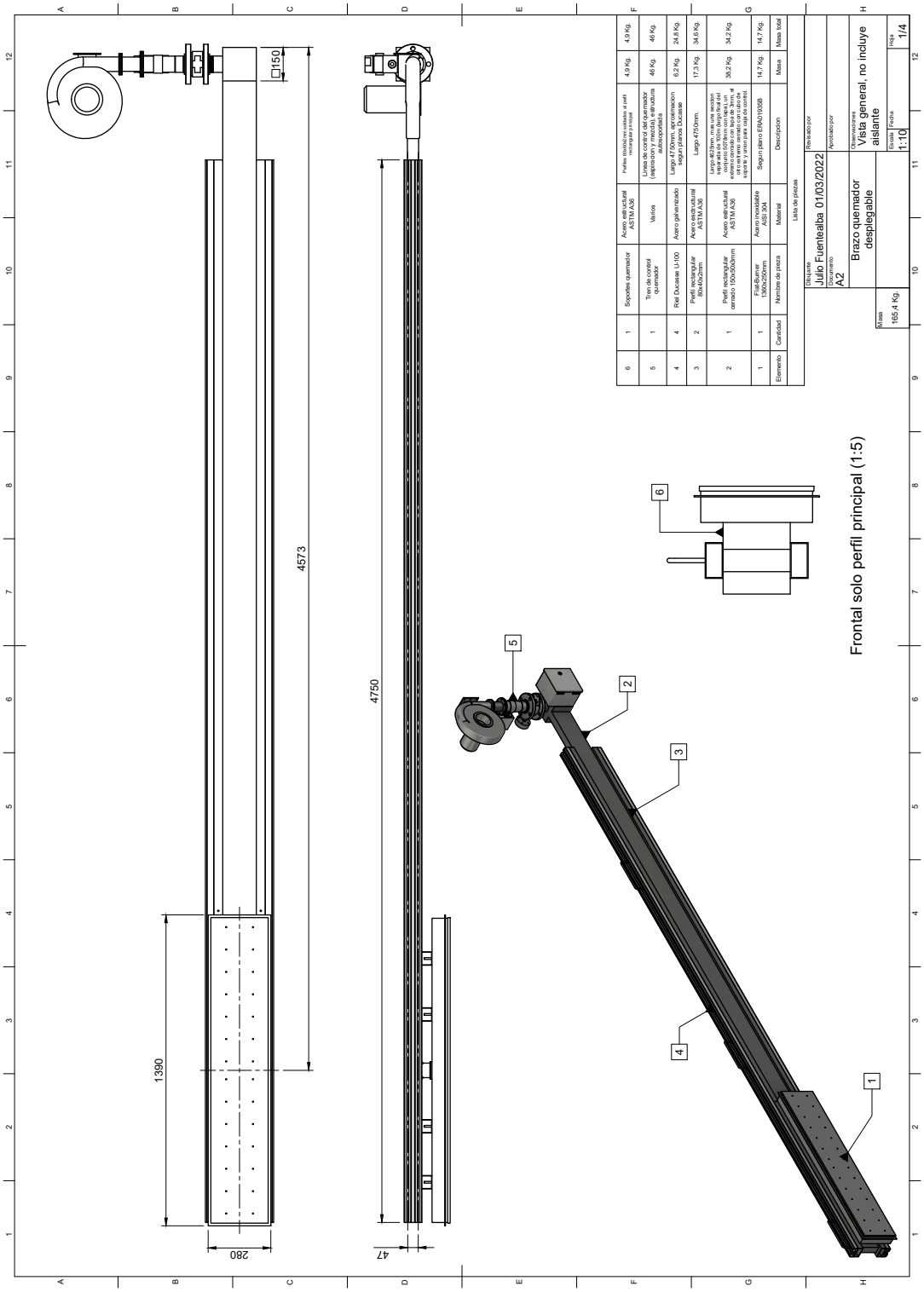


Figura A.28: Plano diseño final 1.

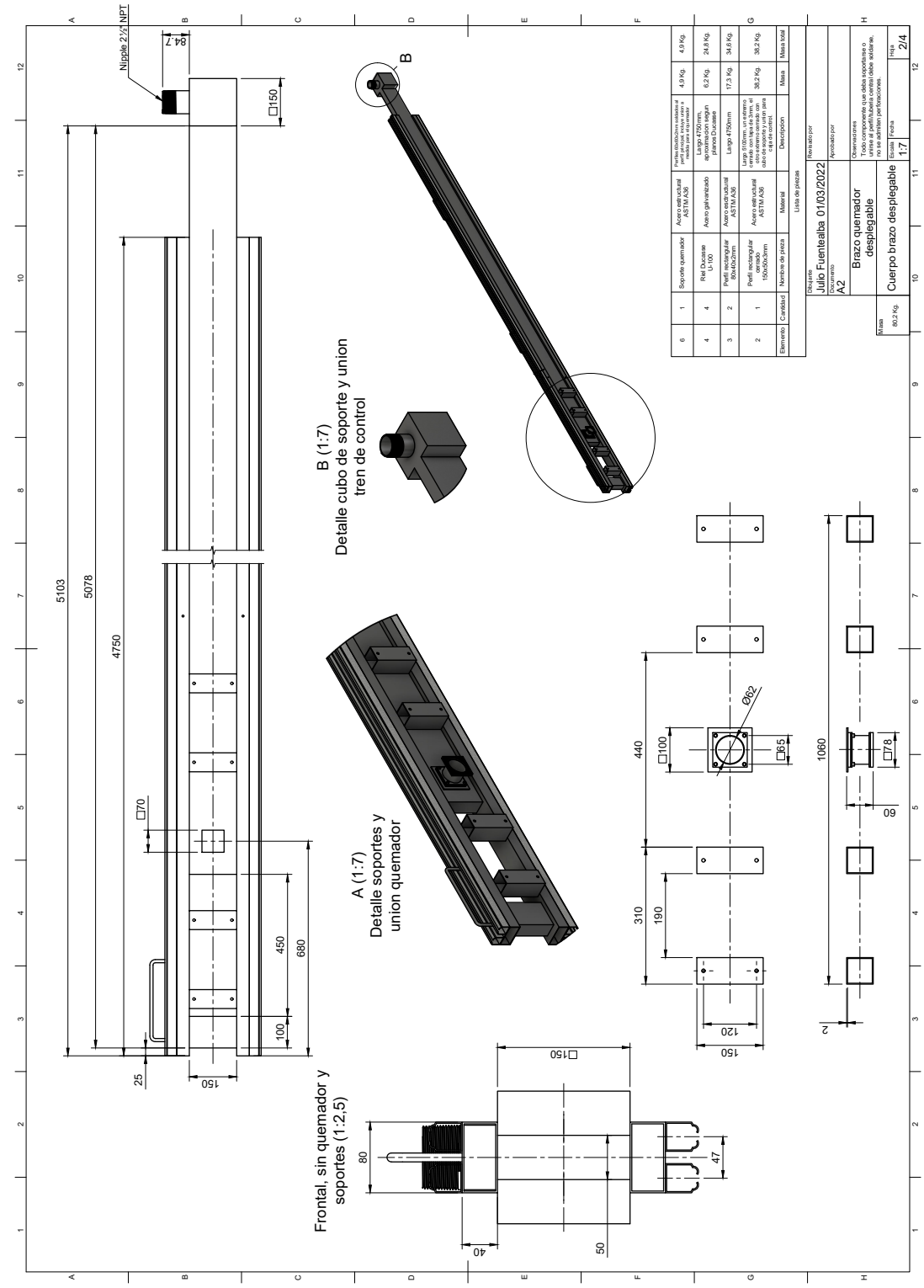


Figura A.29: Plano diseño final 2.

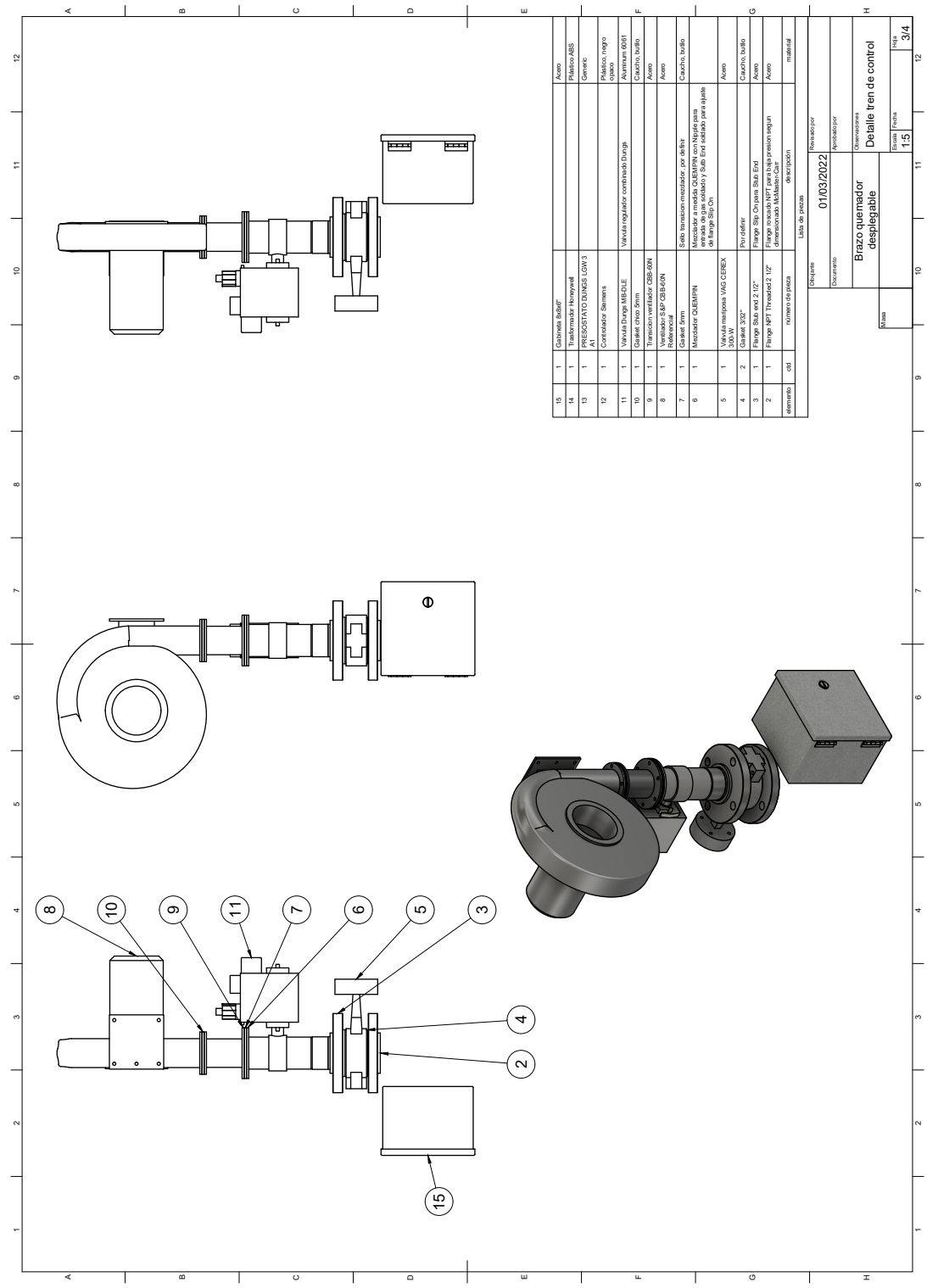


Figura A.30: Plano diseño final 3.

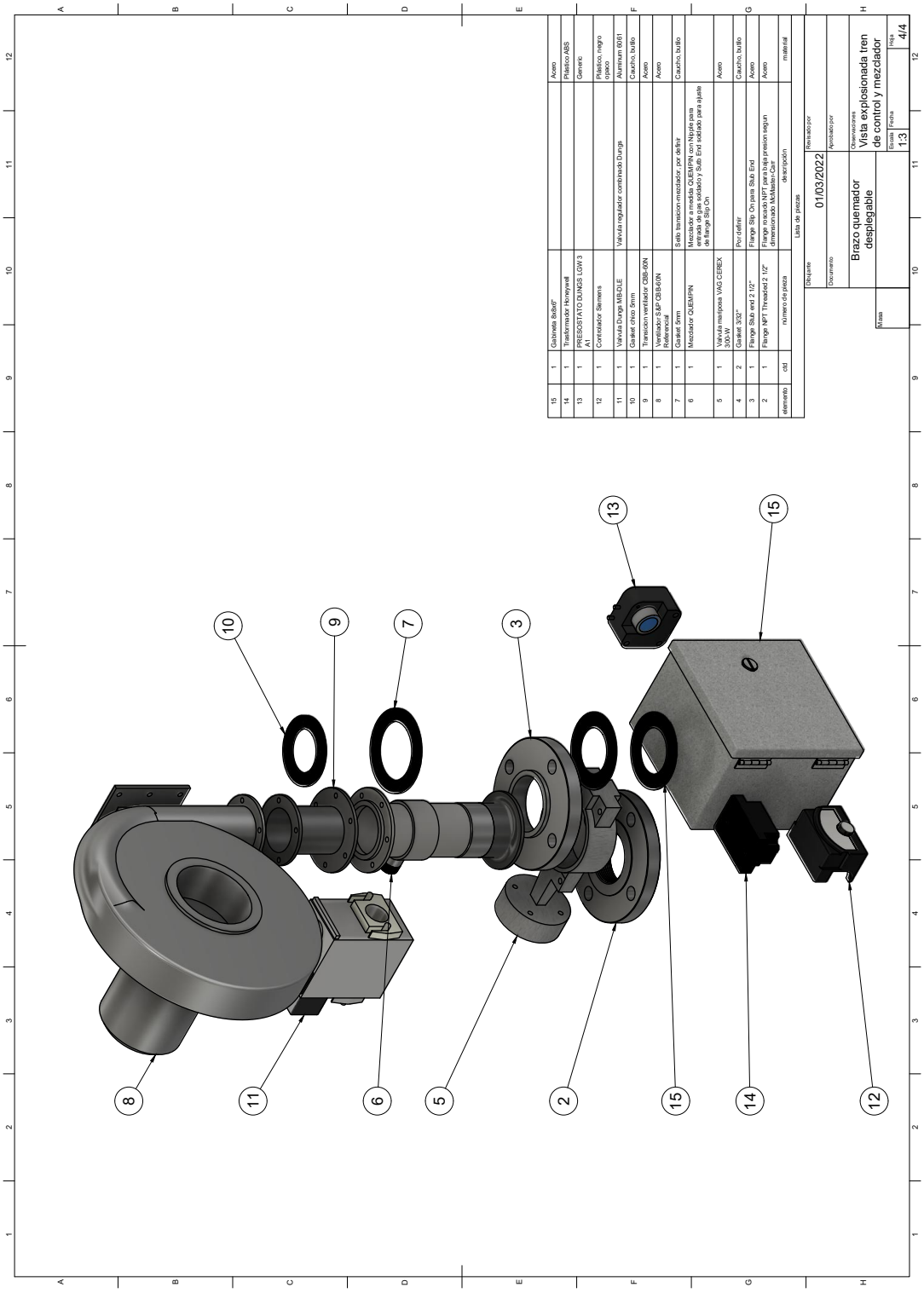


Figura A.31: Plano diseño final 4.

w