

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE UN QUEMADOR SEMI-INDUSTRIAL QUE OPERE CON
GAS LICUADO DE PETRÓLEO A NIVEL DE LIMA**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniera Mecánica

AUTORA:

Jasmine Yolanda Soto Jayo

ASESOR:

Freddy Jesús Rojas Chávez

Lima, Febrero, 2022

RESUMEN

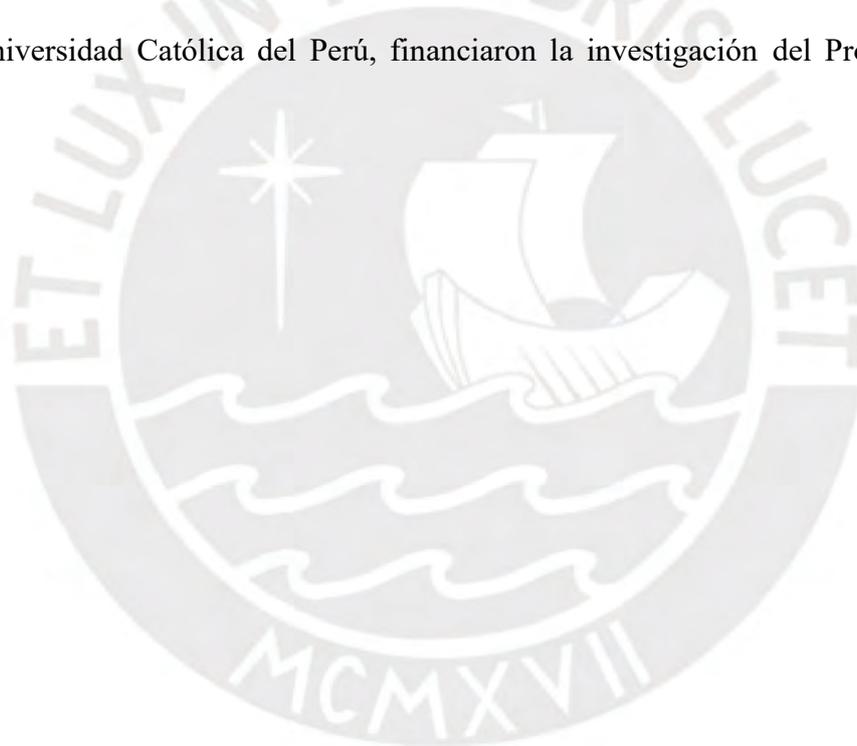
La presente tesis tiene como objetivo desarrollar un prototipo de quemador semi-industrial que trabaje en un rango de potencias de 3,2 a 4,7 kW con bajas presiones de operación entre 28 y 60 mbar de gas licuado de petróleo y alto rendimiento térmico a nivel de la ciudad de Lima. Actualmente, se pueden encontrar quemadores semi-industriales que no especifican la potencia de operación ni su rendimiento térmico. Es importante mencionar que se suelen utilizar estos quemadores con la válvula de gas completamente abierta dejando a los usuarios expuestos a accidentes, ya que los tanques de gas almacenan combustible a 6 barg aproximadamente. Las bases para desarrollar el prototipo de quemador parten del supuesto de que, variando la geometría de los quemadores se puede obtener rendimiento térmico mayor a 50% operando a bajas presiones. Al existir otras investigaciones relacionadas con quemadores, los cuales revelaban que los parámetros influyentes en el rendimiento del quemador son la geometría del mezclador, la cantidad y ángulo de salida de los puertos de la cabeza del quemador, se decidió utilizar esta información para desarrollar un prototipo para obtener el rendimiento térmico deseado. Además, para evaluar el rendimiento se seguirá la metodología propuesta por las normas NCh927/1 y GB16410. Adicionalmente, se evaluarán las emisiones producidas por el quemador mediante la norma NCh927/1 y se compararán con alguno de los quemadores de línea base. Los resultados fueron favorables en cuanto a la obtención del rendimiento térmico, ya que se alcanzaron rendimientos iguales o mayores al esperado, además el quemador prototipo puede operar en un rango de potencias de 3,2 a 4,8 kW para GLP y Gas Natural a bajas presiones, como son 28 mbar y 23 mbar, respectivamente. Finalmente, se concluye que la modificación de la geometría del mezclador y de la cabeza del quemador tuvo un efecto positivo sobre el rendimiento térmico obtenido. El obtener un rango de potencias a bajas presiones hace posible la implementación de un regulador de presión a la salida del gas combustible para evitar que el usuario opere el quemador con la válvula completamente abierta.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres y hermano por el constante apoyo a lo largo de esta carrera tan hermosa y por afrontar el reto junto a mí en cada etapa durante estos años.

Además, agradezco a los docentes de la sección de Ingeniería Mecánica por la constante ayuda y guía sobre la carrera. Asimismo, a mi asesor de tesis, el Ph.D. Freddy Rojas, por estar siempre dispuesto a resolver mis dudas y acompañarme en el desarrollo de esta tesis.

Finalmente, agradezco a la Dirección de Gestión de la Investigación (DGI), que a través de los Proyectos Concursables de Investigación Básica y Aplicada 465-DGI-2017 de la Pontificia Universidad Católica del Perú, financiaron la investigación del Profesor Freddy Rojas.



CONTENIDO

RESUMEN	i
AGRADECIMIENTOS	ii
CONTENIDO	iii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xiii
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVO GENERAL.....	3
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
ALCANCE.....	4
METODOLOGÍA.....	5
CAPITULO 1	7
MARCO TEÓRICO	7
1.1 Antecedente Bibliográfico.....	7
1.2 Normas Técnicas y Protocolos	8
1.3 Conceptos de combustión.....	8
1.3.1 Combustión.....	8
1.3.2 Combustión completa e incompleta.....	9
1.3.3 Combustión estequiométrica.....	10
1.3.4 Exceso y deficiencia de aire.....	10
1.4 Conceptos de mecánica de fluidos	10
1.4.1 Flujo laminar y flujo turbulento	10
1.4.2 Flujo sónico, subsónico y supersónico.....	11
1.5 Factores que afectan la estabilidad de la llama	13
1.5.1 Fenómeno de desprendimiento de llama.....	13

1.5.2	Retroceso de la llama	14
1.5.3	Índice de puntas amarillas.....	14
1.6	Quemador de pre-mezcla.....	15
1.6.1	Inyector	15
1.6.2	Mezclador.....	15
1.6.3	Cabeza del quemador	16
1.7	Combustibles gaseosos.....	16
1.7.1	Gas natural (GN).....	16
1.7.2	Gas licuado de petróleo (GLP).....	17
1.8	Intercambiabilidad de gases	18
1.9	Emisiones	19
CAPÍTULO 2.....		20
DISEÑO DE QUEMADORES DE PREMEZCLA		20
2.1	Parámetros de línea base	20
2.1.1	Quemadores Operando a Gas Natural.....	22
2.1.2	Quemadores Operando a GLP (Gas Licuado de Petróleo).....	23
2.1.3	Ensayo de cocina semi-industrial FADIC.....	24
2.1.4	Ensayo de rendimiento térmico de quemadores de línea base.....	24
2.1.5	Ensayo de emisiones de la cocina FADIC	26
2.2	Diseño del Inyector.....	27
2.3	Diseño del mezclador	33
2.4	Diseño de la cabeza del quemador	36
CAPÍTULO 3.....		39
METODOLOGÍA EXPERIMENTAL		39
3.1	Ensayo de Rendimiento Térmico	40

3.2	Ensayo de emisiones.....	44
3.3	Equipos e instrumentos.....	46
3.4	Distribución de la línea de gas.....	48
CAPÍTULO 4.....		50
RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....		50
4.1	Definición de parámetros	52
4.1.1	Tamaño del inyector.....	52
4.1.2	Resultado de distancia entre el inyector y el mezclador	57
4.2	Ensayo de rendimiento térmico	59
4.2.1	Ensayo de rendimiento térmico utilizando Gas Licuado de Petróleo (GLP).....	60
4.2.2	Ensayo de rendimiento térmico utilizando Gas Natural	66
4.2.3	Comparación del rendimiento térmico entre GLP y Gas Natural.....	73
4.3	Ensayo de emisiones.....	75
4.3.1	Ensayo de emisiones utilizando Gas Licuado de Petróleo (GLP)	75
4.3.2	Ensayo de emisiones utilizando Gas Natural.....	82
4.3.3	Comparación de los resultados de emisiones.....	89
4.4	Discusión de resultados	91
CONCLUSIONES		95
BIBLIOGRAFÍA		98
ANEXOS.....		101

ÍNDICE DE FIGURAS

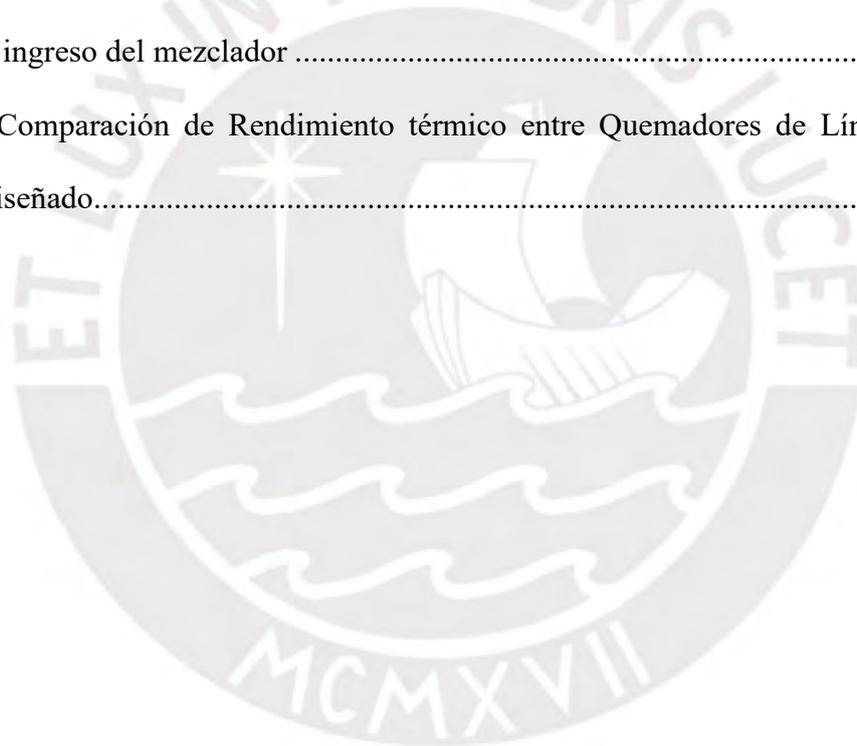
Figura 1.1 Esquema de velocidad promedio	11
Figura 1.2 Flujo subsónico y Flujo supersónico	12
Figura 1.3 Desprendimiento de llama	13
Figura 1.4 Retroceso de llama	14
Figura 1.5 Quemador de pre-mezcla.....	15
Figura 2.1 Quemador Q1	21
Figura 2.2 Quemador Q2	21
Figura 2.3 Quemador Q3 (Venturi)	21
Figura 2.4 Quemador Q4	21
Figura 2.5 Quemador Q5 (Venturi)	21
Figura 2.6 Quemador Q6	21
Figura 2.7 Quemador Q1 (Gas Natural)	22
Figura 2.8 Quemador Q2 (Gas Natural)	22
Figura 2.9 Quemador Q3 (Gas Natural)	22
Figura 2.10 Quemador Q4 (Gas Natural)	22
Figura 2.11 Quemador Q5 (Gas Natural)	22
Figura 2.12 Quemador Q6 (Gas Natural)	22
Figura 2.13 Quemador Q1 (GLP)	23
Figura 2.14 Quemador Q2 (GLP)	23
Figura 2.15 Quemador Q3 (GLP)	23
Figura 2.16 Quemador Q4 (GLP)	23
Figura 2.17 Quemador Q5 (GLP)	23
Figura 2.18 Quemador Q6 (GLP)	23
Figura 2.19 Cocina semi-industrial FADIC.....	24

Figura 2.20 Quemador de la cocina FADIC (Vista frontal)	24
Figura 2.21 Quemador de la cocina FADIC (Vista lateral)	24
Figura 2.22 Valores de coeficiente de descarga.....	31
Figura 3.1 Quemador manufacturado (Vista frontal)	40
Figura 3.2 Quemador manufacturado (Vista lateral)	40
Figura 3.3 Balanza utilizada en los ensayos	43
Figura 3.4 Recipiente de Pre calentamiento	43
Figura 3.5 Recipiente utilizado para el ensayo de rendimiento	43
Figura 3.6 Recipiente a utilizar durante el ensayo de emisiones	45
Figura 3.7 Tapa tipo campana.....	45
Figura 3.8 Medidor de flujo de gas (Flujómetro)	46
Figura 3.9 Manómetro digital (patrón)	46
Figura 3.10 Regulador de presión (GN y GLP).....	46
Figura 3.11 Cronómetro digital.....	46
Figura 3.12 Equipo analizador de gases KM9106 Quintox.....	47
Figura 3.13 Modelo del ticket impreso del equipo KM9106 Quintox.....	47
Figura 3.14. Diagrama P&ID del sistema de medición de gases combustibles.....	49
Figura 4.1 Esquema del banco de ensayos.....	50
Figura 4.2 Altura (h) entre la base de la olla y la cabeza del quemador	51
Figura 4.3 Prueba de inyector N° 1 utilizando GLP	53
Figura 4.4 Prueba de inyector N° 2 utilizando GLP	53
Figura 4.5 Prueba de inyector N° 3 utilizando GLP	53
Figura 4.6 Prueba de inyector N° 4 utilizando GLP	53
Figura 4.7 Prueba de inyector N° 5 utilizando GLP	53
Figura 4.8 Prueba de inyector N° 1 utilizando Gas Natural	55

Figura 4.9 Prueba de inyector N° 2 utilizando Gas Natural	55
Figura 4.10 Prueba de inyector N° 3 utilizando Gas Natural	55
Figura 4.11 Prueba de inyector N° 4 utilizando Gas Natural	55
Figura 4.12 Prueba de inyector N° 5 utilizando Gas Natural	55
Figura 4.13 Esquema de distancia entre el mezclador e inyector	57
Figura 4.14 Regulación de distancia entre el mezclador e inyector	57
Figura 4.15 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°1 (GLP).....	58
Figura 4.16 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°2 (GLP).....	58
Figura 4.17 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°3 (GLP).....	58
Figura 4.18 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°4 (GLP).....	58
Figura 4.19 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°5 (GLP).....	58
Figura 4.20 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°6 (GLP).....	58
Figura 4.21 Quemador diseñado durante el precalentamiento.....	59
Figura 4.22 Rendimiento térmico vs. Altura “h” (Pg = 28 mbar, GLP).....	61
Figura 4.23 Rendimiento térmico vs. Presión del gas (h = 25 mm, GLP).....	62
Figura 4.24 Rendimiento térmico vs. Potencia del gas (h = 25 mm, GLP).....	62
Figura 4.25 Potencia del gas vs. Presión del gas (h = 25 mm, GLP).....	63
Figura 4.26 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 28 mbar, h = 20 mm, GLP).....	64
Figura 4.27 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 28 mbar, h = 25 mm, GLP).....	64
Figura 4.28 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 28 mbar, h = 30 mm, GLP).....	64
Figura 4.29 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 40,1 mbar, h = 25 mm, GLP).....	65
Figura 4.30 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 60 mbar, h = 25 mm, GLP).....	65
Figura 4.31 Rendimiento térmico vs. Altura “h” (Pg = 23 mbar, Gas Natural)	68
Figura 4.32 Rendimiento térmico vs. Altura “h” (Pg = 34,4 mbar, Gas Natural)	69
Figura 4.33 Rendimiento térmico vs. Presión del gas (h = 25 mm, Gas Natural)	69

Figura 4.34 Rendimiento térmico vs. Potencia del gas (h = 25 mm, Gas Natural)	70
Figura 4.35 Potencia del gas vs. Presión del gas (h = 25 mm, Gas Natural).....	71
Figura 4.36 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 23 mbar, h = 25 mm, Gas Natural).....	72
Figura 4.37 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 23 mbar, h = 30 mm, Gas Natural).....	72
Figura 4.38 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 23 mbar, h = 35 mm, Gas Natural).....	72
Figura 4.39 Ensayo de rendimiento térmico (Pg = 34,4 mbar, h = 25mm, Gas Natural).....	73
Figura 4.40 Rendimiento térmico vs. Presión del gas (h = 25 mm, GLP, Gas Natural)	74
Figura 4.41 Potencia del gas vs. Presión del gas (h = 25 mm, GLP, Gas Natural)	75
Figura 4.42 Emisión de NOX vs Pg (GLP)	77
Figura 4.43 Emisión de CXHY vs Pg (GLP)	78
Figura 4.44 Emisión de CO vs Pg (GLP)	78
Figura 4.45 % (CO)N vs Pg (GLP).....	79
Figura 4.46 Emisión de NOX vs Altura “h” (28 y 60 mbar, GLP).....	80
Figura 4.47 Emisión de CXHY vs. Altura “h” (28 y 60 mbar, GLP).....	80
Figura 4.48 Emisión de CO vs Altura “h” (28 y 60 mbar, GLP)	81
Figura 4.49 % (CO)N vs. Altura “h” (28 y 60 mbar, GLP).....	82
Figura 4.50 Emisión de NOX vs Pg (Gas Natural).....	84
Figura 4.51 Emisión de CXHY vs Pg (Gas Natural).....	85
Figura 4.52 Emisión de CO vs Pg (Gas Natural)	85
Figura 4.53 % (CO)N vs Pg (Gas Natural)	86
Figura 4.54 Emisión de NOX vs Altura “h” (23 y 34 mbar, Gas Natural).....	87
Figura 4.55 Emisión de CXHYvs Altura “h” (23 y 34 mbar, Gas Natural)	87
Figura 4.56 Emisión de CO vs Altura “h” (23 y 34 mbar, Gas Natural).....	88
Figura 4.57 % (CO)N vs Altura “h” (23 y 34 mbar, Gas Natural)	89
Figura 4.58 % (CO)N vs. Potencia (GLP)	90

Figura 4.59 % (CO)N vs. Potencia (Gas Natural).....	90
Figura 4.60 Comparación de Rendimiento térmico entre Quemadores según Ángulo de salida de los puertos	91
Figura 4.61 Comparación de Rendimiento térmico entre Quemadores según la Altura “h” ...	92
Figura 4.62 Comparación de Rendimiento térmico entre Quemadores según Diámetro de puertos del quemador	93
Figura 4.63 Comparación de Emisiones entre Quemadores según Diámetro de puertos del quemador.....	93
Figura 4.64 Flujo másico de aire de acuerdo al Flujo másico de mezcla aire-combustible según geometría de ingreso del mezclador	94
Figura 4.65 Comparación de Rendimiento térmico entre Quemadores de Línea Base y el Quemador Diseñado.....	94



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Propiedades del Gas Natural (GN)	17
Tabla 1.2 Propiedades del Gas licuado de petróleo (GLP).....	18
Tabla 2.1 Dimensiones de los quemadores ensayados	20
Tabla 2.2 Datos de ensayos.....	25
Tabla 2.3 Emisiones cocina FADIC variando la presión del GLP (h = 38 mm)	27
Tabla 2.4 Emisiones cocina FADIC variando la presión del Gas Natural (h = 38 mm)	27
Tabla 2.5 Parámetros de diseño del inyector	32
Tabla 2.6 Parámetros de diseño del mezclador.....	36
Tabla 2.7 Parámetros de diseño de la cabeza del quemador.....	38
Tabla 3.1 Valores de las variables a utilizar en los ensayos	43
Tabla 3.2 Porcentaje de CO ₂ en los productos de combustión neutra	45
Tabla 3.3 Características de los instrumentos de medición	47
Tabla 3.4 Especificación técnica del analizador de gases KM9106 Quintox	48
Tabla 4.1 Pruebas de inyectores utilizando GLP	52
Tabla 4.2 Pruebas de inyectores utilizando Gas Natural	54
Tabla 4.3 Variación de la distancia entre el inyector y el mezclador (GLP).....	57
Tabla 4.4 Rendimiento térmico variando “h” (P _g = 28 mbar, GLP).....	60
Tabla 4.5 Rendimiento térmico variando la presión (h = 25 mm, GLP)	61
Tabla 4.6 Rendimiento térmico variando “h” (P _g = 23 mbar, Gas Natural)	66
Tabla 4.7 Rendimiento térmico variando “h” (P _g = 24,8 mbar, Gas Natural)	67
Tabla 4.8 Rendimiento térmico variando “h” (P _g = 26,5 mbar, Gas Natural)	67
Tabla 4.9 Rendimiento térmico variando “h” (P _g = 30,4 mbar, Gas Natural)	67
Tabla 4.10 Rendimiento térmico variando “h” (P _g = 34,4 mbar, Gas Natural)	67
Tabla 4.11 Emisiones variando la presión del GLP (h = 20 mm)	76

Tabla 4.12 Emisiones variando la presión del GLP (h = 25 mm)	76
Tabla 4.13 Emisiones variando la presión del GLP (h = 30 mm)	76
Tabla 4.14 Emisiones variando la presión del GLP (h = 35 mm)	76
Tabla 4.15 Emisiones variando la presión del Gas Natural (h = 20 mm).....	82
Tabla 4.16 Emisiones variando la presión del Gas Natural (h = 25 mm).....	83
Tabla 4.17 Emisiones variando la presión del Gas Natural (h = 30 mm).....	83
Tabla 4.18 Emisiones variando la presión del Gas Natural (h = 35 mm).....	83



LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}_g	:	Flujo másico del gas combustible (kg/s)
P_q	:	Potencia requerida en el quemador (kW)
PCI	:	Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)
P_c	:	Ratio de presión crítica
k	:	Relación de calores específicos de gas
RP	:	Relación de presiones
P_{atm}	:	Presión atmosférica (mbar)
P_A	:	Presión absoluta del gas (mbar)
T_{amb}	:	Temperatura ambiente (K)
z	:	Altura sobre el nivel del mar (m)
P_g	:	Presión manométrica del gas correspondiente (mbar)
\dot{V}_g	:	Caudal de gas combustible (l/min)
\bar{R}	:	Constante universal del gas (J/mol.K)
T_g	:	Temperatura del gas combustible a la entrada del inyector (K)
MW_g	:	Peso Molecular del combustible (kg/kmol)
\dot{V}_{gs}	:	Caudal del gas combustible estándar (l/min)
T_s	:	Temperatura ambiental estándar (K)
P_s	:	Presión ambiental estándar (mbar)
A_e	:	Área de salida del inyector (mm ²)
M_e	:	Numero de Mach
C_e	:	Velocidad del sonido del combustible a la salida del inyector (m/s)
T_e	:	Temperatura del gas combustible a la salida del inyector (K)
ρ_e	:	Densidad del gas combustible a la salida del inyector (kg/m ³)
C_d	:	Coefficiente de descarga
d_i	:	Diámetro de salida del inyector (mm)
RAC_v	:	Relación aire-gas combustible volumétrica
r_{ar}	:	Relación de arrastre
s	:	Densidad relativa del gas combustible
D_t	:	Diámetro de la garganta del mezclador (mm)
L_t	:	Longitud de la tobera convergente o Venturi (mm)
L_d	:	Longitud de la tobera divergente o difusor (mm)

D_p	:	Diámetro de puerto de la llama (mm)
A_p	:	Área del puerto de la llama (mm ²)
d_p	:	Diámetro de puerto de salida de la llama (mm)
N_p	:	Número de puertos
η	:	Rendimiento Térmico (%)
E_{agua}	:	Energía consumida por el agua (kJ)
E_{gas}	:	Energía entregada por el gas combustible (kJ)
m_{agua}	:	Masa de agua (kg)
u_f	:	Energía interna del agua al final del proceso del calentamiento (kJ/kg)
u_i	:	Energía interna del agua al inicio del proceso del calentamiento (kJ/kg)
C_{agua}	:	Calor Específico de agua (kJ/kg°C)
T_i	:	Temperatura Inicial del agua (°C)
T_f	:	Temperatura Final del agua (°C)
t_a	:	Tiempo requerido para calentar el agua (s)
V	:	Volumen del gas consumido (m ³)
P	:	Potencia del quemador (kW)
h	:	Altura entre la base de la olla y la cabeza del quemador (mm)
$\%(\text{CO})_N$:	Monóxido de carbono neutro (%)
$\%(\text{CO}_2)_N$:	Dióxido de carbono neutro (%)
NO_X	:	Óxidos de nitrógeno (ppm)
$\frac{\text{CO}}{\text{CO}_2}$:	Proporción de CO entre CO ₂
CO	:	Monóxido de carbono (ppm)
C_XH_Y	:	Hidrocarburos (ppm)

INTRODUCCIÓN

En los últimos años se ha encontrado fuentes de energía alternativa como lo son los combustibles fósiles, según estudios realizados por la Agencia Internacional de la Energía (2014) el consumo de combustibles fósiles ha ido incrementando hasta alcanzar casi el 80% de la energía consumida en el Perú. Esto trae como resultado un impacto ambiental en la calidad del aire y como consecuencia un problema en la salud de los pobladores.

Tanto el gas licuado de petróleo (GLP) como el gas natural son usados para la cocción de alimentos, el calentamiento de agua y sistemas de calefacción. Según el Instituto Nacional de Estadística e Informática (2020), el 89,9% de los hogares del Perú tiene cocina a gas y en los últimos 10 años se incrementó en 10% (aproximadamente) la cantidad de hogares en Lima que utilizan gas para cocinar. Actualmente en Perú se ofrecen distintos modelos de cocinas semi-industriales con diferentes tipos de quemadores, sin embargo, no especifican la potencia entregada por las cocinas. En los comercios, como los restaurantes, los usuarios utilizan estas cocinas a una presión de operación por encima de los 3 barg, es decir, a alta presión, regulándola con una válvula de aguja, sin interesar la eficiencia ni las emisiones, ya que en el Perú no hay norma que lo regule.

El mercado peruano ofrece cocinas semi-industriales de bajo rendimiento térmico, es decir, menor o igual a 45 % de rendimiento térmico al utilizar GLP como combustible, y no está indicado en sus datos técnicos; esto se ve reflejado en el color amarillo de la llama por la combustión incompleta y como resultado consume más combustible del que debería. Investigadores han buscado mejorar la eficiencia de las cocinas semi-industriales, como resultado de sus investigaciones han descubierto que existen diversos factores que pueden afectar la combustión de la mezcla aire-combustible.

Una investigación en Tailandia reveló que la cantidad de puertos en el quemador y el ángulo de salida de estos, son los parámetros influyentes en el funcionamiento del quemador

(Aroonjatham & Suttikiat, 2015). Asimismo, una investigación llevada a cabo en México mostró las ventajas de un mezclador de entrada cónica con respecto a un mezclador de entrada cilíndrica al mejorarse la cantidad de aire arrastrado y producirse uniformidad en la composición de la premezcla (Lagarza, Vicente, Salinas, González, & Sanchez, 2009). Otra investigación en la India reveló que modificaciones en la boquilla del inyector puede mejorar la eficiencia de la cocina y reducir la cantidad de hollín producida (Basu, Saha, Ganguly, & Datta, 2008).

Como propuesta de solución se propone variar la cantidad de puertos del quemador, la geometría del mezclador y el diámetro del inyector, de modo que se logre la potencia de 3,75 kW. En el presente documento se tendrán en cuenta los conceptos de termodinámica y mecánica de fluidos para poder obtener el valor de los parámetros a variar. Se realizarán cálculos para hallar la velocidad del combustible a la salida del inyector para poder hallar el diámetro de salida y la longitud de este. También se harán cálculos de la velocidad del combustible en el mezclador para determinar su geometría. Por último, se harán cálculos termodinámicos para obtener la potencia entregada por los combustibles y la eficiencia del quemador.

Esta investigación tiene como fin que los usuarios de cocinas semi-industriales se beneficien al tener una cocina con mayor eficiencia. Además, se desea que el manejo de las cocinas sea menos riesgoso para los usuarios, ya que estos tienden a trabajar con la válvula del tanque de gas completamente abierta, el cual almacena el gas combustible a altas presiones (6 barg) y no se regula apropiadamente porque no existe un regulador. Se obtendrá un beneficio económico para los usuarios, ya que al mejorar la combustión se utilizará menor cantidad de combustible, ya sea gas natural o gas licuado de petróleo (GLP). Por último, se cuantificará las cantidades de emisiones de NO_x , CO, Hidrocarburos (C_xH_y) y $\%(\text{CO})_N$, los cuales son los principales contaminantes presentes en la combustión.

OBJETIVO GENERAL

El objetivo general del presente trabajo de investigación es diseñar energéticamente y evaluar experimentalmente un prototipo de quemador de cocina semi-industrial a nivel de Lima, que trabaje en un rango de potencias de 3,2 - 4,7 kW y que logre un rendimiento térmico mayor o igual a 50% cuando utilice como combustible gas licuado de petróleo (GLP) a bajas presiones de operación entre 28 y 60 mbar.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer un procedimiento de ensayo para las pruebas de rendimiento térmico y emisiones a realizar a quemadores de cocina semi-industrial del mercado peruano, así como al quemador diseñado.
- Definir el procedimiento de cálculo para determinar las características geométricas del quemador.
- Determinar la eficiencia térmica y emisiones de quemadores de cocina semi-industrial del mercado peruano como parámetro de línea base.
- Determinar la potencia, el rendimiento térmico y emisiones del quemador prototipo cuando opere con Gas Natural y con GLP para analizar la data obtenida y las tendencias.

ALCANCE

Para alcanzar los objetivos propuestos previamente, el trabajo de investigación consiste en el diseño energético de un quemador semi-industrial que funcione en un rango de presiones de 28 a 60 mbar de presión de GLP y que alcance potencias entre 3,2 y 4,7 kW. Para alcanzar un rendimiento térmico mayor a 50%, se realizará el diseño energético de la cabeza de quemador y mezclador, también se determinará el diámetro del inyector óptimo para alcanzar las potencias mencionadas. Cabe mencionar que no se realizará el diseño estructural del quemador y para el diseño energético no se tomará en cuenta la formación de contaminantes, debido a que la problemática identificada se centra en el rango de presiones y potencias a las que se utilizan los quemadores semi-industriales. Asimismo, no se monitoreará el flujo de aire real que ingresa al mezclador debido a que no es un parámetro de control considerado en el presente trabajo de investigación. Se realizarán planos de despiece y ensamble del quemador diseñado para ser enviados a fabricación. Se incluyen ensayos de rendimiento térmico y emisiones del quemador diseñado operando con GLP, y también, ensayos de rendimiento térmico y emisiones con gas natural en un rango de presiones de 23 a 34 mbar, las variables de los ensayos serán la presión del gas y altura entre la cabeza del quemador y recipiente. Asimismo, se incluyen pruebas de rendimiento térmico y emisiones a quemadores que se comercializan en el mercado peruano para comparación de resultados. Se presentarán los resultados obtenidos en tablas y figuras que faciliten el análisis de dichos resultados.

METODOLOGÍA

El presente documento incluye investigaciones previas, protocolos y normas técnicas relacionadas al estudio de cocinas semi-industriales que utilizan como combustible gas natural y gas licuado de petróleo. Además, el marco teórico nos da un panorama sobre quemadores de pre-mezcla y fundamentos teóricos sobre esta, lo que nos dará paso a desarrollar un procedimiento de ensayo para las pruebas de rendimiento térmico y emisiones.

Para tener una idea de cuanto es el rendimiento térmico de quemadores existentes en el mercado peruano, se realizará la compra de una cocina semi-industrial y de distintos quemadores semi-industriales para luego realizar ensayos que permitan determinar el rendimiento térmico de cada quemador. Los ensayos tendrán como referencia la norma técnica chilena NCh927/1 y la norma GB 16410, elaborada por “*The Standardization Administration of the People’s Republic of China*”, para determinar el rendimiento térmico de los quemadores, dichos ensayos serán realizados en el banco de ensayos del laboratorio “0” de la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP (Pontificia Universidad Católica del Perú).

Las fuentes descritas ayudaran a desarrollar un procedimiento de cálculo que permita determinar la geometría del nuevo diseño del quemador semi-industrial. El cálculo del mezclador se realizará siguiendo las recomendaciones de J. Álvarez & F. Rojas (2016) y de bibliografía especializada (libros) sobre quemadores para favorecer la turbulencia de la mezcla aire-combustible dentro del mezclador, el cual podría influir en el incremento de la eficiencia del quemador. Los cálculos del diseño del quemador semi-industrial se realizará con ayuda de los programas Mathcad y Excel (Capítulo 3).

A continuación, con los datos de la geometría del quemador semi-industrial, se procederá a elaborar los planos con ayuda de los programas AutoCAD y Autodesk Inventor. Estos planos serán entregados a una empresa de servicios para que sean fabricados mediante mecanizado y luego se procederá a realizar los ensayos respectivos en el laboratorio.

Se utilizará el banco de ensayos del laboratorio “0” de la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP (Pontificia Universidad Católica del Perú) para realizar los ensayos al quemador diseñado. Además, los instrumentos que se utilizarán serán termocuplas, flujómetros, cronómetros, manómetros, reguladores de presión, un sensor ambiental, un registrador de datos, una olla de 32 cm de diámetro para los ensayos de eficiencia, una olla de 22 cm de diámetro para el precalentamiento de la olla y los ensayos de emisiones, y una campana que ayudará a medir las emisiones en la combustión. Todos los instrumentos serán previamente calibrados. Asimismo, se hará uso de un armazón de cocina semi-industrial, el cual se adaptará para poder colocar y ensayar el quemador semi-industrial fabricado. Estos ensayos de eficiencia térmica del nuevo quemador fabricado estarán basados en la norma técnica chilena NCh927/1 y en la norma china GB 16410. Se realizará ensayos repetidos para verificar la correcta toma de datos. Luego de obtener la data se procederá a analizar y comparar los resultados con respecto a los parámetros de línea base, con el fin de obtener un diseño que aproveche mejor el gas combustible.

En caso difieran de los resultados experimentales de los resultados teóricos, se procederá a replantear los cálculos o la validez de la norma para considerar el efecto de otros factores que pudieran afectar los resultados.

CAPITULO 1

MARCO TEÓRICO

1.1 Antecedente Bibliográfico

Se realizó una investigación en Tailandia sobre los efectos en la eficiencia de un quemador de cocina de GLP a alta presión, se determinó que los parámetros influyentes en el funcionamiento del quemador fueron la cantidad de puertos y el ángulo de salida de estos (Aroonjatham & Suttikiat, 2015).

Se realizó otra investigación en la India donde el objetivo fue mejorar la eficiencia térmica de las cocinas domésticas, se determinó que existen otros parámetros que influyen en la eficiencia. Estos parámetros son el diámetro del recipiente que se utilizó para hacer el test y la distancia que existía entre el recipiente y el quemador (Agarwal, Anand, & Gupta, 2015).

La siguiente investigación realizada en la India fue sobre la mejora de cocinas GLP a través de modificaciones del quemador y boquilla del inyector. Se descubrió que a mayor diámetro de los puertos es mayor la eficiencia térmica obtenida, y a menor diámetro en la boquilla del inyector se obtuvo una mejor eficiencia. Además con una mejora de la eficiencia del quemador se obtuvo menor cantidad de gases contaminantes y se redujo la cantidad de hollín (Basu et al., 2008).

En Colombia se realizó una investigación sobre los quemadores que utilizaban gas natural como combustible, donde se concluyó que el exceso de aire tiene una influencia negativa en la temperatura máxima de los productos, también se determinó que el precalentamiento del aire tiene una influencia positiva en dicha temperatura. Si se obtenía una mayor temperatura en los productos a la salida del quemador, sería un indicativo de una mayor eficiencia del equipo. Estos factores mencionados fueron los factores más influyentes en el aspecto ambiental y energético del proceso (Serrano & Carranza, 2005).

Estos estudios han sido realizados en otros países donde las condiciones ambientales no son las mismas que en Perú. Para las pruebas experimentales se realizó el test de hervir agua para determinar el consumo del combustible y el calor obtenido por este, con ayuda de este test se determinó la eficiencia energética de las cocinas (Basu et al., 2008).

1.2 Normas Técnicas y Protocolos

Se tendrá como referencia las siguientes normas para la metodología de los ensayos de rendimiento térmico y emisiones:

- Norma Técnica Chilena: NCh927/1 Artefactos de uso doméstico para cocinar, que utilizan combustibles gaseosos – Parte 1: Requisitos generales de fabricación y métodos de ensayo.
- Norma Técnica China: GB 16410 National Standard of the People's Republic of China.

1.2.1 NCh927/1

El objetivo de esta norma es definir características para fabricación y funcionamiento de los artefactos para cocinar, de uso doméstico, que utilizan combustibles gaseosos; asimismo, define las técnicas de ensayo, marcas e instrucciones que deben acompañarlo (Instituto Nacional de Normalización-CHILE, 2001).

1.2.2 GB 16410

Esta norma especifica los términos y definiciones, clasificación, requerimientos, métodos de ensayo, reglas de inspección, empaque, transporte y almacenamiento de aparatos domésticos de cocina a gas (The Standardization Administration of the People's Republic of China, 2006).

1.3 Conceptos de combustión

1.3.1 Combustión

La combustión es una reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía.

Para que se produzca la combustión, deben existir los siguientes elementos:

- **Combustible:** Es cualquier material que puede quemarse para liberar energía. Los combustibles conocidos, en su mayoría, se componen principalmente de hidrógeno y carbono, por lo que reciben el nombre de combustible hidrocarburo y su fórmula general es $C_n H_m$. Estos combustibles existen en todas las fases (sólido, líquido y gaseoso).
- **Comburente:** Es el componente que reacciona con el combustible para realizar la combustión. El oxidante utilizado con mayor frecuencia es el aire, ya que es gratis y se consigue fácilmente. El aire seco está compuesto por 20,9 por ciento de oxígeno, 78,1 por ciento de nitrógeno, 0,9 por ciento de argón y pequeñas cantidades de dióxido de carbono, helio, neón e hidrógeno (Cengel & Boles, 2011).

Para que se lleve a cabo la combustión no solo deben estar en contacto los elementos mencionados, también es necesario que el combustible se lleve por encima de su temperatura de ignición. Además, las proporciones del combustible y del aire deben tener la proporción adecuada para que comience la combustión (Cengel & Boles, 2011).

1.3.2 Combustión completa e incompleta

Las ecuaciones químicas se balancean siguiendo el principio de la conservación de la masa, es decir, la masa total de cada elemento en el lado derecho de la ecuación química (productos) debe ser igual a la masa total de ese elemento en el lado izquierdo de la ecuación química (reactivos) aun cuando dichos elementos existan en compuestos químicos distintos a los reactivos y productos.

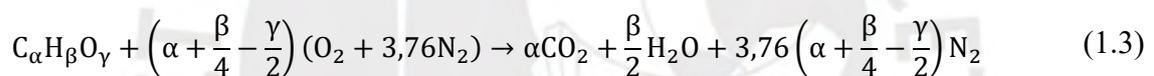
Se denomina combustión completa si todo el carbono se transforma en CO_2 , todo el hidrogeno en H_2O y todo el azufre (si lo hay) en SO_2 . Es decir, todos los componentes del combustible se queman durante la combustión completa. Por el contrario, se denomina combustión incompleta si los productos de combustión contienen algo de combustible o componentes no quemados, como C, H_2 , CO, o bien OH.

La combustión incompleta puede deberse a diversos factores, la razón más obvia sería oxígeno insuficiente, sin embargo, también puede ocurrir la combustión incompleta aun cuando en la cámara de combustión hay más oxígeno del necesario para la combustión completa. Esto puede deberse a una mezcla insuficiente en la cámara de combustión durante el poco tiempo que el oxígeno y el combustible quedan en contacto (Cengel & Boles, 2011).

1.3.3 Combustión estequiométrica

El aire teórico o estequiométrico es la cantidad mínima necesaria de aire para que se dé la combustión completa de un combustible, es así que cuando un combustible se quema por completo con el aire teórico, no estará presente el oxígeno sin combinar en el producto de los gases. El proceso de combustión ideal donde el combustible se quema por completo con el aire teórico se denomina combustión estequiométrica de ese combustible (Cengel & Boles, 2011).

La forma general se expresa así:



1.3.4 Exceso y deficiencia de aire

Los procesos de combustión reales emplean una mayor cantidad de aire comparada con la cantidad de aire estequiométrica para poder aumentar las oportunidades de combustión completa o para controlar la temperatura de la cámara de combustión. Esta cantidad adicional de aire se denomina exceso de aire. La cantidad de exceso de aire suele expresarse en términos del aire estequiométrico como exceso de aire porcentual o aire teórico porcentual. Sin embargo, cuando la cantidad de aire utilizada en el proceso de combustión es menor que la cantidad de aire estequiométrica se denomina deficiencia de aire (Cengel & Boles, 2011).

1.4 Conceptos de mecánica de fluidos

1.4.1 Flujo laminar y flujo turbulento

Los reactivos que se inyectan en el quemador pueden ser del tipo laminar o turbulento, y esto modifica significativamente el desarrollo de la combustión.

Se dice que un régimen de flujo es laminar cuando las líneas de corriente son suaves y el movimiento es sumamente ordenado (Cimbala & Çengel, 2006). Cuando el aire y el combustible tienen un número de Reynolds bajo, inferior a 2000, se dice que son de flujo laminar. La mezcla de estos en flujo laminar dan paso a una llama laminar y se presenta comúnmente en quemadores físicamente pequeños (Brizuela & Romano, 2003).

Se denomina régimen turbulento cuando el fluido tiene fluctuaciones de velocidad y movimiento desordenado. El número de Reynolds en donde el flujo se vuelve turbulento se denomina número de Reynolds crítico y el valor generalmente aceptado en una tubería circular es 2300 (Cimbala & Çengel, 2006). En régimen turbulento el transporte de calor y masa es mucho más efectivo, la llama es más corta, su forma es fluctuante, se genera ruido y principalmente la velocidad de quemado es mucho mayor porque el frente de la llama tiene mayor superficie (Martinez, 1992).

El número de Reynolds depende de las fuerzas inerciales y fuerzas viscosas, es por ello que dependerá de la velocidad de flujo promedio, diámetro de la tubería y viscosidad cinemática del fluido. La velocidad de flujo promedio se define como la rapidez de avance de fluido promedio a través de una sección transversal (Cimbala & Çengel, 2006).

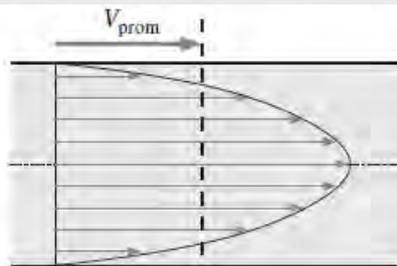


Figura 1.1 Esquema de velocidad promedio

Tomado de “*Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones*” (Cimbala & Çengel, 2006)

1.4.2 Flujo sónico, subsónico y supersónico

Un parámetro relevante a mencionar es la velocidad del sonido, ya que a partir de este parámetro se podrá definir el tipo de flujo con el que cuenta el fluido. Luego del análisis de un sistema de volumen de control, se concluye que la velocidad del sonido depende solamente de

la temperatura del gas. Un segundo parámetro relevante a mencionar es el número de Mach, ya que es el cociente entre la velocidad real del fluido y la velocidad del sonido del mismo fluido, en el mismo estado.

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (1.4)$$

Donde

V = Velocidad real del fluido, m/s

c = Velocidad del sonido del fluido, m/s

En dispositivos como toberas y difusores, las características numéricas del flujo pueden variar en la dirección del flujo, y este puede ser aproximado con buena exactitud como un flujo isentrópico unidimensional, es decir, sus propiedades se pueden considerar constantes en una sección perpendicular a la dirección del flujo. Los parámetros y variables solo cambian en la dirección del flujo. Los tipos de flujos son: Flujo subsónico ($Ma < 1$), Flujo sónico ($Ma = 1$) y Flujo supersónico ($Ma > 1$).

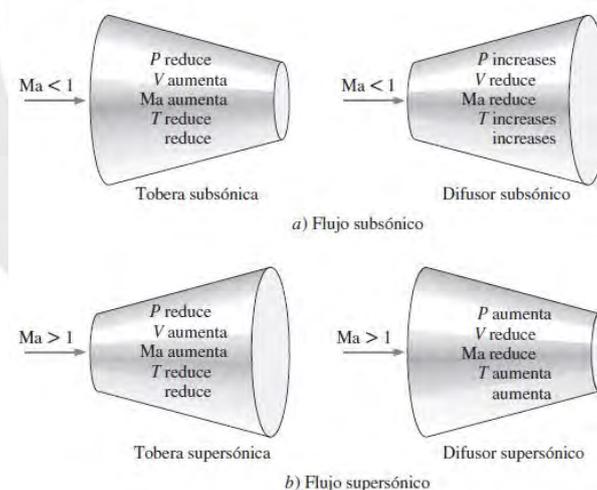


Figura 1.2 Flujo subsónico y Flujo supersónico

Tomado de "Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones" (Cimbala & Çengel, 2006)

Los ductos cuya sección primero disminuye y luego aumenta se llaman toberas convergente-divergente, y se utilizan para acelerar gases. En las toberas convergente-divergente, el fluido primero pasa por una sección subsónica (convergente), mientras el número de Mach aumenta y luego pasa por una sección supersónica (divergente) para continuar

acelerando el fluido, esto se da gracias a la gran disminución de la densidad del fluido. La región llamada garganta es la zona de menor área de flujo y el valor del número de Mach es 1 en esta zona.

A velocidades subsónicas la presión disminuye en ductos convergentes y aumenta en ductos divergentes, mientras que a velocidades supersónicas la presión disminuye en ductos divergentes y disminuye en ductos convergentes. Debido a que el propósito de esta investigación es aumentar la velocidad de un fluido subsónico, se debe utilizar una tobera convergente unida a una tobera divergente. (Cimbala & Çengel, 2006).

1.5 Factores que afectan la estabilidad de la llama

1.5.1 Fenómeno de desprendimiento de llama

El desprendimiento de llama se produce cuando la velocidad de salida de la mezcla de aire y combustible es superior a la velocidad de propagación de la combustión, se corrige disminuyendo la presión de alimentación, cambiando el inyector o interponiendo un obstáculo a la salida de la mezcla aire-combustible. Este fenómeno también puede ocurrir cuando existe un exceso de aire primario, en este caso deben ajustarse las lumbreras del quemador (CONAIF, 2008).

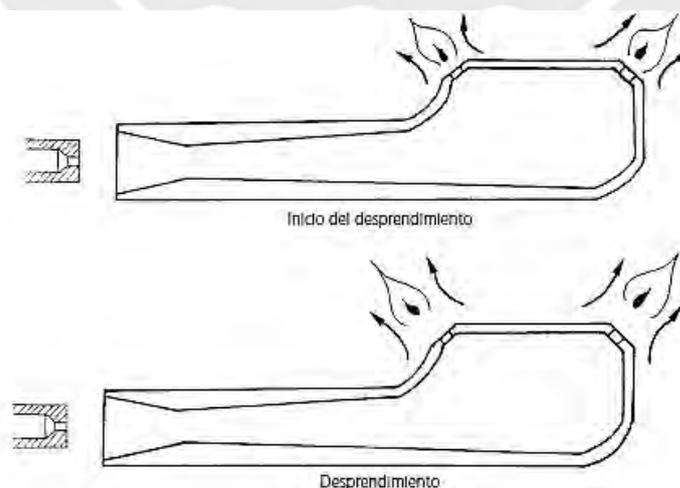


Figura 1.3 Desprendimiento de llama

Tomado de “Especificaciones técnicas CONAIF-SEDIGAS para la certificación de instaladores de gas. Materias comunes Tipos A, B y C” (CONAIF, 2008)

1.5.2 Retroceso de la llama

El retorno de la llama se produce cuando la mezcla aire-combustible se propaga antes de salir por los orificios del quemador. Esto se debe a que la velocidad de salida de la mezcla aire-combustible es menor que la velocidad de propagación de la combustión. Se corrige aumentando la presión de alimentación del combustible o cambiando el inyector. Este fenómeno puede causar productos de combustión incompleta y depósitos de hollín que pueden disminuir o cerrar la sección de salida en el quemador (CONAIF, 2008).

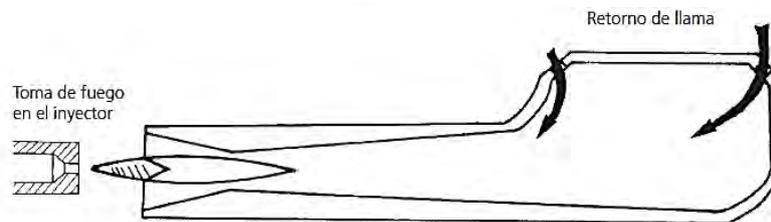


Figura 1.4 Retroceso de llama

Tomado de “Especificaciones técnicas CONAIF-SEDIGAS para la certificación de instaladores de gas. Materias comunes Tipos A, B y C” (CONAIF, 2008)

1.5.3 Índice de puntas amarillas

El fenómeno de puntas amarillas se caracteriza por la aparición de flecos amarillos en la cima del cono azul en el interior de la llama. Esto se debe a la formación de partículas de carbono en el interior de la llama producidos por una combustión incompleta de los hidrocarburos que componen el combustible. Estas partículas de carbono al ser sometidas a temperaturas elevadas, llevadas a la incandescencia dan la coloración amarilla. Este fenómeno afecta la combustión obteniéndose un menor rendimiento térmico, no solo por el carácter de productos “inquemados”, sino por el calor absorbido que produce la luminosidad (CONAIF, 2008). Sin embargo, las partículas de hollín que quedan dentro de la llama, alcanzan altas temperaturas y se comportan como un diminuto cuerpo negro. La temperatura de la llama es proporcional a la cantidad de calor desprendido y a la cantidad de radiación emitida. A mayor temperatura de llama, se emite luz de mayor frecuencia, menor longitud de onda y mayor radiación. (Freddy & Serrano, s. f.).

1.6 Quemador de pre-mezcla

Es un dispositivo donde parte del aire para la combustión denominado aire primario se mezcla con el combustible antes de la salida del quemador. El resto del aire denominado aire secundario se toma después de la salida del quemador proporcionando una llama estable.

Las partes que conforman el quemador son:

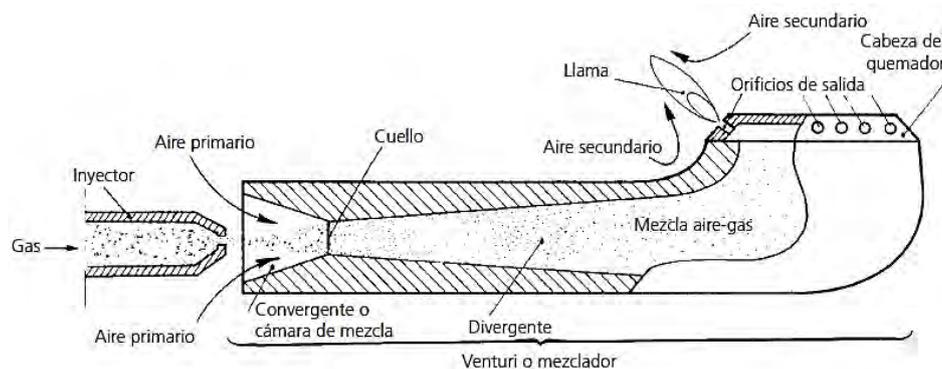


Figura 1.5 Quemador de pre-mezcla

Tomado de “Especificaciones técnicas CONAIF-SEDIGAS para la certificación de instaladores de gas. Materias comunes Tipos A, B y C” (CONAIF, 2008)

1.6.1 Inyector

Es la parte del quemador que admite la entrada del gas a una determinada presión. La cantidad de gas usada es controlada por el tamaño del orificio de salida. Otra función importante de este dispositivo es separar el quemador del suministro de gas (Fulford, 1996). El inyector debe ser correctamente diseñado y posicionado para asegurar el correcto suministro de gas y aire al quemador (Jones, 1989).

- Calibrados: El tamaño del orificio de salida es fijo (INACAL, 2007).
- Ajustables: El tamaño del orificio de salida es variable (INACAL, 2007).

1.6.2 Mezclador

Es un dispositivo que se encuentra inmediatamente después del inyector, el cual puede tener forma cilíndrica o la forma de un Venturi. Esta forma es aprovechada para proporcionar una correcta mezcla de aire primario y combustible (Guerrero Alvarado, 2002). La corriente de gas que emerge como un chorro libre desde el inyector genera un arrastre y expansión de

aire hacia la entrada del mezclador. Normalmente se supone que, debido a las turbulencias, la mezcla está prácticamente completa en la garganta y la presión en esta zona puede reducirse casi a la de la atmosfera (Jones, 1989).

1.6.3 Cabeza del quemador

Es la parte superior del quemador, el cual cuenta con una serie de orificios pequeños periféricos, también llamado puertos, por los que pasa una pequeña cantidad de la mezcla de aire y combustible, donde se generan pequeñas llamas auxiliares que ayudan a mantener la llama principal del quemador sin desprenderse del mismo (Borrás Brucart, 1987). La presión estática en el mezclador debe aumentar lo suficiente como para superar las resistencias al flujo dentro del quemador y en los puertos de llama (Jones, 1989).

1.7 Combustibles gaseosos

1.7.1 Gas natural (GN)

En el Perú, el gas natural es extraído de yacimientos situados en Cusco por la empresa Pluspetrol, el cual es transportado por la empresa Transportadora de Gas del Perú (TGP) a través de gasoductos que recorren la selva, sierra y costa del Perú. Finalmente, el gas natural llega a la estación City Gate de Lurín (Cálidda) para ser distribuido a los usuarios de Lima y Callao a través de un sistema de ductos subterráneos (Cálidda, 2000). Se denomina gas natural debido a que en su composición química no interviene ningún proceso, lo que hace que este combustible sea amigable con el medio ambiente. Actualmente, el gas natural puede ser utilizado para actividades residenciales, comerciales, vehiculares e industriales.

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos gaseosos formados principalmente por metano (CH_4) en proporción superior al 80% y en menor proporción por etano (C_2H_6), propano (C_3H_8), nitrógeno (N_2) y dióxido de carbono (CO_2) (Cálidda, 2000). Esta composición hace que el gas natural sea un combustible más limpio que los derivados del petróleo. En su estado

natural es incoloro e inodoro, pero para su distribución se odoriza con mercaptano para permitir su detección ante una eventual fuga (Osinermin, 2015).

Tabla 1.1 Propiedades del Gas Natural (GN)

PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS	
Aspecto	Gaseoso
Color	Incoloro
Poder calorífico inferior	36 040 kJ/m ³
Gravedad específica (vapor)	0,60
Presión de suministro	23 mbar
Densidad	0,7442 kg/m ³
Masa molecular	17,7 kg/kmol

Fuente: “El gas natural y sus diferencias con el GLP” (Osinermin, 2015); “Contrato BOOT: Concesión de la Distribución de Gas Natural por Red de Ductos en Lima y Callao” (OSINERGMIN, 2011)

1.7.2 Gas licuado de petróleo (GLP)

El gas licuado de petróleo (GLP) se obtiene por tres medios: refinación de petróleo, procesamiento de los líquidos de gas natural (LNG), que son obtenidos de los pozos petroleros o de gas natural en las plantas de fraccionamiento, y mediante importación a nivel de componentes de butano y propano realizándose la mezcla en instalaciones de las importadoras. Adicionalmente, existen dos tipos de productos que se comercializan en el mercado peruano, Gas Licuado de Petróleo para envasado (GLP-E) y Gas Licuado de Petróleo a granel (GLP-G). El GLP-E es utilizado principalmente por los hogares y negocios, mientras que el GLP-G es utilizado por los consumidores directos y los vehículos (GLP vehicular) (Vásquez Cordano, De la Cruz, Coello, & Llocle, 2017).

El GLP es una mezcla balanceada de propano (C_3H_8), butano (C_4H_{10}) y una pequeña parte de etano (C_2H_6) o pentano (C_5H_{12}). Esta mezcla es almacenada como un líquido en cilindros presurizados a 0,6-1,2 MPa. El butano provee mayor energía que el propano por volumen en un 12 por ciento cuando se quema por encima de la congelación (Setiyo,

Soeparman, Hamidi, & Wahyudi, 2017). A temperatura ambiente se mantiene en estado gaseoso, además, no tiene olor ni color, por lo que se le agrega etil mercaptano para detectar el gas en caso hubiera una fuga. Presenta una combustión limpia y eficiente, sin formación de hollín, humo o cenizas, por lo que genera reducidas emisiones tóxicas al medio ambiente. Actualmente, su uso es doméstico en cocinas, termas y calefacción, también, industrial en hornos, calderos y generación eléctrica, y en el sector automotriz (Petróleos del Perú - PETROPERÚ S.A., 2018).

A continuación, se presentarán las propiedades más relevantes del gas licuado de petróleo, las cuales usaremos para el cálculo de los parámetros del quemador.

Tabla 1.2 Propiedades del Gas licuado de petróleo (GLP)

PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS	
Aspecto	Gas licuado
Color	Incoloro
Poder calorífico inferior	46 090 kJ/kg
Gravedad específica (vapor)	1,56 - 2,05
Presión de suministro	28 mbar
Densidad	2,1023 kg/m ³
Masa molecular	49,707 kg/kmol

Fuente: “El gas natural y sus diferencias con el GLP” (Osinermin, 2015); “Características Físico – Químicas de Mezclas de GLP” (Del Castillo Velarde, 2019, sec. Anexo 1)

1.8 Intercambiabilidad de gases

El empleo de gases combustibles como fuente de energía ha ido incrementado a medida que los desarrollos tecnológicos avanzaron. La disponibilidad de una amplia variedad de gases combustibles, asociadas a sus diferentes propiedades físicas y químicas, permiten el funcionamiento seguro de los artefactos a gas. A partir de esto, se generó el concepto de intercambiabilidad de gases, el cual es la posibilidad de sustituir un combustible por otro gas o mezcla de gases en un mismo equipo sin afectar el funcionamiento de este (Cortés & Hernandez, 2003). Sin embargo, pueden presentarse problemas con la intercambiabilidad

traduciéndose en fenómenos de combustión que afectan el desempeño de los equipos de combustión y las emisiones que se generan como producto de combustión, los cuales son mencionados en la sección 1.5. En la mayoría de equipos de combustión no son intercambiables los gases de diferentes familias, incluso dentro de una misma familia de gases no es posible intercambiar los gases para un mismo equipo de combustión (Afanador, 2017).

1.9 Emisiones

En los procesos de combustión reales es común utilizar más aire que la cantidad estequiométrica para aumentar las oportunidades de combustión completa o para controlar la temperatura de la cámara de combustión. Aun con el exceso de aire es difícil obtener una combustión completa, es por esto que es difícil predecir cuáles serán los productos de combustión. Estos no pueden ser hallados por un balance de masa, por lo cual es necesario medir directamente la cantidad de cada componente en los productos (Cengel & Boles, 2011).

Los hidrocarburos presentes en el combustible liberan carbono en forma de monóxido de carbono (CO), metano (CH_4) o compuestos orgánicos volátiles distintos al metano (COVDM) debido a la combustión incompleta. Estos compuestos orgánicos volátiles se oxidan en forma de CO_2 en la atmósfera. Además, se producen emisiones de óxido de nitroso (N_2O) y óxido de nitrógeno (NO_x) (GCE, 2015)

Las normas limitan la formación de CO_x para quemadores domésticos que utilicen combustibles como gas natural y GLP. El límite que establece la norma técnica chilena es de 0,10% para los combustibles mencionados (Instituto Nacional de Normalización-CHILE, 2001).

CAPÍTULO 2

DISEÑO DE QUEMADORES DE PREMEZCLA

2.1 Parámetros de línea base

En el mercado peruano podemos encontrar distintos quemadores semi-industriales cuyas diferencias están en la geometría con la que cuentan. Pueden variar en la cantidad de agujeros o puertos, en el diámetro interior y en el diámetro exterior de la cabeza del quemador.

En el banco de ensayos del laboratorio “0” de la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP (Pontificia Universidad Católica del Perú) se analizaron 6 distintos quemadores semi-industriales que se encontraron disponibles en el mercado peruano. Se realizaron ensayos de eficiencia usando como combustible gas natural y GLP siguiendo el procedimiento de la norma chilena NCh927/1, la cual define la eficiencia energética como el cociente que resulta de dividir el calor que recibe el agua entre el calor entregado en el proceso de combustión. Los parámetros de ensayo alcanzaron presiones de operación de hasta 285 mbar para GLP y 483 mbar para Gas Natural, mientras que las potencias nominales fueron superiores a la potencia deseada de 3,75kW, para más detalle ver Tabla 2.2. Cabe mencionar que la masa de agua utilizada en todos los ensayos fue de 11,4 kg. La distancia de la parrilla respecto de la salida de la llama de los puertos del quemador fue de 30 mm para los 6 quemadores.

Los quemadores ensayados fueron los siguientes:

Tabla 2.1 Dimensiones de los quemadores ensayados

Quemador	Diámetro (mm)	Cantidad de puertos
Q1	150	120
Q2	140	40 (grandes) / 36 (pequeños)
Q3 (Venturi)	120	100
Q4	120	100
Q5 (Venturi)	95	80
Q6	95	64



Figura 2.1 Quemador Q1



Figura 2.2 Quemador Q2



Figura 2.3 Quemador Q3 (Venturi)



Figura 2.4 Quemador Q4



Figura 2.5 Quemador Q5 (Venturi)



Figura 2.6 Quemador Q6

Los quemadores Q1, Q2, Q3, Q4, Q5 y Q6 no cuentan con ficha técnica, por lo que las condiciones de ensayo fueron simuladas de acuerdo a como se utilizan en la vida diaria. Se realizaron ensayos de rendimiento térmico y emisiones, utilizando como combustible gas natural (GN) y gas licuado de petróleo (GLP) con la válvula de aguja completamente abierta y presiones que no originaron factores que afecten la estabilidad de la llama. Los ensayos no buscaron favorecer o desfavorecer los resultados de estos quemadores, solo se deseó conocer parámetros de referencia para el diseño energético del nuevo quemador.

2.1.1 Quemadores Operando a Gas Natural

En las siguientes figuras se puede apreciar que las llamas obtenidas en los quemadores Q1, Q2 y Q5 son de color anaranjado, es decir, se produce una combustión incompleta sin producción de hollín residual en los quemadores. Este fenómeno por sí solo, genera radiación térmica y aumento de transferencia de calor debido a la radiación. Las llamas cercanas a una combustión completa se dan en los quemadores Q3 y Q4; además, en el quemador Q6 se obtuvo una línea de llama amarilla que rotaba en el quemador permanentemente, lo que es signo de una combustión incompleta.



Figura 2.7 Quemador Q1 (Gas Natural)



Figura 2.8 Quemador Q2 (Gas Natural)



Figura 2.9 Quemador Q3 (Gas Natural)



Figura 2.10 Quemador Q4 (Gas Natural)



Figura 2.11 Quemador Q5 (Gas Natural)

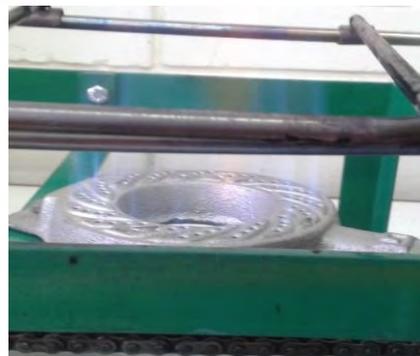


Figura 2.12 Quemador Q6 (Gas Natural)

2.1.2 Quemadores Operando a GLP (Gas Licuado de Petróleo)

Al utilizar GLP, se observa que los quemadores Q1 y Q2 tienen una llama completamente amarilla y naranja, por lo que se puede deducir que su diseño no es el más recomendable para operar con GLP. Las llamas de los quemadores Q3, Q5 y Q6 presentan color azul cerca a la cabeza del quemador y color naranja en las puntas, por lo que se puede concluir que tienen una combustión completa cerca a la cabeza del quemador, pero lejos de esta tiene una combustión incompleta. El quemador Q4 es el que muestra una llama más cercana a la combustión completa.



Figura 2.13 Quemador Q1 (GLP)



Figura 2.14 Quemador Q2 (GLP)



Figura 2.15 Quemador Q3 (GLP)



Figura 2.16 Quemador Q4 (GLP)



Figura 2.17 Quemador Q5 (GLP)



Figura 2.18 Quemador Q6 (GLP)

2.1.3 Ensayo de cocina semi-industrial FADIC

Se analizó la potencia y la eficiencia de una cocina semi-industrial marca FADIC, sus quemadores presentan un tamaño intermedio entre el quemador Q3 y Q5, cuentan con 80 puertos, además, funciona con un inyector de 1 mm de diámetro. El quemador de esta cocina presentó una llama estable pero pequeña al utilizar gas natural como combustible. Esto nos indica que el quemador es el adecuado para este combustible, ya que se requiere un dimensionamiento diferente del quemador.



Figura 2.19 Cocina semi-industrial FADIC



Figura 2.20 Quemador de la cocina FADIC
(Vista frontal)



Figura 2.21 Quemador de la cocina FADIC
(Vista lateral)

2.1.4 Ensayo de rendimiento térmico de quemadores de línea base

Luego de realizar los respectivos ensayos, se calculó el rendimiento térmico y potencia de los quemadores utilizando como combustible gas natural (GN) y gas licuado de petróleo (GLP). Previamente se mostraron imágenes de las llamas producidas en los quemadores cuando se utilizó gas natural y GLP, por lo que se analizará si el rendimiento térmico hallado coincide con el tipo de llama obtenido por los quemadores.

Se elaboró la Tabla 2.2 con los datos de ensayo de los 6 quemadores y adicionalmente se ensayó el quemador que vino con la cocina semi-industrial (FADIC). Para los ensayos con GLP se utilizó un inyector de 1,2 mm de diámetro y para los ensayos de Gas Natural se utilizó un inyector de 1,5 mm de diámetro. El quemador FADIC operó con el inyector que vino de fábrica, que fue de 0,6 mm de diámetro.

Tabla 2.2 Datos de ensayos

		GLP					GAS NATURAL				
		T _g (°C)	Ṃ _g (LPM)	P _g (mbar)	P (kW)	η (%)	T _g (°C)	Ṃ _g (LPM)	P _g (mbar)	P (kW)	η (%)
Quemador	Q1	25,6	3,08	285,79	4,97	44,99%	26,7	6,24	377,74	3,75	60,06%
	Q2	25,5	3,07	283,56	4,95	44,20%	26,1	6,24	377,74	3,75	55,03%
	Q3 (Venturi)	26,1	2,43	180,43	3,92	50,98%	26,7	6,99	464,68	4,20	55,63%
	Q4	25,5	2,69	220,75	4,35	43,50%	26,4	7,06	472,80	4,24	54,33%
	Q5 (Venturi)	25,6	2,44	182,22	3,94	50,40%	25,3	6,98	462,66	4,19	57,25%
	Q6	26,1	2,53	194,97	4,08	44,05%	25,6	7,14	483,04	4,29	55,34%
	FADIC	25,8	1,08	43,36	1,74	43,54%	26,3	1,55	38,51	0,93	37,29%

Donde:

T_g = Temperatura del gas combustible a la entrada del inyector (°C)

Ṃ_g = Caudal de gas combustible (l/min)

P_g = Presión manométrica del gas correspondiente (mbar)

P = Potencia del quemador (kW)

η = Rendimiento Térmico (%)

De esta tabla se concluye que el quemador más eficiente al operar con GLP fue el quemador Q3 (50,98 %), a pesar que Q4 presentó una mejor llama. Este quemador es de hierro fundido DIN EN 1561 y se le adaptó un venturi a la entrada del mezclador, además cuenta con un diámetro exterior mayor a los otros 3 quemadores atmosféricos radiales (120 mm). Esta variación a la entrada del mezclador podría favorecer la combustión del GLP en este quemador, además que posee un mayor número de puertos comparado con los quemadores Q5 y Q6.

Sin embargo, cuando los quemadores operaron con gas natural, el quemador que tuvo mayor rendimiento térmico fue Q1 (60,06%), a pesar de haber mostrado una llama naranja. Este quemador es de hierro fundido DIN EN 1561, el cual posee una geometría distinta a las demás, ya que cuenta con una configuración de puertos en el centro de forma triangular, además de los puertos que se encuentran al exterior en forma circular (100 puertos) y tiene un diámetro exterior mucho mayor al de los demás (150 mm). Al producirse una combustión incompleta, se obtuvo como subproducto hollín dentro de la llama, el cual favorece la incandescencia de la llama, emite radiación y favorece de manera indirecta el rendimiento térmico, además la distribución de la llama generada por la geometría de este quemador podría favorecer la eficiencia para este combustible.

Los resultados de rendimiento térmico de estos quemadores fueron influenciados por los parámetros de ensayo, ya que no se contaba con ficha técnica donde se estableciera los parámetros óptimos de operación, sin embargo, se cuidó que no existieran factores que afecten la estabilidad de la llama. La simulación del uso diario de estos quemadores mostró resultados cualitativos de las llamas producto de la combustión, donde en la mayoría de los casos se obtuvieron combustiones incompletas, ya sea utilizando gas natural o GLP.

2.1.5 Ensayo de emisiones de la cocina FADIC

Será evaluado uno de los quemadores de la cocina FADIC en los ensayos de emisiones cuando se utilice con gas licuado de petróleo (GLP) y gas natural (GN). La altura entre la base de la olla y la cabeza del quemador está representada por “h”. La metodología del ensayo será descrita en el capítulo 3.

Tabla 2.3 Emisiones cocina FADIC variando la presión del GLP (h = 38 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO_x (ppm)	$\frac{CO}{CO_2}$	CO (ppm)	C_xH_y (ppm)	$\%(CO)_N$
3,17	1,96	138,7	4	0,0225	813	9	0,333
3,57	2,21	172,6	6	0,0168	699	14	0,249
3,83	2,37	197,8	9	0,0182	806	23	0,269
4,30	2,66	248,2	7	0,0215	837	29	0,318
4,73	2,93	301,8	9	0,0205	772	29	0,303

Tabla 2.4 Emisiones cocina FADIC variando la presión del Gas Natural (h = 38 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO_x (ppm)	$\frac{CO}{CO_2}$	CO (ppm)	C_xH_y (ppm)	$\%(CO)_N$
3,84	6,4	512,3	8	0,0021	29	0	0,025
4,02	6,7	560,3	7	0,0017	28	0	0,020
4,20	7,0	607,4	8	0,0012	23	0	0,014
4,51	7,5	688,7	9	0,0010	18	0	0,012
4,81	8,0	770,9	8	0,0016	30	0	0,019

2.2 Diseño del Inyector

Para determinar el diseño del inyector primero se debe determinar el flujo de gas que pasará a través del orificio del inyector para que opere a las condiciones requeridas. Se debe tener en cuenta que el diseño se realizará solo considerando la potencia base de 3,75 kW y las propiedades del combustible. Para el cálculo se utilizarán los valores numéricos de poder calorífico inferior (PCI) y presión manométrica que se encuentran en las tablas 1.1 y 1.2. Para el caso de GLP, la presión manométrica del gas será 28 mbar y para el gas natural será 23 mbar.

El flujo másico del gas combustible será determinado mediante la siguiente relación:

$$\dot{m}_g = \frac{P_q}{PCI} \quad (2.1)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 126)

Donde:

\dot{m}_g = Flujo másico del gas combustible (kg/s)

P_q = Potencia requerida en el quemador (kW)

PCI = Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)

Luego, es importante definir el tipo de flujo tendrá el combustible para determinar la geometría del inyector, por lo que es necesario determinar el valor del ratio de presión crítica y la relación de presiones. Se compara el ratio de presión crítica con la relación de presiones, siendo flujo sónico si el ratio de presión crítica es mayor a la relación de presiones; caso contrario, será subsónico (Baukal, 2003).

Se procederá a determinar el ratio de presión crítica, definido como:

$$P_c = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.2)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 128)

Donde:

P_c = Ratio de presión crítica correspondiente al gas combustible a emplear

k = Relación de calores específicos de gas

La relación de presiones “RP” es la siguiente:

$$RP = \frac{P_{atm}}{P_A} \quad (2.3)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 128)

Donde:

P_{atm} = Presión atmosférica (mbar)

P_A = Presión absoluta del gas (mbar)

Para tener un valor más preciso de la presión atmosférica, considerando la altura sobre el nivel del mar sobre el que se llevará a cabo los ensayos, se procederá a utilizar la siguiente ecuación:

$$P_{atm} = 101\,325 \cdot \left[\frac{(T_{amb} - (6,5 \times 10^{-3}) \cdot z)}{T_{amb}} \right]^{5,259} \quad (2.4)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 119)

Donde:

T_{amb} = Temperatura ambiente (K)

z = Altura sobre el nivel del mar (m)

Se tendrá en cuenta que Lima se encuentra a 154 m.s.n.m y la temperatura promedio es de 25°C ó 298.15 K.

La presión absoluta del gas combustible se determinará de la siguiente forma:

$$P_A = P_g + P_{atm} \quad (2.5)$$

Fuente: (Cengel & Boles, 2011, p. 22)

Donde:

P_g = Presión manométrica del gas correspondiente (ver tablas 1.1 y 1.2)

El flujo volumétrico del gas combustible deberá mostrarse en l/min, ya que es la unidad correspondiente al equipo de medición de flujo volumétrico que se utilizará en las pruebas, el cual puede determinarse así:

$$\dot{V}_g = \frac{\dot{m}_g \times \bar{R} \times T_g}{P_A \times MW_g} \quad (2.6)$$

Fuente: (Cengel & Boles, 2011, p. 138)

Donde:

\dot{V}_g = Caudal de gas combustible (l/min)

\bar{R} = Constante universal del gas (8,314 J/mol.K)

T_g = Temperatura del gas combustible a la entrada del inyector (K)

MW_g = Peso Molecular del combustible (kg/kmol)

Se hallará el flujo volumétrico estándar, el cual es el que mostrará el aparato de medición que se utilizará en las pruebas.

$$\dot{V}_{gs} = \frac{T_s \times P_g \times V_g}{P_s \times T_g} \quad (2.7)$$

Fuente: (Cengel & Boles, 2011, p. 138)

Donde:

\dot{V}_{gs} = Caudal del gas combustible estándar (l/min)

T_s = Temperatura ambiental estándar (K)

P_s = Presión ambiental estándar (mbar)

Con los resultados obtenidos se puede concluir que, al utilizar gas natural o GLP, el ratio de presión critica es menor que la relación de presiones, por lo tanto, el flujo presentará carácter subsónico.

Se hallará el área de salida del inyector " A_e " para flujo subsónico, el cual se despejará para hallar el diámetro del inyector.

$$A_e = \frac{\dot{m}_g}{M_e C_e \rho_e C_d} \quad (2.8)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 128)

Se hallará el número de Mach " M_e " a la salida del inyector con la siguiente formula:

$$M_e = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_A}{P_{atm}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (2.9)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 128)

Se hallará la velocidad del sonido " C_e " en el gas combustible a la salida del inyector con la siguiente fórmula:

$$C_e = \left[\frac{k T_e \bar{R}}{M W_g} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 128)

Donde:

T_e = Temperatura del gas combustible a la salida del inyector (K)

\bar{R} = Constante universal del gas (8,314 J/mol.K)

Se necesita hallar la temperatura del combustible cuando es expulsado a través del inyector " T_e ", el cual puede ser hallado con la siguiente relación:

$$T_e = \frac{T_g}{1 + \left(\frac{k-1}{2} \right) M_e^2} \quad (2.11)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 128)

Siendo “ T_g ” la temperatura del gas combustible medido antes de salir por el inyector, el cual suele tener un valor de 25°C, según lo medido por el instrumento que registra utilizado (298.15 K).

La densidad del gas combustible a la salida del inyector “ ρ_e ” se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$\rho_e = \frac{P_{atm}}{\left(\frac{T_e \bar{R}}{MW_g}\right)} \quad (2.12)$$

Fuente: (Baukal, 2003, p. 128)

Finalmente, se debe obtener el valor del coeficiente de descarga “ C_d ”, cuyo valor dependerá de la forma interna del inyector. En la figura 2.22 se pueden observar una tabla con diversas opciones de geometría que se le puede asignar al inyector.

				
<u>Orifice length</u> Diameter	0.58	3.5	0.8	1.0
Angle of approach	45°	55°	33°	40°
Coefficient of discharge	0.81	0.84	0.93	0.94

Figura 2.22 Valores de coeficiente de descarga

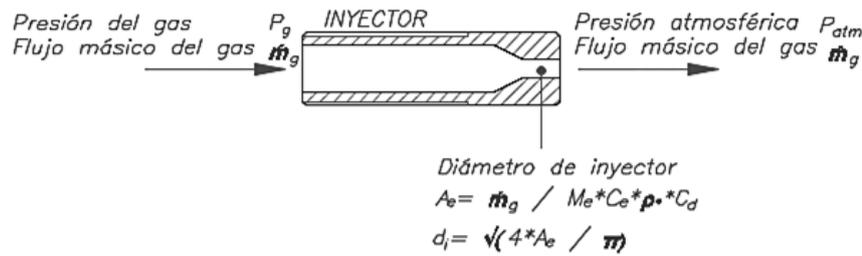
Nota. Tomado de “The application of combustion principles to domestic gas burner design” (Jones, 1989)

Un punto importante a considerar es que el inyector a utilizar será uno que pueda encontrarse en el mercado peruano, sin embargo, se desconoce la geometría de este. De este modo no se puede asegurar el valor del coeficiente de descarga que le corresponde. Se tomará en cuenta la recomendación del paper “*Biogas Stove design*”, el cual menciona que el coeficiente de descarga usualmente tiene un valor entre 0,85-0,95 (Fulford, 1996). Entonces se asumirá que el coeficiente de descarga es 0,94.

Luego de hallar el valor del área de salida del inyector “ A_e ”, se podrá determinar el diámetro de salida del inyector “ d_i ”.

$$d_i = \sqrt{4 \times \frac{A_e}{\pi}} \quad (2.13)$$

Como parte del desarrollo de los cálculos realizados previamente, se procederá a mostrar un esquema matemático del inyector.



Esquema 1 Esquema matemático del inyector

Con las fórmulas mencionadas anteriormente, se determinó la geometría adecuada del inyector para alcanzar la potencia requerida en el quemador a nivel de Lima Metropolitana, por lo que se elaboró la siguiente tabla:

Tabla 2.5 Parámetros de diseño del inyector

	Unid.	GLP	Gas Natural
\dot{m}_g	kg/s	$8,136 \times 10^{-5}$	$7,743 \times 10^{-5}$
P_c		0,577	0,551
P_{atm}	mbar	995	995
P_A	mbar	1023	1018
RP		0,973	0,977
\dot{V}_g	l/min	2,48	6,243
\dot{V}_{gs}	l/min	2,50	6,42
M_e		0,221	0,19
C_e	m/s	242,45	420,72
T_e	K	297,17	296,71
ρ_e	kg/m ³	1,92	0,73
A_e	mm ²	0,84	1,41
d_i	mm	1,03	1,34

Con estos resultados se determina que, para los ensayos realizados con GLP el diámetro del inyector “ d_i ” a utilizar debería ser de 1,03 mm; mientras que para el gas natural uno de 1,34 mm. Inyectores con estos valores de diámetro no se pueden encontrar en el mercado, por lo tanto, se pasará a utilizar valores aproximados mencionados en la sección 4.1.1.

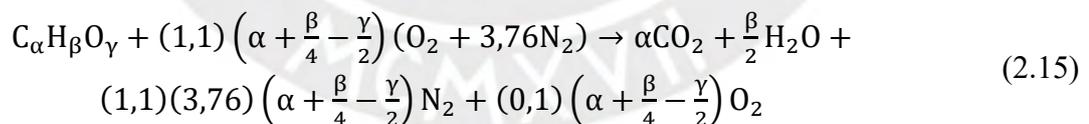
2.3 Diseño del mezclador

A medida que el combustible sale del inyector, el aire se “arrastra” con la corriente y se mezcla en el tubo mezclador, es por ello que para el diseño del mezclador se debe calcular la adecuada proporción entre el combustible y el aire. Para este caso se tomará en cuenta las recomendaciones dadas por el autor David Fulford (Fulford, 1996).

Primero, se debe realizar el análisis de la mezcla estequiométrica del combustible.



Para evitar el peligro de una combustión incompleta, los quemadores de pre-mezcla son diseñados para trabajar con un pequeño porcentaje de exceso de aire, en este caso se considerará 10% de exceso de aire y se plantea la ecuación 2.15 según la referencia (Jones, 1989). Cabe mencionar que parte del calor de combustión obtenido se utiliza en calentar los humos y posibles productos inquemados que puedan originarse en la combustión.



En los quemadores de pre-mezcla se añade aire al gas combustible antes del fuego, y la cantidad de aire primario que se utiliza usualmente en la mezcla es de 50% del total de aire requerido, tal como se recomienda en el paper “*Biogas Stove Design*”, elaborado por el Dr. David Fulford (1996). Esta recomendación se tendrá en cuenta en ambos casos. Es así que la relación de arrastre “ r_{ar} ” estará definida por:

$$r_{ar} = 0.5 \times RAC_v \quad (2.16)$$

Fuente: (Fulford, 1996, p. 5)

Donde:

RAC_v = Relación aire-gas combustible volumétrica

Debido a que el mezclador tendrá la forma de una tobera convergente – divergente, se debe hallar el valor del diámetro de la garganta. El diámetro de la garganta del mezclador “ D_t ” se determinará mediante una fórmula derivada de la fórmula de Prigg. La constante “ K ” que representa el valor de las pérdidas de fricción y coeficiente de descarga en el quemador, usualmente toma el valor de 0,6-0,7. Además el valor del área de la garganta, debe ser $0,7 A_p$ (Nasr, 2014):

$$D_t = (0,7) \times \left(\frac{r_{ar}}{\sqrt{s}} + 1 \right) \times \frac{d_i}{\sqrt{K}} \quad (2.17)$$

Fuente: (Nasr, 2014, p. 242)

Donde:

D_t = Diámetro de la garganta del mezclador (mm)

s = Densidad relativa del gas combustible

r_{ar} = Relación de arrastre

La longitud de la tobera convergente o Venturi “ L_t ” será determinada siguiendo la recomendación del paper “*Biogas Stove Design*”:

$$L_t = 6 \times D_t \quad (2.18)$$

Fuente: (Fulford, 1996, p. 10)

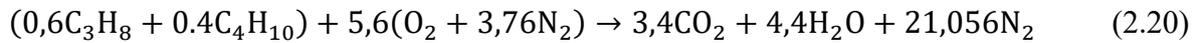
La longitud de la tobera divergente o difusor “ L_d ” se determinará tomando en cuenta la recomendación del libro “*Natural Gas Engineering and Safety Challenges*”, el cual indica que el difusor debe tener un ángulo entre 5° - 8° .

$$L_d = 12 \times D_t \quad (2.19)$$

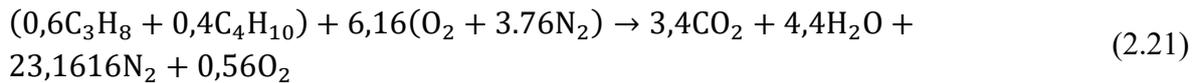
Fuente: (Nasr, 2014, p. 242)

Se realizarán los cálculos para ambos combustibles, GLP y gas natural, para determinar cuáles son las dimensiones más exigentes para alcanzar la potencia requerida del quemador.

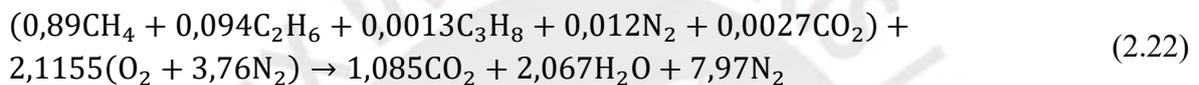
- Mezcla estequiométrica para el GLP (60% propano y 40% butano):



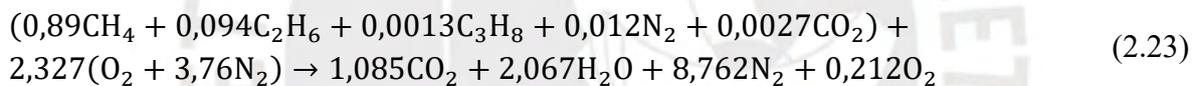
- Mezcla con exceso de aire de 10% para el GLP:



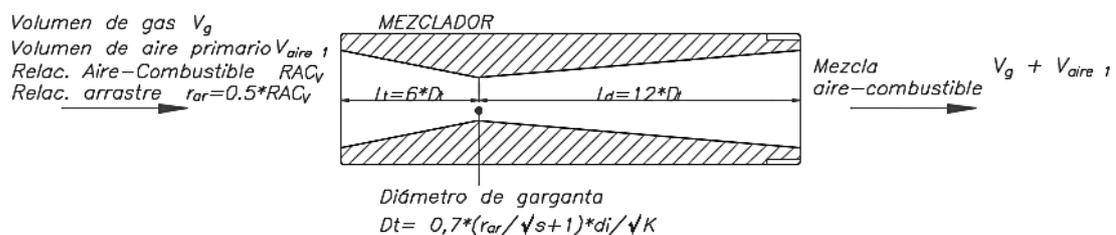
- Mezcla estequiométrica para el Gas Natural (89% metano, 9,4% etano, 0,13% propano, 1,2% nitrógeno y 0,27% dióxido de carbono):



- Mezcla con exceso de aire de 10% para el Gas Natural:



Como parte del desarrollo de los cálculos realizados previamente, se procederá a mostrar un esquema matemático del mezclador.



Esquema 2 Esquema matemático del mezclador

Con las fórmulas mencionadas anteriormente, se determinó la geometría adecuada del mezclador para alcanzar la potencia requerida en el quemador a nivel de Lima Metropolitana, por lo que se elaboró la siguiente tabla:

Tabla 2.6 Parámetros de diseño del mezclador

	Unid.	GLP	Gas Natural
RAC _v		29,32	11,08
r _{ar}		14,66	5,54
D _t	mm	12,8	10,7
L _t	mm	76,9	64,3
L _d	mm	153,9	128,5

El diseño del quemador se realizará utilizando las dimensiones halladas para operar GLP, debido a que se desea alcanzar la potencia base de 3,75 kW en el quemador. Para conocer la diferencia de la geometría del mezclador y su influencia en el rendimiento térmico y emisiones al utilizar otro combustible, se realizaron los cálculos para gas natural. Se utilizará un ángulo de 7° con respecto al eje central para el diseño de la sección denominada Venturi, mientras que se utilizará un ángulo de 5° con respecto al eje central para el diseño de la sección denominada difusor tal como se recomienda en el libro “*Natural Gas Engineering and Safety Challenges*”. Para efectos prácticos, los valores hallados para GLP que se encuentran en la Tabla 2.6 se aproximarán a números enteros: la longitud de la tobera será 77 mm, la longitud del difusor será 154 mm y el diámetro de la garganta será de 13 mm. Para más detalle ver Anexos.

2.4 Diseño de la cabeza del quemador

Siguiendo la recomendación del libro “*Natural gas engineering and Safety Challenges*”, el cual deriva de la fórmula de Prigg, se toma en cuenta las pérdidas por fricción y el coeficiente de descarga. El diámetro resultante se toma como si solo hubiera un puerto para la salida de la llama (Nasr, 2014):

$$D_p = \frac{D_t}{\sqrt{0,7}} \quad (2.24)$$

Fuente: (Nasr, 2014, p. 242)

Donde:

D_p = Diámetro de puerto de la llama (mm)

Luego, se halla el área total del puerto de la llama, considerando como si fuera un solo agujero:

$$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4} \quad (2.25)$$

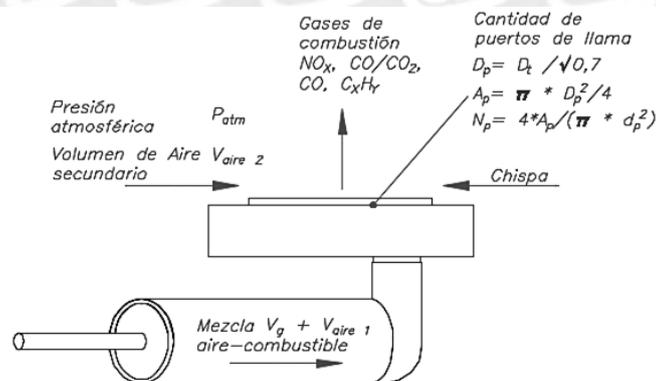
Donde:

A_p = Área del puerto de la llama (mm^2)

Para calcular la cantidad de agujeros “ N_p ”, se propondrá que el diámetro de puerto de salida de la llama “ d_p ” tenga un valor de 1,5 mm. Además, según una investigación, el ángulo de salida de los puertos del quemador influye en la eficiencia del quemador, siendo medida desde el eje horizontal hacia el eje vertical. Se consiguieron mejores eficiencias al incrementar el ángulo de 45° a 80° (Aroonjattham & Suttikiat, 2015).

$$N_p = \frac{4 \times A_p}{\pi \times d_p^2} \quad (2.26)$$

Como parte del desarrollo de los cálculos realizados previamente, se procederá a mostrar un esquema matemático de la cabeza del quemador.



Esquema 3 Esquema matemático de la cabeza del quemador

Con las fórmulas mencionadas anteriormente, se determinó la geometría adecuada de la cabeza del quemador para alcanzar la potencia requerida en el quemador a nivel de Lima Metropolitana, por lo que se elaboró la siguiente tabla:

Tabla 2.7 Parámetros de diseño de la cabeza del quemador

	Unid.	GLP	Gas Natural
D_p	mm	15,3	12,8
A_p	mm	184,58	128,64
N_p		105	73

El diseño de la cabeza del quemador se realizará utilizando las dimensiones halladas para alcanzar la potencia requerida en el quemador utilizando GLP.

Para efectos prácticos, el valor hallado de número de puertos de quemador que se encuentra en la Tabla 2.7 se complementará con la descripción restante de la geometría de la cabeza del quemador, donde: el diámetro exterior del quemador será 120 mm y el diámetro interior del quemador será 20 mm, de acuerdo a las dimensiones con los que cuentan los quemadores comerciales. Además, se distribuirán los 105 puertos de 1,5 mm de diámetro en toda la cabeza del quemador y contarán con una inclinación de 80° con respecto al eje vertical. Para más detalle ver Anexos.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

Luego de determinar las dimensiones del quemador, cuya potencia base para el cálculo fue de 3,75 kW y la presión base fue de 28 mbar para operar con gas licuado de petróleo (GLP), se mandó a manufacturar un prototipo para evaluar la potencia, el rendimiento térmico y emisiones (figura 3.1 y 3.2).

El quemador desarrollado debe ser sometido a ensayos variando distintos parámetros, como son la presión de salida del gas combustible y la altura entre la cabeza del quemador la base de la olla, para poder determinar el rendimiento térmico y evaluar la calidad de la mezcla aire-gas combustible generada en el proceso de combustión. Adicionalmente, el prototipo será ensayado utilizando Gas Natural, variando los parámetros mencionados anteriormente.

Los ensayos de rendimiento térmico y emisiones se realizarán tomando como referencia los pasos establecidos por la norma NCh927/1, elaborada por la División de Normas del Instituto Nacional de Normalización en Chile, y también las variables establecidas por la norma GB 16410, elaborada por “*The Standardization Administration of the People’s Republic of China*”. Al utilizar como referencia ambas normas, se podrá hacer un comparativo entre los resultados.

Dichos ensayos se realizarán entre dos personas, haciendo uso del laboratorio 4 horas en la mañana, durante dos meses. Además, para la toma de datos se utilizará una computadora de escritorio que se encuentra instalada en el laboratorio, y para el análisis de los resultados se utilizará el software Excel.

Luego, se podrá determinar en qué parámetros se obtiene el mayor rendimiento y menores emisiones para analizar cuál fue el efecto de proponer una nueva geometría del quemador.



Figura 3.1 Quemador manufacturado (Vista frontal)



Figura 3.2 Quemador manufacturado (Vista lateral)

3.1 Ensayo de Rendimiento Térmico

Para determinar el rendimiento térmico se procederá a calcular el intercambio de energía que ocurre al calentar el agua hasta cierta temperatura, utilizando el banco de ensayos del laboratorio "0" de la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP (Pontificia Universidad Católica del Perú), el cual permite la instalación del quemador semi-industrial prototipo.

En primer lugar, se debe calcular el rendimiento térmico del quemador para poder compararlo con los quemadores de la línea base. El rendimiento térmico es una característica del quemador que representa que cantidad de energía liberada por el gas combustible es aprovechada durante la combustión. Para el cálculo se formula como el cociente de la energía que recibe el agua por el quemador y la energía entregada por el combustible, y se denota de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{E_{\text{agua}}}{E_{\text{gas}}} \times 100\% \quad (3.1)$$

Fuente: (Basu et al., 2008, p. 3)

Donde:

η = Rendimiento Térmico (%)

E_{agua} = Energía consumida por el agua (kJ)

E_{gas} = Energía entregada por el gas combustible (kJ)

Dado que el flujo másico del agua será constante durante el ensayo, se considerará como un sistema cerrado. Siguiendo la primera ley de la termodinámica se realizará un balance de energía, donde los estados inicial y final del agua son idénticos (Cengel & Boles, 2011).

La energía del agua se define de la siguiente manera:

$$E_{\text{agua}} = m_{\text{agua}} \times (u_f - u_i) \quad (3.2)$$

Fuente: (Cengel & Boles, 2011, p. 72)

Donde:

m_{agua} = Masa de agua (kg)

u_f = Energía interna del agua al final del proceso del calentamiento (kJ/kg)

u_i = Energía interna del agua al inicio del proceso del calentamiento (kJ/kg)

Adicionalmente, el agua se considera una sustancia incompresible, ya que mantendrá su volumen específico (o densidad) constante. Además, la presión en el líquido se mantendrá constante durante el incremento de la temperatura (Cengel & Boles, 2011).

Considerando estas condiciones, la energía del agua se expresa de la siguiente manera:

$$E_{\text{agua}} = m_{\text{agua}} \times C_{\text{agua}} \times (T_f - T_i) \quad (3.3)$$

Fuente: (Cengel & Boles, 2011, p. 189)

Donde:

C_{agua} = Calor Específico de agua (kJ/kg°C)

T_i = Temperatura Inicial del agua (°C)

T_f = Temperatura Final del agua (°C)

Luego, para determinar la energía entregada por el gas combustible se realizará la medición del caudal del flujo del gas que ingresa por el inyector " \dot{V}_g ", también, se realizará la medición del tiempo que transcurre durante el calentamiento del agua. Los cálculos se realizarán utilizando el poder calorífico inferior, que es la cantidad de calor que se libera cuando el combustible se quema y el agua en los productos está en forma de vapor.

La energía proporcionada por el gas se expresa de la siguiente manera:

$$E_{\text{gas}} = \dot{V}_g \times t_a \times \text{PCI} \quad (3.4)$$

Fuente: (Cengel & Boles, 2011, p. 782)

Donde:

t_a = Tiempo requerido para calentar el agua (s)

De estas fórmulas resulta la expresión propuesta por la norma chilena NCh927/1 para el rendimiento térmico del quemador:

$$\eta = m_{\text{agua}} \times C_{\text{agua}} \times \frac{T_f - T_i}{V \times \text{PCI}} \times 100 \quad (3.5)$$

Fuente: (Instituto Nacional de Normalización-CHILE, 2001, p. 48)

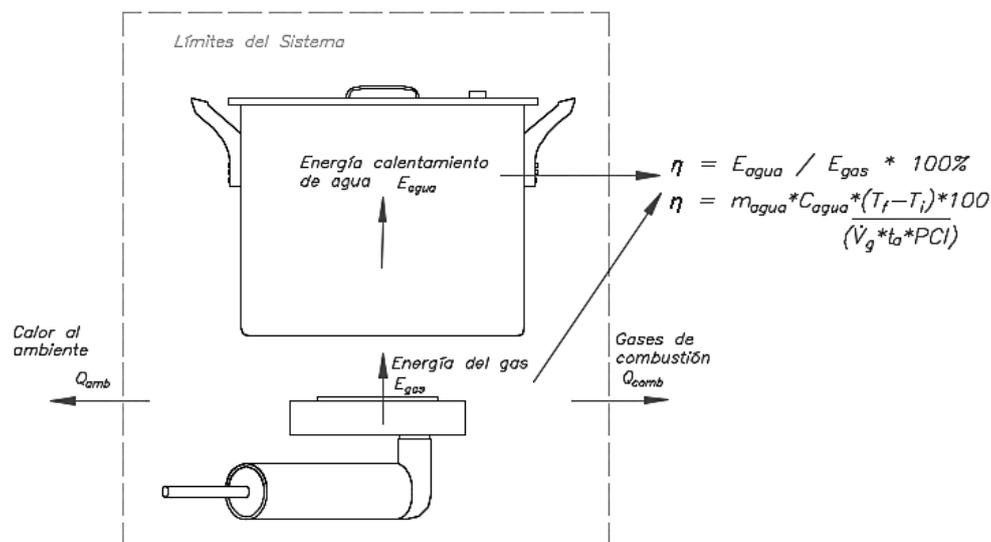
Donde:

V = Volumen del gas consumido (m^3)

Sin embargo, se utilizará una variante de dicha ecuación debido a que los datos obtenidos se encuentran en otras unidades:

$$\eta = m_{\text{agua}} \times C_{\text{agua}} \times \frac{T_f - T_i}{\dot{V}_g \times t_a \times \text{PCI}} \times 100 \quad (3.6)$$

De acuerdo a lo mencionado previamente, se mostrará un modelo que permite analizar los parámetros influyentes en los cálculos.



Esquema 4 Esquema matemático de Rendimiento térmico

Los ensayos de eficiencia térmica se realizarán siguiendo los pasos establecidos por la norma NCh927/1, elaborada por la División de Normas del Instituto Nacional de Normalización en Chile. Adicionalmente, se tendrá en cuenta las variables establecidas por la norma GB 16410, elaborada por "The Standardization Administration of the People's Republic of China".

Los valores indicados en las normas para la realización de los ensayos son los siguientes:

Tabla 3.1 Valores de las variables a utilizar en los ensayos

Variable	Unidad	Norma chilena	Norma china
Masa de agua	kg	11,4	
Calor específico del agua	kJ/kg °C	4,186	
Temperatura inicial del agua	°C	30	30
Temperatura final del agua	°C	90	60

Fuente: (Instituto Nacional de Normalización-CHILE, 2001; The Standardization Administration of the People's Republic of China, 2006)

Siguiendo las indicaciones de la norma NCh927/1, se debe realizar un precalentamiento al quemador durante 10 minutos. En este proceso se utilizará un recipiente de aluminio cuyo diámetro sea de 220 mm y contenga 3,7 kg de agua en su interior. Inmediatamente después se procederá a realizar el ensayo de rendimiento térmico, donde se utilizará un recipiente de aluminio de 320 mm de diámetro con un contenido de 11,4 kg de agua (Instituto Nacional de Normalización-CHILE, 2001). Para cada gas combustible se realizarán ensayos con distintos valores de presión de salida del gas combustible, y altura entre la base de la olla y la cabeza del quemador. El GLP tendrá valores de presión de salida de gas: 28, 35, 40, 50 y 60 mbar; mientras que el gas natural tendrá valores de presión de salida de gas: 23, 25, 27, 30 y 34 mbar. La altura entre la base de la olla y la cabeza del quemador tendrá los mismos valores en ambos casos: 20, 25, 30 y 35 mm.



Figura 3.3 Balanza utilizada en los ensayos



Figura 3.4 Recipiente de Precalentamiento



Figura 3.5 Recipiente utilizado para el ensayo de rendimiento

3.2 Ensayo de emisiones

Como parte del análisis del comportamiento del quemador prototipo, se analizarán los productos de combustión variando los mismos parámetros de los ensayos de rendimiento térmico (presión de salida del gas, altura entre el quemador y la base de la olla), a fin de determinar en qué parámetros se tienen menores emisiones.

Debido a la limitación de emisiones de CO_x en la norma peruana para cocinas domésticas NCh927/1, es importante cuantificar este parámetro. Dicha norma no aplica para este quemador semi-industrial, ya que esta norma aplica para cocinas domésticas cuya potencia no exceda 3,78 kW, sin embargo, esta norma se utilizará como referencia para la determinación de la emisión de monóxido de carbono neutro.

El porcentaje de monóxido de carbono neutro se obtiene de la ecuación:

$$\%(\text{CO})_N = \%(\text{CO}_2)_N * \frac{(\text{CO})_M}{(\text{CO}_2)_M} \quad (3.7)$$

Fuente: (Instituto Nacional de Normalización-CHILE, 2001, p. 46)

Donde:

$\%(\text{CO})_N$ = Porcentaje de CO referido a los productos de combustión privados de aire y vapor de agua.

$\%(\text{CO}_2)_N$ = Porcentaje de CO_2 calculado para los productos de la combustión del gas considerado, exentos de aire y de vapor de agua.

$(\text{CO})_M$ y $(\text{CO}_2)_M$ = Concentraciones de monóxido de carbono y dióxido de carbono medidas en las muestras tomadas durante el ensayo de combustión, expresadas en las mismas unidades.

Para el análisis de los productos de combustión se realizarán ensayos de emisiones para determinar los componentes presentes en las mismas. Se empleará un recipiente de aluminio de 22 cm de diámetro y deberá contener 3,7 kg de agua. Se utilizará el recipiente sin tapa, ya que se cuenta con un accesorio tipo campana que actúa como tapa, cuya función es separar el

vapor de agua de las emisiones presentes en la combustión (Instituto Nacional de Normalización-CHILE, 2001). Las dimensiones de la tapa tipo campana se encuentran en los anexos de la norma NCh927/1.

Antes de iniciar cada ensayo, debe colocarse el recipiente de agua con la tapa tipo campana. El ensayo consiste en calentar el agua que se encuentra en el recipiente hasta la ebullición, durante este proceso las emisiones serán dirigidas mediante un tubo de cobre hacia el analizador de gases.

Luego, para estimar el contenido de monóxido de carbono (CO) que están presentes en la combustión sin contenido de aire y vapor de agua se hará uso de los datos de CO y CO₂ medidos durante el ensayo del quemador. Además, se hará uso de la fórmula 3.7 para determinar dicho valor. La tabla 3.2 indica los valores permisibles del porcentaje del CO₂ neutro, para los gases a utilizar durante los ensayos.

Tabla 3.2 Porcentaje de CO₂ en los productos de combustión neutra

Designación del gas	Gas Natural	GLP
% (CO ₂) _N	11,9	14,8

Fuente: (Instituto Nacional de Normalización-CHILE, 2001, p. 46)



Figura 3.6 Recipiente a utilizar durante el ensayo de emisiones



Figura 3.7 Tapa tipo campana

3.3 Equipos e instrumentos

Para realizar los ensayos de rendimiento térmico y emisiones se cuenta con una variedad de equipos e instrumentos de medición calibrados previamente, los cuales permitirán que se realicen los ensayos bajo las condiciones requeridas en las normas NCh927/1 y GB 16410. Estos equipos permiten el registro y regulación de los valores de caudal, presión y temperatura del gas combustible, temperatura del agua, además de presión y temperatura ambiental. En la tabla 3.3 se detalla las características de los instrumentos a utilizar.

Además, se utilizó un cronómetro digital para monitorear el tiempo de calentamiento del agua desde la temperatura inicial hasta la temperatura final en cada ensayo, tal como indica cada norma.



Figura 3.8 Medidor de flujo de gas (Flujómetro)



Figura 3.9 Manómetro digital (patrón)



Figura 3.10 Regulador de presión (GN y GLP)



Figura 3.11 Cronómetro digital

Tabla 3.3 Características de los instrumentos de medición

Instrumento	Rango	Precisión	Condiciones
Indicador de temperatura ambiental	-20 a 80 °C	+/- 0,3 °C +/- 0,4 °C	De 0 a 70°C Restante
Indicador de humedad	0 a 100	+/- 2,0 % +/- 2,5 %	De 10 a 90% RH Restante
Indicador de presión atmosférica	600 a 1100 mbar	+/- 0,5 mbar @25°C	
Termocupla tipo K	0 a 500 °C	Norma IEC584-Clase 2	
Medidor de flujo	0 a 50 SLPM	+/- 0,8% de la lectura +/- 0,2% full	Max P de línea: 145 psi. T de oper.: -10 a 50°C
Manómetro digital	-1 a 2 bar	0,05%FE	Resolución: 0.1 mbar T de trabajo: 0 a 50°C

Para el ensayo de emisiones, se utilizará el equipo analizador de gases KM9106 Quintox (figura 3.12), el cual nos permitirá monitorear los gases de combustión (CO, % CO_{2M}, NO, NO₂, NO_x, SO₂, CO /CO₂, PI, C_xH_y) generados durante los ensayos por medio de una sonda con un eje de acero inoxidable y una termocupla integrada.



Figura 3.12 Equipo analizador de gases KM9106 Quintox

```

*** FUCP-MAY ***
** KM QUINTOX **

FECHA 13-03-18
HORA 16:26:41

NATURAL GAS

O2 .. FALLO
CO PPM .. 6579
Prs NO CONNECT.
RENO FALLO
AIRE FALLO
CO2m % ..... 7.0
CO/CO2 R 0.0939
PI .... 9.39

NO PPM ..... 0
NO2 PPM ..... 13
NOx PPM ..... 13
SO2 PPM ... 796
CxHy PPM.... 360

REL. .. C 31.9
HUM. .. C 58.9
ENTR NO CONNECT.
AMBIENTE C 27.0

```

Figura 3.13 Modelo del ticket impreso del equipo KM9106 Quintox

Tabla 3.4 Especificación técnica del analizador de gases KM9106 Quintox

Parameter	Resolution	Accuracy	Range
Flue Temperature	0.1°(C/F)	1.0°C +/-0.3% of reading	0 – 1100°C, 32 – 2140°F * Use high temperature probe for gases > 600°C/1112°F
Inlet Temperature	0.1°(C/F)	1.0°C +/-0.3% of reading	0-600°C 0-999°F
Gas Measurement			
Oxygen (O ₂):	0.1%	-0.1% +0.2%	0-25%
Carbon Monoxide (CO):	1ppm	+/-20ppm<400ppm 5% of reading <2000ppm +/- 10% of reading >2000ppm	0-10,000ppm
Carbon Monoxide (CO):	0.01%	+/-5% of reading from 0.1% to 10%	0-10%
Carbon Monoxide (CO):	1ppm	+/-5ppm<100ppm +/-5ppm<100ppm	0-5,000ppm
Nitrogen Dioxide (NO ₂):	5ppm	+/-10ppm<500ppm +/-5% of reading>500ppm	0-10,000ppm
Sulphur Dioxide (SO ₂):	1ppm		0-5,000ppm
Sulphur Dioxide (SO ₂):	0.1%	+/-0.5% Full scale	0-Fuel Value
Pressure:	0.1%	+/-7% of reading +/-0.4%	0-100%
Carbon Dioxide (CO ₂):	0.1%	+/-0.3%	+/-5% of reading

.Nota. Tomado de KM9106 Operators Manual.

3.4 Distribución de la línea de gas

Los instrumentos anteriormente mencionados fueron montados en un módulo con una línea de gas. Este arreglo permite regular el caudal y medir la presión de los gases combustibles, para tener un mayor control sobre los parámetros de ensayo, ya que se requiere que el ingreso del flujo de gas sea continuo, además de mantenerse las mismas condiciones durante los ensayos.

En la figura 3.14 se muestra un diagrama P&ID del sistema de medición de los gases combustibles del laboratorio de cocinas GN/GLP de la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP (Pontificia Universidad Católica del Perú).

Donde:

PC = Controlador de presión

PI = Indicador de presión

FI = Indicador de caudal

TE = Sensor de temperatura (termocupla)

TIR = Registrador de temperatura

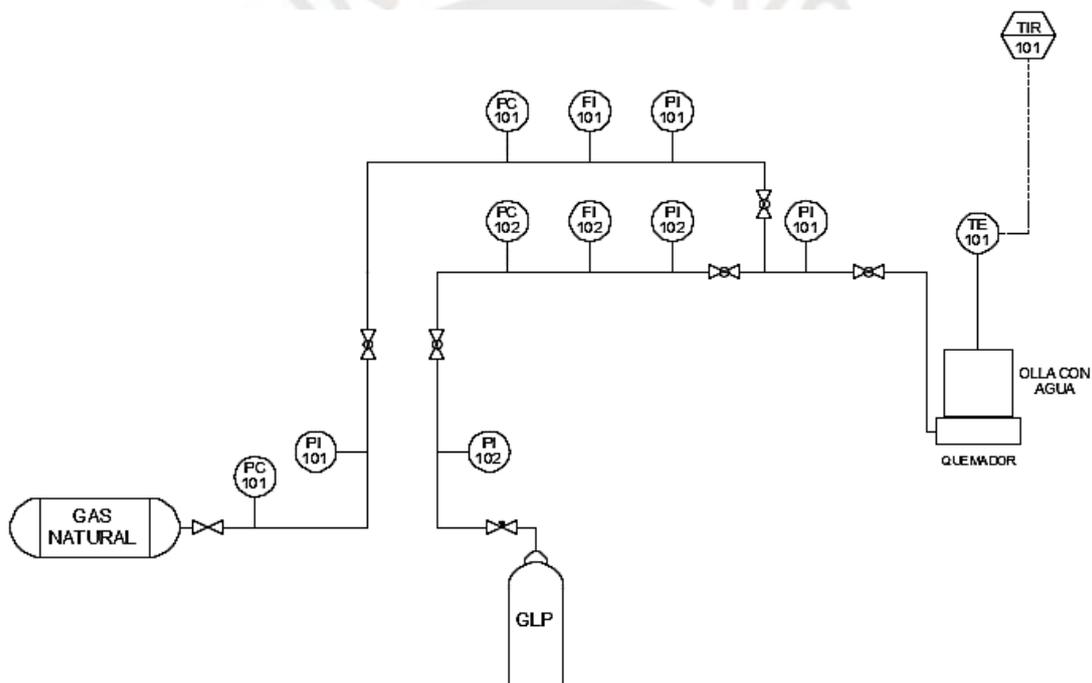


Figura 3.14. Diagrama P&ID del sistema de medición de gases combustibles

CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En el presente capítulo se mostrará y se analizará los resultados obtenidos de los ensayos de rendimiento térmico y de emisiones realizados al quemador diseñado en el banco de ensayos (Figura 4.1).

En primer lugar, se validó el valor del diámetro del inyector determinado en el capítulo 2, es decir, 1 mm para GLP y 1,34 mm para gas natural; además se estableció la distancia adecuada entre el orificio de salida del inyector y la entrada del mezclador para ambos combustibles. Luego, se realizó ensayos de rendimiento térmico al quemador en cada presión de operación definida en la metodología, variando la altura entre el quemador y la base de la olla. (Figura 4.2).

De los ensayos de rendimiento térmico con GLP, resultó que la altura optima de operación es 25 mm y la presión de operación a la que se obtuvo mejores resultados de rendimiento térmico fue 28 mbar. De los ensayos de rendimiento térmico con Gas Natural, resultó que, a 23 mbar la altura óptima de operación es a 25 mm, mientras que a 34 mbar la altura optima es de 20 mm, además, se obtuvo mayor rendimiento térmico a 23 mbar.

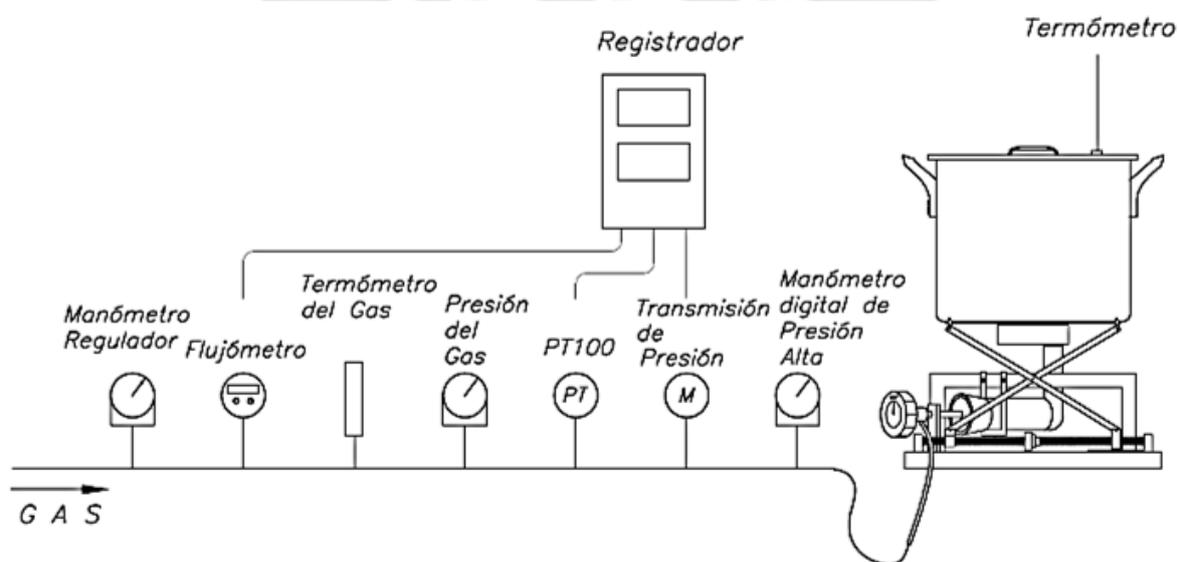


Figura 4.1 Esquema del banco de ensayos

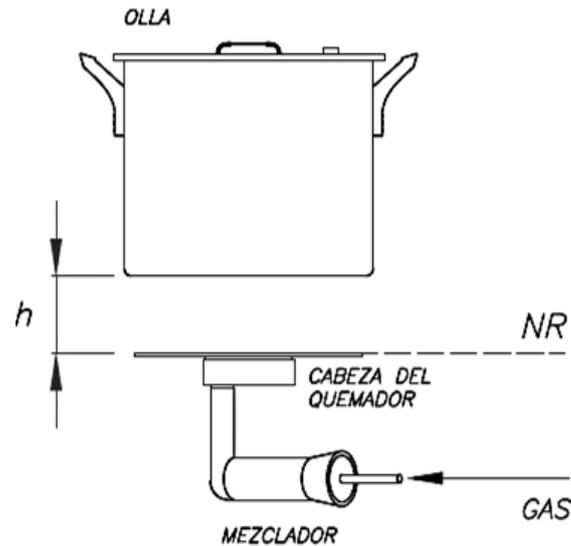


Figura 4.2 Altura (h) entre la base de la olla y la cabeza del quemador

Asimismo, los resultados cualitativos y variación de las llamas en los distintos ensayos de acuerdo a los cambios hechos en la presión del gas combustible, en la altura entre el quemador y base de la olla, y en la distancia entre el inyector y la entrada del mezclador, se capturaron como figuras.

Finalmente, se realizó ensayos de emisiones al quemador cambiando progresivamente la altura entre el quemador y la base de la olla. En cada altura se realizó ensayos para cada presión de gas combustible establecido en el ensayo de rendimiento térmico para observar el comportamiento de las emisiones del quemador. Cuando se utilizó GLP, el menor porcentaje de carbono neutro se obtuvo a la menor presión de ensayo, el cual fue 28 mbar, y a esta presión se obtuvo el menor valor a 35 mm de altura entre la base de la olla y el quemador. En los ensayos con gas natural, se obtuvieron resultados parecidos a los ensayos con GLP, ya que a 23 mbar de presión de gas natural se obtuvo menor porcentaje de carbono neutro y en los ensayos a esta presión se obtuvo menor porcentaje de carbono neutro a 25 mm. Los resultados obtenidos por ambos ensayos se discutieron con otras investigaciones con el fin de corroborar si se tuvo coincidencia con las tendencias obtenidas.

4.1 Definición de parámetros

4.1.1 Tamaño del inyector

Teóricamente se calculó que el tamaño del inyector para el quemador diseñado debía ser 1 mm para GLP y 1,34 mm para gas natural. Sin embargo, se realizó pruebas experimentales con otros tamaños de inyectores para confirmar que este era el tamaño correcto para la potencia diseñada.

Como resultado cualitativo se obtuvieron figuras del quemador diseñado, los cuales permitieron visualizar y comparar la forma y color de las llamas obtenidas al operar el quemador con distintos tamaños de inyectores.

Para las tablas 4.1, 4.2 y 4.3, los resultados se indican con la siguiente nomenclatura:

N° Prueba = Número de prueba realizada al quemador

d_i = Diámetro de salida del inyector (mm)

P_g = Presión manométrica del gas correspondiente (mbar)

\dot{V}_g = Caudal de gas combustible (l/min)

P = Potencia del quemador (kW)

En el caso de las pruebas del quemador con GLP, las presiones de operación estuvieron entre 28 y 31 mbar, mientras que los diámetros de los inyectores variaron entre 0,9 y 1,1 mm (Ver tabla 4.1).

Tabla 4.1 Pruebas de inyectores utilizando GLP

N° Prueba	d_i (mm)	P_g (mbar)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)
1	0,9	29,0	1,66	2,68
2	1,0	28,4	2,27	3,67
3	1,0	30,3	2,36	3,81
4	1,0	31,6	2,41	3,89
5	1,1	28,4	3,35	5,41



Figura 4.3 Prueba de inyector N° 1 utilizando GLP



Figura 4.4 Prueba de inyector N° 2 utilizando GLP



Figura 4.5 Prueba de inyector N° 3 utilizando GLP



Figura 4.6 Prueba de inyector N° 4 utilizando GLP



Figura 4.7 Prueba de inyector N° 5 utilizando GLP

Luego de observar los resultados durante las pruebas con GLP, se obtuvo lo siguiente:

- Con el inyector de 0,9 mm de diámetro, no se llegó a la potencia diseñada debido a que el flujo volumétrico que se genera a baja presión es menor que el flujo teórico debido a que el diámetro es menor al calculado, además, se observaron unas puntas naranjas en la llama debido a que a menor flujo volumétrico existe menor velocidad del gas a la salida del inyector, lo que genera menor arrastre de aire para alcanzar la combustión completa.

- Con el inyector de 1 mm de diámetro se alcanzó la potencia de diseño variando ligeramente la presión de diseño, debido a que el flujo volumétrico generado en estas condiciones fue suficiente para alcanzar la potencia base. Se observó aumento de puntas amarillas entre las llamas de las pruebas 2, 3 y 4, debido a que manteniendo el mismo inyector se aumentó el flujo volumétrico de gas sin hacer modificaciones en la distancia entre el inyector y el mezclador, lo que no permitió que se genere un arrastre de aire adicional y se produzcan mayor cantidad de puntas amarillas entre prueba y prueba.
- Con el inyector de 1,1 mm de diámetro se sobrepasó la potencia de diseño debido a que el flujo volumétrico generado con este diámetro de inyector es mayor al flujo necesario para alcanzar la potencia base, sin embargo, a baja presión del gas combustible (31,6 mbar) casi toda la llama fue de color naranja debido al exceso de combustible expulsado a través del inyector.

Después de analizar estos casos, se decidió utilizar un inyector de 1 mm de diámetro, valor que coincide con el diámetro calculado.

Se realizaron las mismas pruebas al quemador utilizando gas natural como combustible. La presión de operación se mantuvo en 23 mbar, mientras que los diámetros de inyectores variaron entre 1,2 y 1,5 mm (Ver tabla 4.2).

Tabla 4.2 Pruebas de inyectores utilizando Gas Natural

N° Prueba	d_i (mm)	P_g (mbar)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)
1	1,2	23,0	4,32	2,59
2	1,3	23,1	5,47	3,29
3	1,4	23,1	5,63	3,38
4	1,4	23,5	5,71	3,43
5	1,5	23,0	6,39	3,84



Figura 4.8 Prueba de inyector N° 1
utilizando Gas Natural



Figura 4.9 Prueba de inyector N° 2
utilizando Gas Natural



Figura 4.10 Prueba de inyector N° 3
utilizando Gas Natural



Figura 4.11 Prueba de inyector N° 4
utilizando Gas Natural



Figura 4.12 Prueba de inyector N° 5 utilizando Gas Natural

De los resultados observados durante las pruebas con Gas Natural, se obtuvo lo siguiente:

- Con el inyector de diámetro 1,2 mm se obtuvieron llamas fueron de color azul debido a que el flujo volumétrico que se genera a baja presión genera un arrastre de aire suficiente para tener una combustión completa. Sin embargo, no se alcanzó la potencia de diseño a

baja presión, debido a que al ser un diámetro de inyector de menor tamaño al hallado en la Sección 2.2, se genera menor flujo volumétrico del necesario a la salida del inyector.

- Con el inyector de diámetro 1,3 mm se obtuvieron llamas de color azul con una ligera coloración amarilla en las puntas debido a que el flujo volumétrico generado arrastra la cantidad de aire exacta para la combustión completa, obteniéndose por partes deficiencia de aire (pocas puntas amarillas). Sin embargo, no se alcanzó la potencia de diseño a baja presión, debido a que al ser un diámetro de inyector de menor tamaño al hallado en la Sección 2.2, se genera menor flujo volumétrico del necesario a la salida del inyector.
- Con el inyector de diámetro 1,4 mm se obtuvo una potencia cercana a la de diseño debido a que la medida del diámetro de inyector es cercana al hallado en la Sección 2.2 y el valor de flujo volumétrico generado a baja presión se acerca al necesario para alcanzar la potencia de diseño. Se obtuvieron llamas azules con puntas amarillas en los puertos del quemador más cercanos al eje central, esto puede deberse al bajo arrastre de aire secundario cerca al eje central del quemador, obteniéndose una mezcla con deficiencia de aire.
- Con el inyector de diámetro 1,5 mm se alcanzó la potencia de diseño debido a que la medida del diámetro de inyector es mayor al hallado en la Sección 2.2 y el valor de flujo volumétrico generado a baja presión es suficiente para alcanzar la potencia de diseño. Las llamas obtenidas fueron de color azul con una ligera coloración naranja en las puntas debido al bajo arrastre de aire secundario en el quemador, generando una mezcla con deficiencia de aire. El color de la llama fue aceptable, además, fue una llama más estable que en los casos anteriores.

Cabe mencionar que debido a que el quemador fue diseñado para operar con GLP, hay una influencia en la variación del diámetro del inyector adecuado para utilizar con gas natural. Asimismo, el C_d (coeficiente de descarga) fue un valor asumido de la Figura 2.22 para el

cálculo del diámetro del inyector, ya que no se conoce la geometría interna de este. Finalmente, se decidió utilizar un inyector de 1,5 mm de diámetro, valor que supera al diámetro calculado (1,34 mm).

4.1.2 Resultado de distancia entre el inyector y el mezclador

Es importante definir la ubicación del inyector con respecto a la entrada del mezclador, ya que esto puede tener un efecto positivo o negativo en la combustión, además de afectar la estabilidad de la llama. Se eligió la distancia entre el inyector y la entrada del mezclador de acuerdo a los resultados cualitativos obtenidos al operar el quemador con diferentes distancias entre el inyector y mezclador (Ver tabla 4.3). Los resultados cualitativos obtenidos al utilizar GLP como combustible, se captaron como figuras para ejemplificar lo observado durante los ensayos.

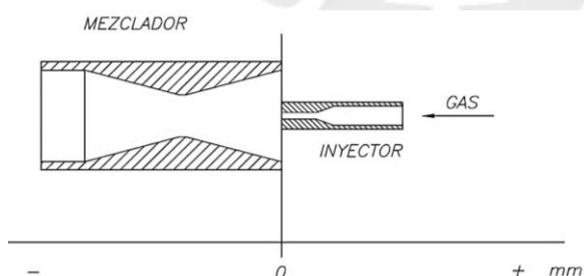


Figura 4.13 Esquema de distancia entre el mezclador e inyector

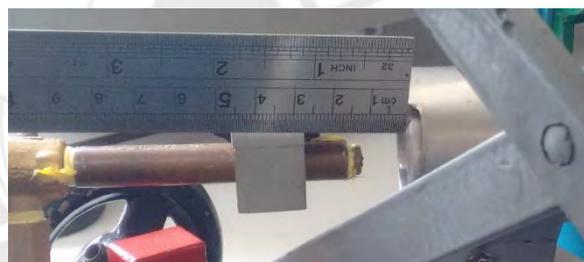


Figura 4.14 Regulación de distancia entre el mezclador e inyector

Tabla 4.3 Variación de la distancia entre el inyector y el mezclador (GLP)

N° Prueba	d_i (mm)	P_g (mbar)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)	Distancia inyector-mezclador
1	1,0	28,4	2,27	3,67	0 mm
2					25 mm
3					10 mm
4	0,9	58,9	2,44	3,94	0 mm
5					25 mm
6					10 mm



Figura 4.15 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°1 (GLP)



Figura 4.16 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°2 (GLP)



Figura 4.17 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°3 (GLP)



Figura 4.18 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°4 (GLP)



Figura 4.19 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°5 (GLP)



Figura 4.20 Prueba de distancia entre inyector y mezclador N°6 (GLP)

Se observó que las llamas de las pruebas N°1 y N°4 fueron las más estables dentro del grupo de pruebas realizadas para un mismo tamaño de inyector, además, presentaron menor cantidad de puntas amarillas. Es por ello que se decidió que la distancia entre el inyector y la entrada del mezclador sea 0 mm. Para el gas natural se tuvo el mismo comportamiento que el GLP, es por ello que esta distancia fue utilizada como parámetro fijo en los ensayos de ambos combustibles.

4.2 Ensayo de rendimiento térmico

Para iniciar con los ensayos de rendimiento térmico fue necesario hacer un precalentamiento del quemador por 10 minutos, esto se debe a que se deseaba tener igualdad de condiciones en los ensayos. Iniciar los ensayos con el quemador frío podría generar una variante en los resultados a obtener. Para el precalentamiento se hizo uso de una olla de 22 cm de diámetro con 3,7 kg de agua. Asimismo, se hizo uso de un módulo portacocina, el cual permite la regulación de la altura de la olla con respecto al quemador mediante un actuador manual, el cual está instalado en uno de los dos tornillos de desplazamiento que se encuentran interconectados mediante una cadena, que a su vez están conectados a la estructura. Dicho módulo es de color plomo y se puede apreciar en la figura 4.21.



Figura 4.21 Quemador diseñado durante el precalentamiento

La nomenclatura utilizada para presentar los resultados de los ensayos de rendimiento térmico es:

h = Altura entre la base de la olla y la cabeza del quemador (mm)

\dot{V}_g = Caudal de gas combustible (l/min)

P_g = Presión manométrica del gas correspondiente (mbar)

P = Potencia del quemador (kW)

T_i = Temperatura Inicial del agua ($^{\circ}\text{C}$)

T_f = Temperatura Final del agua ($^{\circ}\text{C}$)

t_a = Tiempo requerido para calentar el agua (s)

η = Rendimiento Térmico (%)

d_i = Diámetro de salida del inyector (mm)

NCh927/1 = Norma elaborada por la División de Normas del Instituto Nacional de Normalización en Chile

GB 16410 = Norma elaborada por “*The Standardization Administration of the People’s Republic of China*”

4.2.1 Ensayo de rendimiento térmico utilizando Gas Licuado de Petróleo (GLP)

Para el ensayo de rendimiento térmico, el diámetro del inyector fue 1 mm, valor óptimo hallado teóricamente en el ítem 2.2 y comprobado experimentalmente en el ítem 4.1.1 y la distancia entre el inyector y el quemador fue 0 mm, valor óptimo hallado en el ítem 4.1.2. Se varió la altura entre el quemador y la base de la olla “h” en 4 valores cercanos al valor de altura que se comercializa actualmente en las cocinas semi-industriales, además se varió la presión de salida del gas combustible “ P_g ” en los puntos 28, 35, 40, 50 y 60 mbar.

De la tabla 4.4 se obtuvo mayor rendimiento térmico cuando la altura entre el quemador y la base de la olla fue 25 mm (56,36 % según NCh927/1 y 58,93 % según GB 16410), es por ello que los siguientes ensayos se realizaron manteniendo como parámetro fijo este valor.

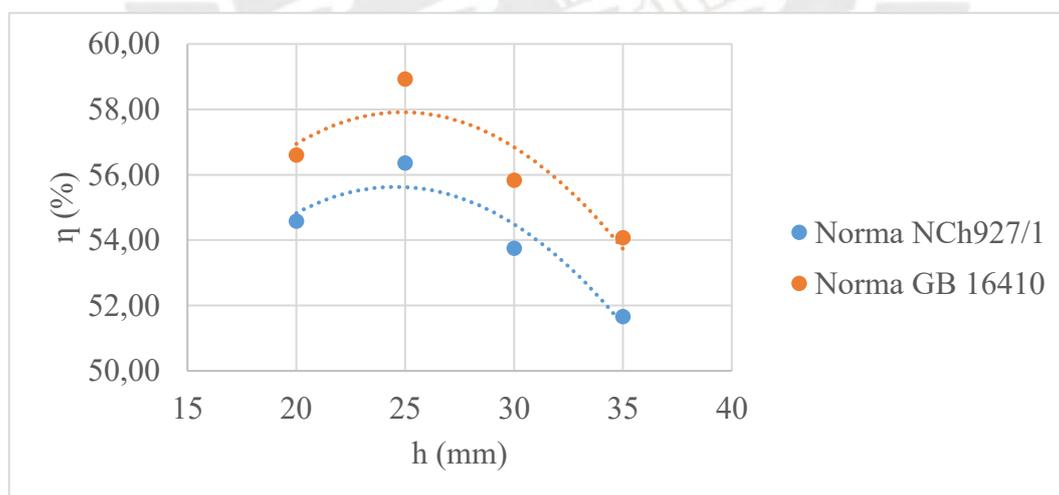
Tabla 4.4 Rendimiento térmico variando “h” ($P_g = 28$ mbar, GLP)

Ensayo	h (mm)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)	T_i ($^{\circ}\text{C}$)	Norma NCh927/1			Norma GB 16410		
					T_f ($^{\circ}\text{C}$)	t_a (s)	η (%)	T_f ($^{\circ}\text{C}$)	t_a (s)	η (%)
1	20	1,99	3,21	30	93	1714	54,58	60	787	56,60
2	25	1,99	3,21	30	93	1660	56,36	60	756	58,93
3	30	1,97	3,18	30	93	1758	53,75	60	806	55,83
4	35	1,98	3,20	30	93	1820	51,66	60	828	54,07

Tabla 4.5 Rendimiento térmico variando la presión ($h = 25$ mm, GLP)

Ensayo	P_g (mbar)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)	T_i (°C)	Norma NCh927/1			Norma GB 16410		
					T_f (°C)	t_a (s)	η (%)	T_f (°C)	t_a (s)	η (%)
1	60,1	2,93	4,73	30	93	1185	53,62	60	553	54,71
2	50,0	2,68	4,33	30	93	1284	54,10	60	602	54,95
3	40,0	2,40	3,88	30	93	1424	54,47	60	659	56,05
4	35,0	2,22	3,59	30	93	1490	56,28	60	680	58,72
5	28,3	1,99	3,21	30	93	1660	56,36	60	756	58,93

En la figura 4.22, se observa que se alcanzó mayor rendimiento térmico cuando la altura entre el quemador y la base de la olla fue de 25 mm, para la norma NCh927/1 se obtuvo 56,36% y para la norma GB 16410 se obtuvo 58,93 %. Esto se debe a que, al aumentar la altura entre la base de la olla y el quemador (30 y 35 mm), hubo mayor cantidad de calor que se perdió en el ambiente, además se disminuyó el área de contacto entre la llama y la base de la olla. La altura al ser de 20 mm, no permitió que la llama se desarrolle completamente, obteniéndose menor área de contacto.

Figura 4.22 Rendimiento térmico vs. Altura “h” ($P_g = 28$ mbar, GLP)

En la figura 4.23, se observa que a baja presión del combustible (28 mbar) se obtuvo mayor rendimiento térmico, para la norma NCh927/1 se obtuvo 56,36 % y para la norma GB16410 se obtuvo 58,93 %. Esto se debe a que 28 mbar de GLP fue la presión de diseño del

quemador, por lo que se esperó que a esta presión se den mejores condiciones de rendimiento térmico.

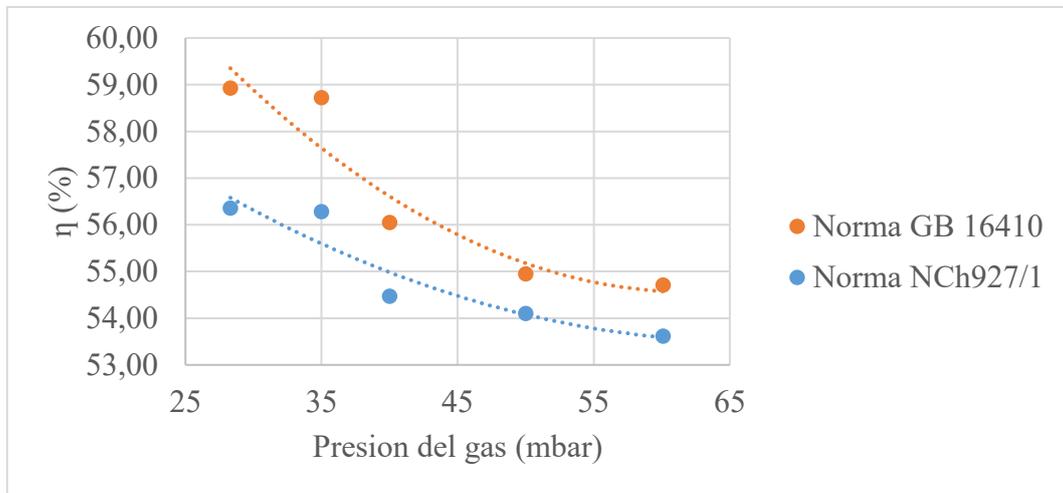


Figura 4.23 Rendimiento térmico vs. Presión del gas ($h = 25$ mm, GLP)

En la figura 4.24, se observa que cuando la potencia del quemador fue menor o igual que la potencia de diseño (3,75 kW), se obtuvo mayor rendimiento térmico. Para una potencia de 3,21 kW, se tuvo un rendimiento de 56,36 % para la norma NCh927/1 y 58,93 % para la norma GB 16410. Esto se debe a que la potencia obtenida por el combustible es directamente proporcional a la presión de salida del gas, dado que 28 mbar es la presión de diseño, es de esperar que a esta potencia se obtenga mayor rendimiento térmico.

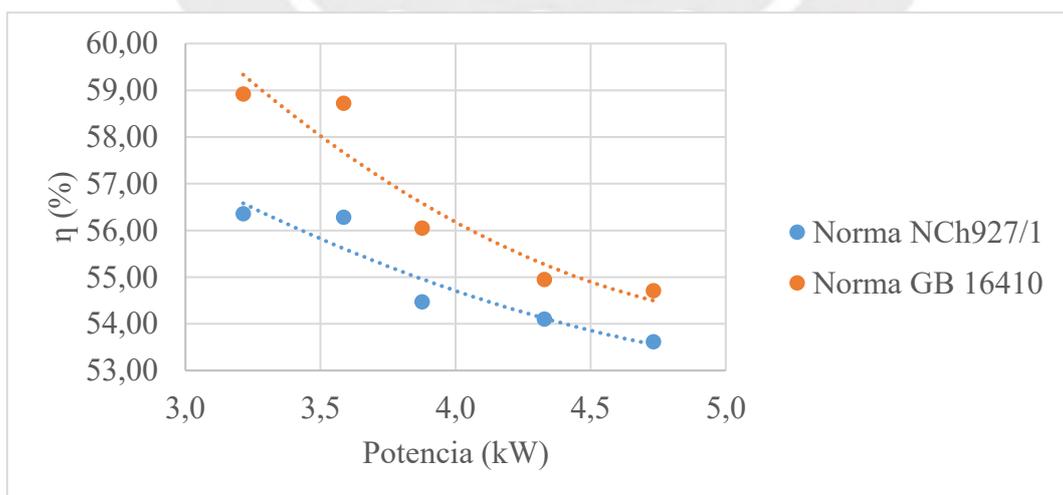


Figura 4.24 Rendimiento térmico vs. Potencia del gas ($h = 25$ mm, GLP)

En la figura 4.25, se observa que la potencia del quemador aumentó junto con la presión del combustible debido a que es directamente proporcional al flujo volumétrico del gas combustible. El quemador llegó a obtener 4,73 kW de potencia con una presión del gas combustible de 60,1 mbar. La potencia de diseño no coincide con la potencia real obtenida a 28 mbar debido a que se desconoce la geometría interna del inyector y se utilizó un valor aproximado de coeficiente de descarga (C_d).

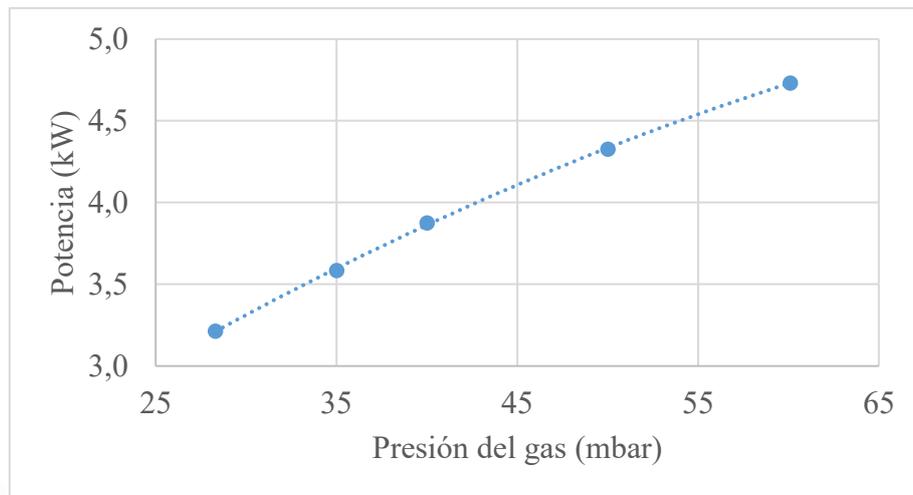


Figura 4.25 Potencia del gas vs. Presión del gas ($h = 25$ mm, GLP)

En las figuras 4.22, 4.23 y 4.24, se observa que el rendimiento térmico del quemador obtenido por la norma GB 16410 fue mayor que el obtenido mediante la norma NCh927/1, variando entre 0,85 % y 2,57 %. Cuando la presión del combustible se mantuvo estable variando la altura entre el quemador y la base de la olla, la diferencia de rendimiento térmico entre las normas estuvo entre 2,02 – 2,57 %. Cuando se mantuvo estable la altura entre el quemador y la base de la olla y se varió la presión del gas combustible, la diferencia de rendimiento térmico entre las normas estuvo entre 0,85 – 2,57%.

A continuación, se presentan figuras captadas del quemador diseñado funcionando con GLP como combustible, variando la presión del combustible y la altura entre el quemador y la base de la olla.



Figura 4.26 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 28$ mbar, $h = 20$ mm, GLP)



Figura 4.27 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 28$ mbar, $h = 25$ mm, GLP)



Figura 4.28 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 28$ mbar, $h = 30$ mm, GLP)



Figura 4.29 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 40,1$ mbar, $h = 25$ mm, GLP)



Figura 4.30 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 60$ mbar, $h = 25$ mm, GLP)

Luego de observar las llamas resultantes de los distintos ensayos, se puede mencionar lo siguiente:

- En los ensayos del quemador con 28 mbar de presión de gas se obtuvieron llamas azules cuando la altura “h” fue 20 y 25 mm, sin embargo, cuando la altura “h” fue de 30 y 35 mm se presentaron puntas amarillas que se distribuían por toda la base del recipiente. Esta diferencia se puede apreciar en las figuras 4.26, 4.27 y 4.28.
- En los ensayos del quemador donde se mantuvo la altura “h” a 25 mm, las llamas obtenidas fueron de color azul cuando la presión fue de 28 y 35 mbar, sin embargo,

cuando la presión fue de 40, 50 y 60 mbar se empezó a mostrar ligeras puntas amarillas en las llamas (figuras 4.29 y 4.30). Cuando la presión fue de 60 mbar, la llama comenzó a ondular en la base del recipiente.

- Durante los ensayos se obtuvieron llamas azules con puntas amarillas cuando la presión del combustible y la altura entre la base del quemador y la olla aumentó. La influencia del calor obtenido por la radiación térmica originada por la presencia de hollín en la llama (llama amarilla) es pequeña y eso se evidencia en los valores de rendimiento térmico obtenido en los ensayos, donde la disminución del rendimiento térmico fue de 1,5% - 3% aun cuando las puntas amarillas aumentaron.

4.2.2 Ensayo de rendimiento térmico utilizando Gas Natural

Para el ensayo de rendimiento térmico, el diámetro del inyector fue 1,5 mm, valor óptimo comprobado experimentalmente en el ítem 4.1.1 y la distancia entre el inyector y el quemador fue 0 mm, valor óptimo hallado en el ítem 4.1.2. Se varió la altura entre el quemador y la base de la olla “h” en 4 valores cercanos al valor de altura que se comercializa actualmente en las cocinas semi-industriales, además se varió la presión de salida del gas combustible “ P_g ” entre los valores 23; 25; 27; 30 y 34 mbar, aproximadamente. A continuación, se muestran los resultados de los ensayos de rendimiento térmico del quemador diseñado.

Tabla 4.6 Rendimiento térmico variando “h” ($P_g = 23$ mbar, Gas Natural)

Ensayo	h (mm)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)	T_i (°C)	Norma NCh927/1			Norma GB 16410		
					T_f (°C)	t_a (s)	η (%)	T_f (°C)	t_a (s)	η (%)
1	20	6,40	3,84	30	93	1432	54,61	60	669	55,67
2	25	6,40	3,84	30	93	1418	55,15	60	652	57,12
3	30	6,40	3,84	30	93	1425	54,88	60	652	57,12
4	35	6,40	3,84	30	93	1516	51,59	60	696	53,51

Tabla 4.7 Rendimiento térmico variando “h” ($P_g = 24,8$ mbar, Gas Natural)

Ensayo	h (mm)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)	T_i (°C)	Norma NCh927/1			Norma GB 16410		
					T_f (°C)	t_a (s)	η (%)	T_f (°C)	t_a (s)	η (%)
1	20	6,70	4,02	30	93	1401	53,32	60	645	55,15
2	25	6,70	4,02	30	93	1397	53,47	60	636	55,93
3	30	6,70	4,02	30	93	1471	50,78	60	682	52,16
4	35	6,70	4,02	30	93	1519	49,18	60	702	50,67

Tabla 4.8 Rendimiento térmico variando “h” ($P_g = 26,5$ mbar, Gas Natural)

Ensayo	h (mm)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)	T_i (°C)	Norma NCh927/1			Norma GB 16410		
					T_f (°C)	t_a (s)	η (%)	T_f (°C)	t_a (s)	η (%)
1	20	7,00	4,21	30	93	1330	53,76	60	613	55,54
2	25	7,00	4,21	30	93	1334	53,60	60	614	55,45
3	30	7,00	4,21	30	93	1366	52,34	60	635	53,62
4	35	7,00	4,21	30	93	1439	49,69	60	676	50,37

Tabla 4.9 Rendimiento térmico variando “h” ($P_g = 30,4$ mbar, Gas Natural)

Ensayo	h (mm)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)	T_i (°C)	Norma NCh927/1			Norma GB 16410		
					T_f (°C)	t_a (s)	η (%)	T_f (°C)	t_a (s)	η (%)
1	20	7,50	4,51	30	93	1264	52,80	60	585	54,32
2	25	7,50	4,51	30	93	1279	52,18	60	600	52,96
3	30	7,50	4,51	30	93	1310	50,94	60	612	51,93
4	35	7,50	4,51	30	93	1323	50,44	60	617	51,50

Tabla 4.10 Rendimiento térmico variando “h” ($P_g = 34,4$ mbar, Gas Natural)

Ensayo	h (mm)	\dot{V}_g (LPM)	P (kW)	T_i (°C)	Norma NCh927/1			Norma GB 16410		
					T_f (°C)	t_a (s)	η (%)	T_f (°C)	t_a (s)	η (%)
1	20	8,00	4,81	30	93	1184	52,84	60	552	53,97
2	25	8,00	4,81	30	93	1207	51,83	60	560	53,20
3	30	8,00	4,81	30	93	1234	50,70	60	581	51,28
4	35	8,00	4,81	30	93	1244	50,29	60	567	52,54

A continuación, se mostrarán figuras que nos permitan comparar los resultados entre los ensayos de rendimiento térmico y entre las normas NCh927/1 y GB 16410.

En la figura 4.31, se observa que cuando la presión del gas combustible fue de 23 mbar, el mayor valor de rendimiento térmico se alcanzó a una altura entre el quemador y la base de la olla de 25 mm, para la norma NCh927/1 se obtuvo 55,15 % y para la norma GB 16410 se obtuvo 57,12 %. Esto se debe a que, al aumentar la altura entre la base de la olla y el quemador (30 y 35 mm), hubo mayor cantidad de calor que se perdió en el ambiente, además se disminuyó el área de contacto entre la llama y la base de la olla. La altura al ser de 20 mm, no permitió que la llama se desarrolle completamente, obteniéndose menor área de contacto.

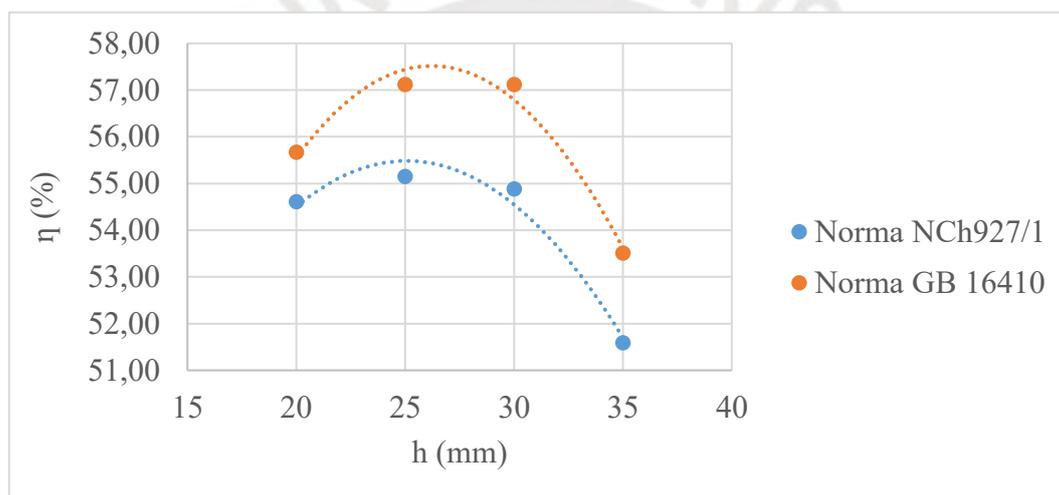


Figura 4.31 Rendimiento térmico vs. Altura “h” ($P_g = 23$ mbar, Gas Natural)

En la figura 4.32, se observa que cuando la presión del gas combustible fue de 34,4 mbar, el mayor valor de rendimiento térmico se obtuvo a una altura entre el quemador y la base de la olla de 20 mm, para la norma NCh927/1 fue de 52,84 % y para la norma GB 16410 fue de 53,97 %. A diferencia de la figura 4.31, esta curva es el resultado de las pruebas a la máxima presión de ensayo, donde se generó mayor potencia. De esto resultó que, a 20 mm de altura existió mayor área contacto entre la llama y la base de la olla, mientras que cuando se aumentó la altura entre la base de la olla y el quemador (25, 30 y 35 mm) aumentó la cantidad de calor que se perdió en el ambiente y se disminuyó el área de contacto entre estas.

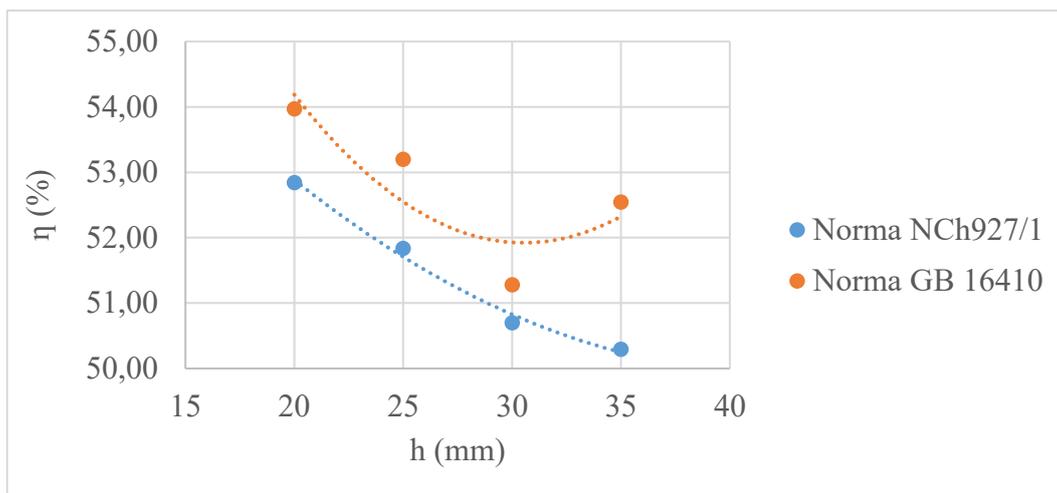


Figura 4.32 Rendimiento térmico vs. Altura “h” ($P_g = 34,4$ mbar, Gas Natural)

En la figura 4.33, se observa que cuando la altura entre el quemador y la base de la olla fue de 25 mm, se obtuvo mayor rendimiento térmico a baja presión (23mbar), para la norma NCh927/1 fue 55,15 % y para la norma GB 16410 fue 57,12 %. Este quemador fue diseñado para operar con GLP. Sin embargo, a pesar de no existir intercambiabilidad de gases la tendencia se mantiene, ya que a baja presión (23 mbar de Gas Natural) se tuvo el mejor rendimiento térmico debido a que el cálculo de inyector para alcanzar la potencia de diseño fue para 23 mbar de presión y la geometría del mezclador favoreció la combustión.

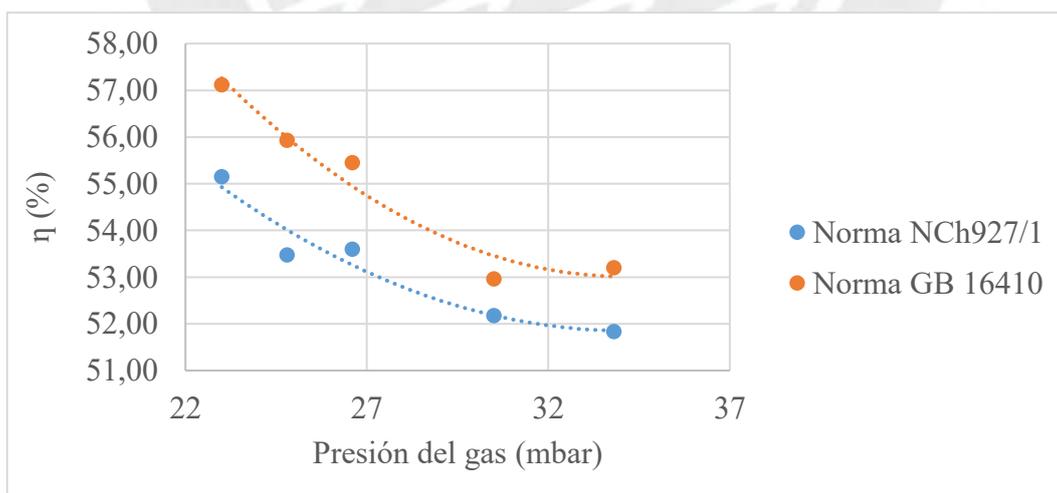


Figura 4.33 Rendimiento térmico vs. Presión del gas ($h = 25$ mm, Gas Natural)

En la figura 4.34, se observa que cuando la altura entre el quemador y la base de la olla fue de 25 mm y la potencia del quemador fue cercana a la potencia de diseño (3,75 kW), se

obtuvo mayor rendimiento térmico. Para una potencia de 3,84 kW, se obtuvo un rendimiento de 55,15 % para la norma NCh927/1 y 57,12 % para la norma GB 16410. Este quemador fue diseñado para operar con GLP. Sin embargo, a pesar de no existir intercambiabilidad de gases la tendencia se mantiene, ya que a baja presión (23 mbar de Gas Natural) se tuvo el mejor rendimiento térmico debido a que el cálculo de inyector para alcanzar la potencia de diseño fue para 23 mbar de presión y la geometría del mezclador favoreció la combustión.

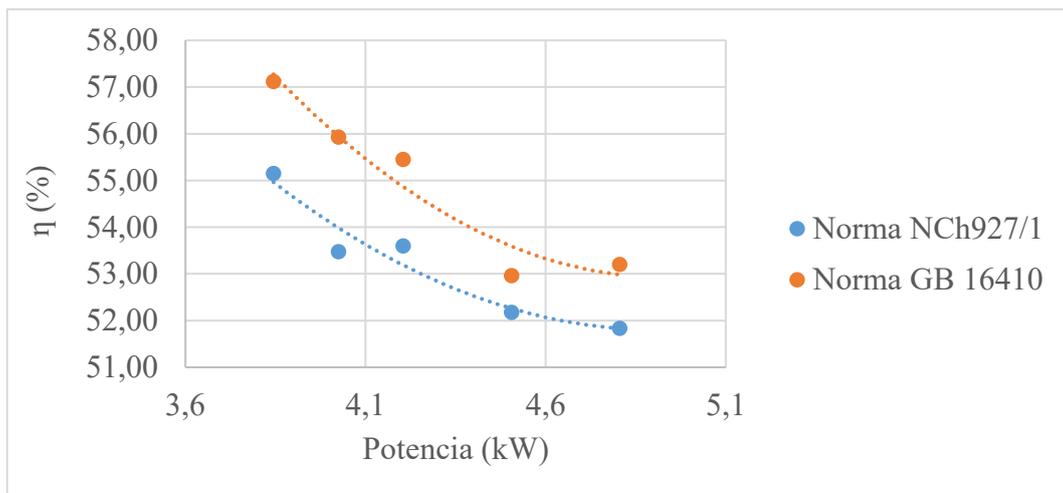


Figura 4.34 Rendimiento térmico vs. Potencia del gas ($h = 25$ mm, Gas Natural)

En la figura 4.35, se observa que la potencia del quemador aumentó junto a la presión del combustible debido a que la presión es directamente proporcional al flujo volumétrico del gas combustible. El quemador llegó a obtener 4,81 kW de potencia con una presión del gas combustible de 33,8 mbar. La potencia de diseño no coincide con la potencia real obtenida en las pruebas con gas natural debido a que se desconoce la geometría interna del inyector y se utilizó un valor aproximado de coeficiente de descarga (C_d).

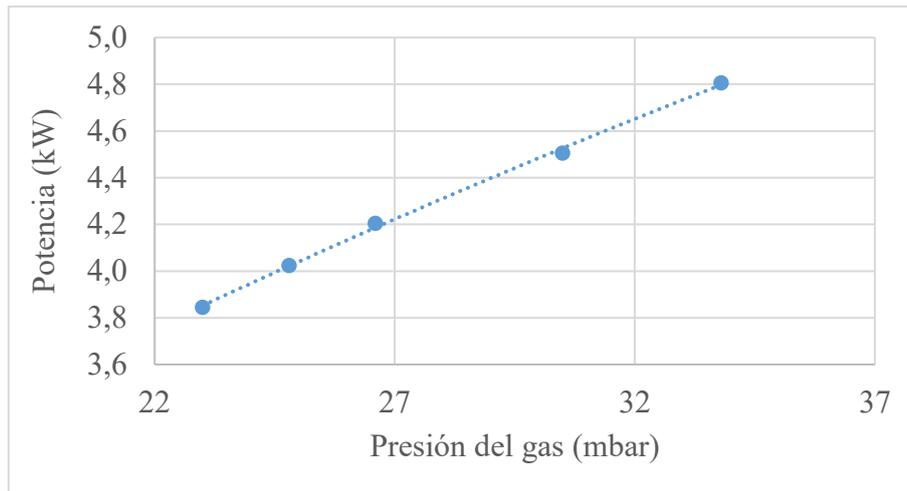


Figura 4.35 Potencia del gas vs. Presión del gas (h = 25 mm, Gas Natural)

En las figuras 4.31, 4.32, 4.33 y 4.34, se observa que el rendimiento térmico del quemador obtenido por la norma GB 16410 fue mayor que el obtenido mediante la norma NCh927/1, variando entre 0,58 % y 2,46 %. Cuando la presión del combustible se mantuvo estable en 23 mbar, variando la altura entre el quemador y la base de la olla, la diferencia de rendimiento térmico entre las normas estuvo entre 1,05 – 2,24 %, mientras que cuando la presión del combustible fue de 34,4 mbar y se varió la altura entre el quemador y la base de la olla, la diferencia de rendimiento térmico entre las normas estuvo entre 0,58 – 2,25 %. Cuando se mantuvo estable la altura entre el quemador y la base de la olla (25 mm) y se varió la presión del gas combustible, la diferencia de rendimiento térmico entre las normas estuvo entre 0,79 – 2,46%.

A continuación, se presentan figuras captadas del quemador diseñado funcionando con Gas Natural como combustible, variando la presión del combustible y la altura entre el quemador y la base de la olla.



Figura 4.36 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 23$ mbar, $h = 25$ mm, Gas Natural)



Figura 4.37 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 23$ mbar, $h = 30$ mm, Gas Natural)



Figura 4.38 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 23$ mbar, $h = 35$ mm, Gas Natural)



Figura 4.39 Ensayo de rendimiento térmico ($P_g = 34,4$ mbar, $h = 25$ mm, Gas Natural)

Durante los ensayos se observaron las llamas presentadas en los distintos casos, de los cuales se puede mencionar lo siguiente:

- En los ensayos del quemador con 23, 25, 27, 30 y 34 mbar de presión de gas, aproximadamente, se obtuvieron llamas azules en todas las alturas “h” propuestas. Esto se puede apreciar en las figuras 4.36, 4.37, 4.38 y 4.39.
- En los ensayos del quemador donde la presión del gas fue de 30,4 y 34,4 mbar, las llamas obtenidas comenzaron a ondular en la base del recipiente.
- Durante los ensayos con Gas Natural se obtuvieron llamas azules con ligeras puntas amarillas cuando la presión del combustible y la altura entre la base del quemador y la olla aumentó. No se tuvo influencia de calor obtenido por la radiación térmica originada por la presencia de hollín en la llama (llama amarilla), debido a que la presencia de estas fue casi imperceptible.

4.2.3 Comparación del rendimiento térmico entre GLP y Gas Natural

El quemador fue manufacturado con las dimensiones halladas para operar con GLP, sin embargo, se deseó conocer el comportamiento del quemador utilizando otro combustible, en este caso gas natural. Al ser gases no intercambiables, se utilizaron valores de presión

diferentes e inyectores diferentes dependiendo del combustible a utilizar en los ensayos, asimismo, se esperó que el comportamiento del rendimiento térmico fuera diferente para cada combustible, es por ello que se compararon los resultados obtenidos de rendimiento térmico mediante la norma NCh927/1 y la potencia del quemador obtenida por el GLP y el gas natural.

En la figura 4.40, se observa que el rendimiento térmico obtenido a bajas presiones de ensayo (28 mbar cuando opera con GLP y 23 mbar cuando opera con gas natural) fue mayor a 50% para ambos casos (56,36% para GLP y 55,15% para gas natural), siendo el valor obtenido con gas natural un valor cercano al obtenido con GLP (la variación del rendimiento térmico obtenido a bajas presiones de ensayo entre ambos combustibles fue de 1,2%). Cuando se operó el quemador con la máxima presión de ensayo (60 mbar para GLP y 34 mbar para gas natural), el rendimiento térmico tuvo el mismo comportamiento, es decir, se obtuvieron valores mayores a 50% (53,62% para GLP y 51,83% para gas natural), teniendo una variación de 1,78%.

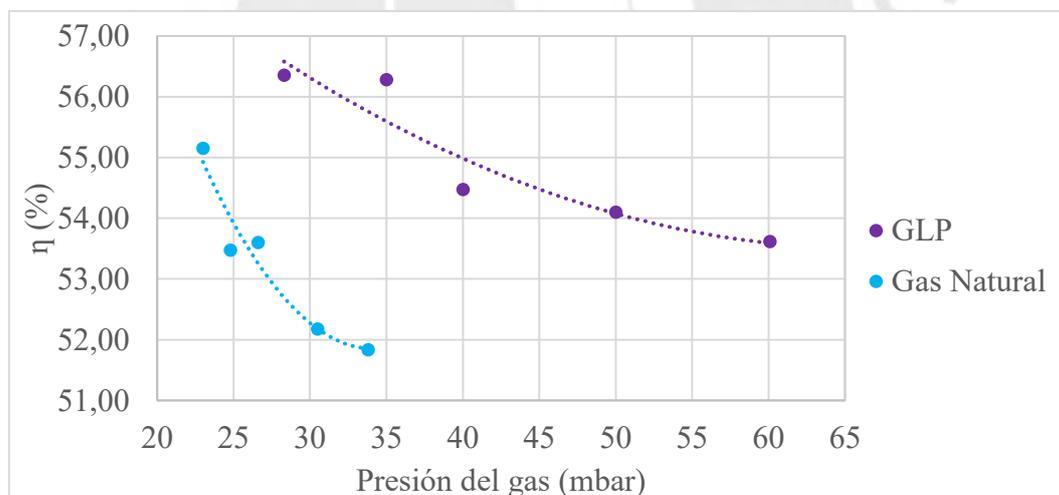


Figura 4.40 Rendimiento térmico vs. Presión del gas (h = 25 mm, GLP, Gas Natural)

En la figura 4.41, se observa que el rango de potencias obtenido en los ensayos con gas natural (3,8 kW – 4,8 kW) se encuentra dentro del rango de potencias obtenido de los ensayos con GLP (3,2 – 4,7 kW). Al operar con la máxima presión de ensayo de ambos combustibles, la potencia obtenida en el quemador fue muy parecido en ambos casos, al operar con GLP tuvo una potencia de 4,7 kW y al operar con gas natural tuvo una potencia de 4,8 kW

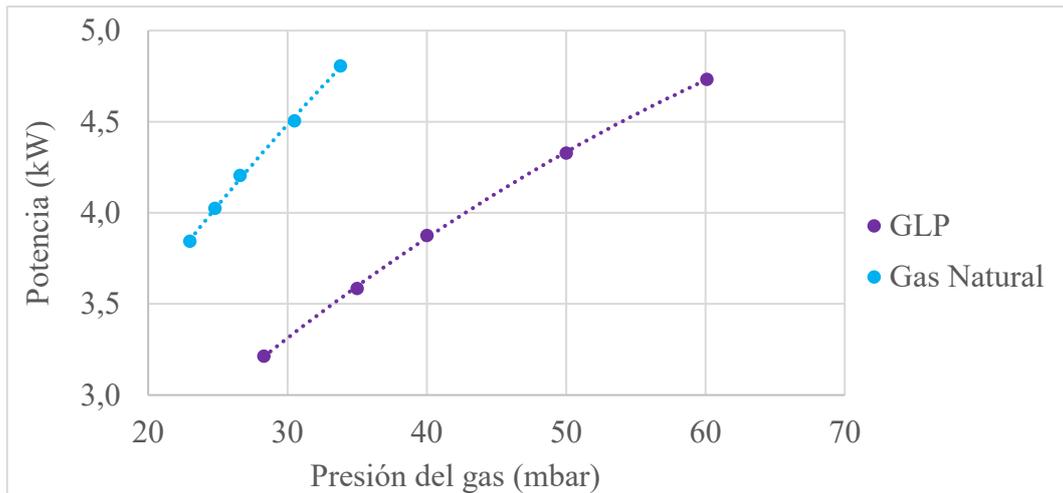


Figura 4.41 Potencia del gas vs. Presión del gas (h = 25 mm, GLP, Gas Natural)

4.3 Ensayo de emisiones

El ensayo de emisiones se realizó de acuerdo a la metodología descrita en el ítem 3.2. Los parámetros de los ensayos como diámetro de inyector, distancia entre el inyector y el quemador, valores de presión de GLP y Gas Natural, valores de altura entre el quemador y la base de la olla, son los mismos que en los ítems 4.2.1 y 4.2.2, dependiendo del tipo de combustible. La nomenclatura utilizada para mostrar los resultados es la siguiente:

NO_x = Óxidos de nitrógeno (ppm)

CO/CO_2 = Proporción de CO entre CO_2

CO = Monóxido de carbono (ppm)

C_xH_y = Hidrocarburos (ppm)

$\% (\text{CO})_N$ = Monóxido de carbono neutro (%)

4.3.1 Ensayo de emisiones utilizando Gas Licuado de Petróleo (GLP)

De los ensayos de emisión del quemador manufacturado para operar con GLP se obtuvo lo siguiente:

Tabla 4.11 Emisiones variando la presión del GLP (h = 20 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO_x (ppm)	CO/CO_2	CO (ppm)	C_xH_y (ppm)	% (CO) _N
3,17	1,96	28,0	18	0,0285	1890	74	0,422
3,57	2,21	35,2	17	0,0293	1930	87	0,434
3,83	2,37	40,1	16	0,0314	2137	92	0,465
4,30	2,66	50,1	16	0,0324	2513	89	0,480
4,73	2,93	60,1	15	0,0458	3522	145	0,678

Tabla 4.12 Emisiones variando la presión del GLP (h = 25 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO_x (ppm)	CO/CO_2	CO (ppm)	C_xH_y (ppm)	% (CO) _N
3,17	1,96	28,0	20	0,0276	1778	68	0,408
3,57	2,21	35,2	17	0,0324	1856	79	0,480
3,83	2,37	40,1	17	0,0361	2285	84	0,534
4,30	2,66	50,1	19	0,0432	2552	94	0,639
4,73	2,93	60,1	16	0,0494	3479	131	0,731

Tabla 4.13 Emisiones variando la presión del GLP (h = 30 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO_x (ppm)	CO/CO_2	CO (ppm)	C_xH_y (ppm)	% (CO) _N
3,17	1,96	28,0	21	0,0275	1854	67	0,407
3,57	2,21	35,2	16	0,0302	1904	72	0,447
3,83	2,37	40,1	17	0,0338	2173	86	0,500
4,30	2,66	50,1	16	0,0315	2360	93	0,466
4,73	2,93	60,1	16	0,0454	3488	115	0,672

Tabla 4.14 Emisiones variando la presión del GLP (h = 35 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO_x (ppm)	CO/CO_2	CO (ppm)	C_xH_y (ppm)	% (CO) _N
3,17	1,96	28,0	23	0,0260	1715	68	0,385
3,57	2,21	35,2	20	0,0274	1828	73	0,406
3,83	2,37	40,1	19	0,0331	2075	85	0,490
4,30	2,66	50,1	18	0,0389	2691	97	0,576
4,73	2,93	60,1	19	0,0445	3379	116	0,659

En la figura 4.42, se observa que las curvas de emisión de óxido de nitrógeno (NO_x) tuvieron tendencia descendente para todas las alturas “h” a medida que aumentó la presión del gas, para 20 mm de altura se obtuvo menor emisión a 60 mbar de presión (15 ppm) y mayor emisión a 28 mbar de presión (18 ppm), para 35 mm de altura se obtuvo menor emisión a 60 mbar de presión (19 ppm) y mayor emisión a 28 mbar de presión de GLP (23 ppm). Esta tendencia se debe a que, al aumentar la presión del gas sin modificar la distancia entre el inyector y el mezclador, no se genera el arrastre suficiente de aire primario para la combustión por lo que al haber menor cantidad de oxígeno se reduce la producción de NO_x .

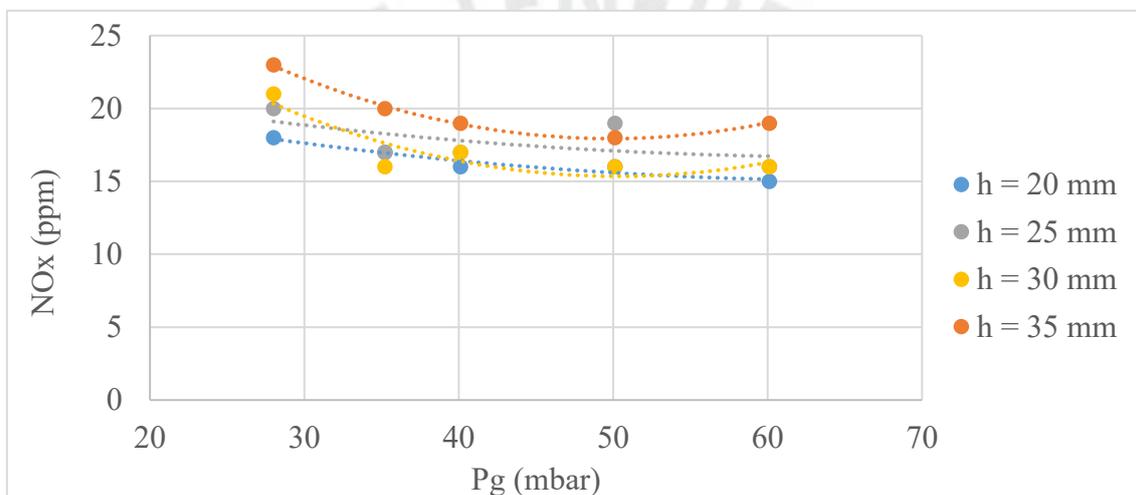


Figura 4.42 Emisión de NO_x vs P_g (GLP)

En la figura 4.43, se observa que las curvas de emisión de hidrocarburos (C_xH_y) tuvieron tendencia ascendente para todas las alturas “h” a medida que aumentó la presión del gas, para 20 mm de altura se tuvo menor emisión de C_xH_y a 28 mbar (74 ppm) y mayor emisión a 60 mbar (145 ppm), para 35 mm de altura se obtuvo menor emisión de C_xH_y a 28 mbar (68 ppm) y mayor emisión a 60 mbar (116 ppm). Esto se debe a que, al aumentar la presión del gas sin modificar la distancia entre el inyector y el mezclador, no se genera el arrastre suficiente de aire primario a la mezcla, es así que aumenta la emisión de hidrocarburos compuestos por carbono e hidrógeno provenientes del combustible sin quemar.

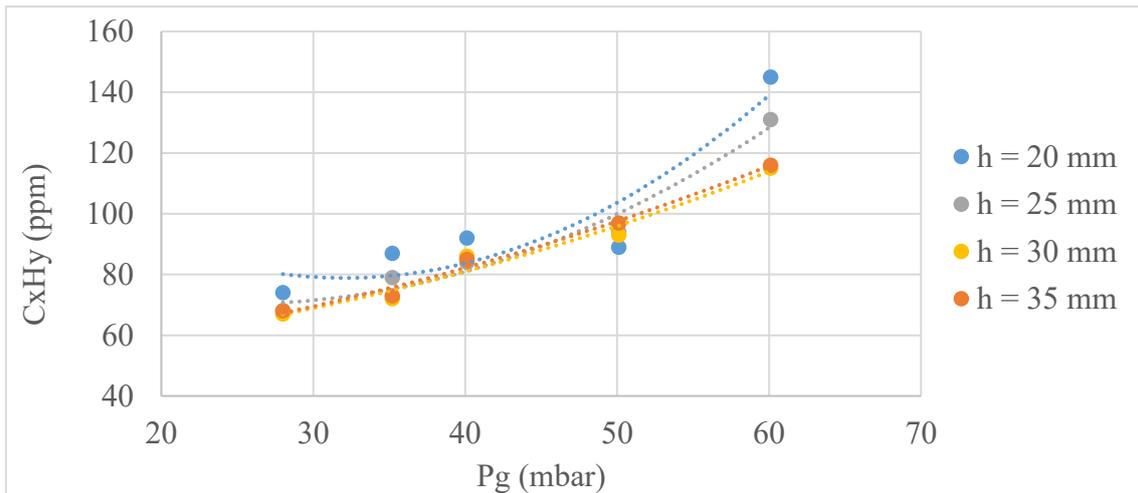


Figura 4.43 Emisión de C_xH_y vs P_g (GLP)

En la figura 4.44, se observa que las curvas de emisión de monóxido de carbono (CO) tuvieron una tendencia ascendente para todas las alturas “h” a medida que aumentó la presión del gas. Para 20 mm de altura se tuvo menor emisión de CO a 28 mbar (1890 ppm) y mayor emisión a 60 mbar (3522 ppm), para 35 mm de altura se obtuvo menor emisión de CO a 28 mbar (1715 ppm) y mayor emisión a 60 mbar (3379 ppm). Esto se debe a que, al aumentar la presión del gas sin modificar la distancia entre el inyector y el mezclador, no se genera el arrastre suficiente de aire primario para la combustión, quedando disponible carbono del combustible que reacciona con el oxígeno aumentando la emisión de monóxido de carbono (CO).

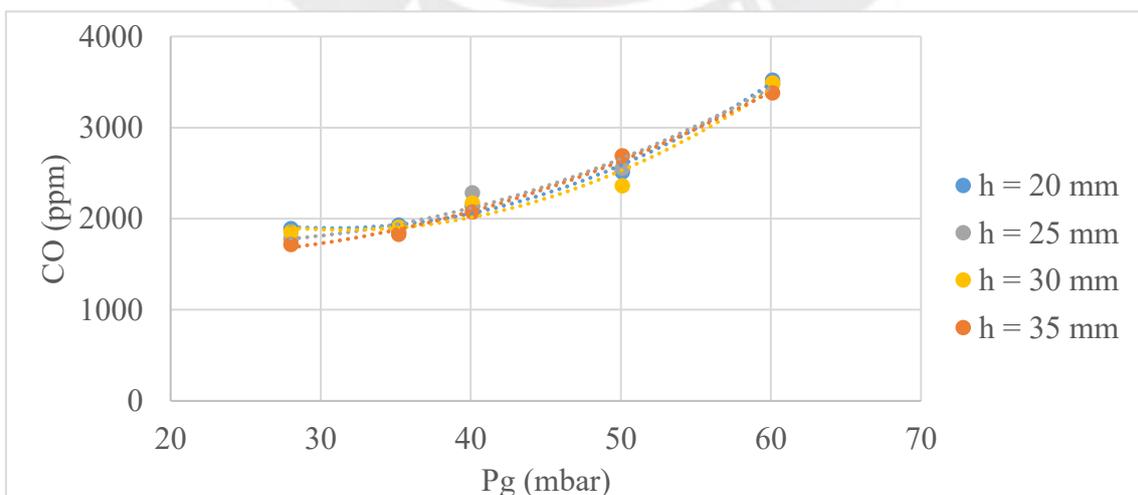


Figura 4.44 Emisión de CO vs P_g (GLP)

En la figura 4.45, se observa que el porcentaje de monóxido de carbono neutro ($\%(\text{CO})_N$) tuvo una tendencia ascendente para todas las alturas “h” a medida que aumentó la presión del gas. Para 20 mm de altura se tuvo menor $\%(\text{CO})_N$ a 28 mbar (0,42 %) y mayor porcentaje a 60 mbar (0,68 %), para 35 mm de altura se obtuvo menor $\%(\text{CO})_N$ a 28 mbar (0,39 %) y mayor porcentaje a 60 mbar (0,66 %). Esto se debe a que, al aumentar la presión del gas sin modificar la distancia entre el inyector y el mezclador, no se genera el arrastre suficiente de aire primario para la combustión, es por ello que luego de reaccionar el carbono del combustible con el oxígeno del aire aumentó la emisión de CO y a su vez produjo el aumento del $\%(\text{CO})_N$.

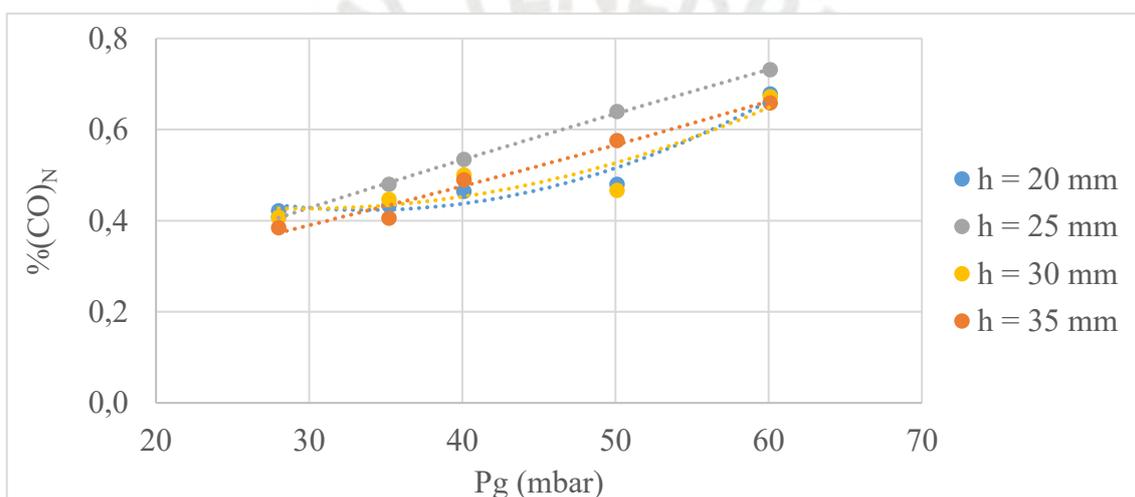


Figura 4.45 $\%(\text{CO})_N$ vs P_g (GLP)

En la figura 4.46, a 28 mbar y 60 mbar de presión de GLP se observa que las curvas de emisión de óxidos de nitrógeno (NO_x) tuvieron una tendencia ascendente, es decir, cuando la altura “h” fue 20 mm se tuvo menor emisión de NO_2 (18 ppm para 28 mbar y 15 ppm para 60 mbar), mientras que cuando la altura fue de 35 mm mayor emisión de NO_2 (23 ppm para 28 mbar y 19 ppm para 60 mbar). Esto es debido a que al aumentar la altura entre la base del quemador y la olla, aumentó el aire secundario que intervino en la combustión, por lo que, al reaccionar este exceso de aire a alta temperatura, se generó un ligero aumento en la formación de NO_x .

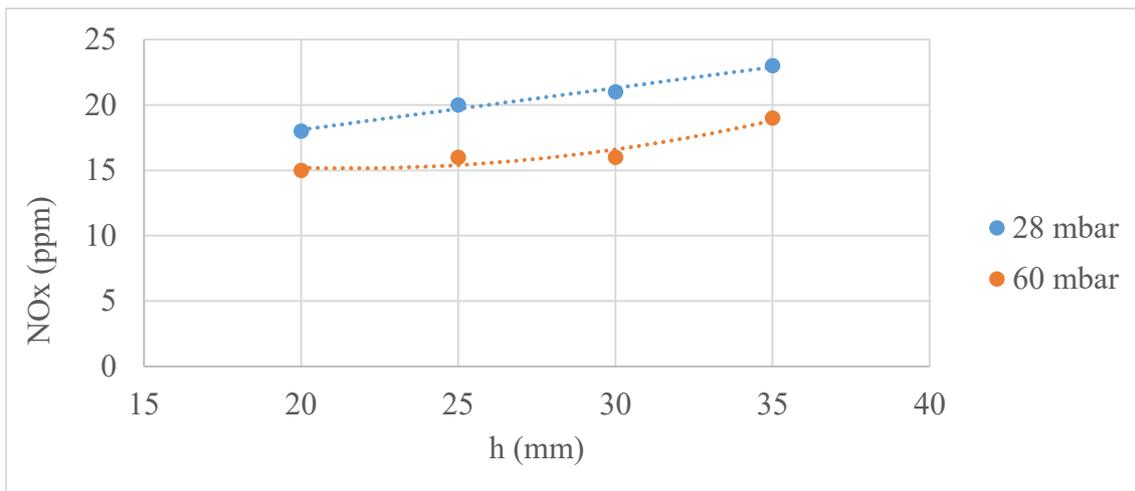


Figura 4.46 Emisión de NO_x vs Altura “h” (28 y 60 mbar, GLP)

En la figura 4.47, a 28 mbar y 60 mbar de presión de GLP se observa que las curvas de emisión de hidrocarburos (C_xH_y) tuvieron una tendencia descendente, es decir a 20 mm de altura se tuvo mayor emisión de C_xH_y (74 ppm para 28 mbar y 145 ppm para 60 mbar), mientras que a 35 mm de altura se tuvo menor emisión de C_xH_y (68 ppm para 28 mbar y 116 ppm para 60 mbar). Esto se debe a que, al aumentar la altura entre la base del quemador y la olla, aumentó el aire secundario presente en la mezcla, por lo que, menor cantidad de carbono e hidrógeno quedaron libres en la combustión y por lo tanto disminuyó la emisión de hidrocarburos (C_xH_y).

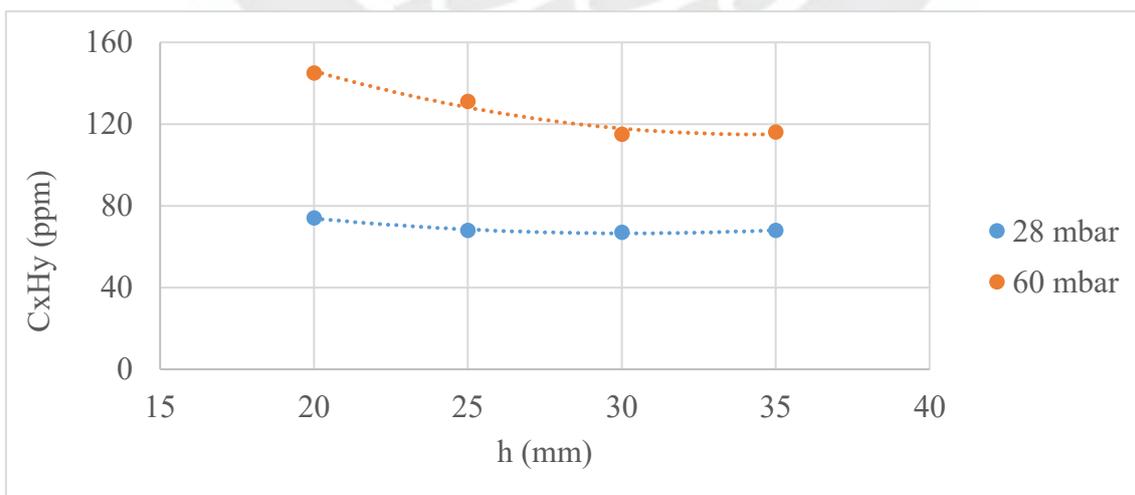


Figura 4.47 Emisión de C_xH_y vs. Altura “h” (28 y 60 mbar, GLP)

En la figura 4.48, a 28 mbar y 60 mbar de presión de GLP, las curvas de emisión de monóxido de carbono (CO) tuvieron una tendencia ligeramente descendente, es decir, a presión de gas constante, disminuyeron los valores de emisión de CO a diferentes alturas. Para 28 mbar de presión se tuvo 1890 ppm a 20 mm de altura y 1715 ppm a 35 mm de altura. Para 60 mbar de presión se tuvo 3522 ppm a 20 mm de altura y 3379 ppm a 35 mm de altura. Esto se debe a que a medida que se aumentó la altura entre la base del quemador y la olla, aumentó el aire secundario disponible para la combustión, por lo que, mayor cantidad de carbono pudo reaccionar químicamente con el aire y se redujo la cantidad de emisión de monóxido de carbono (CO) en la combustión.

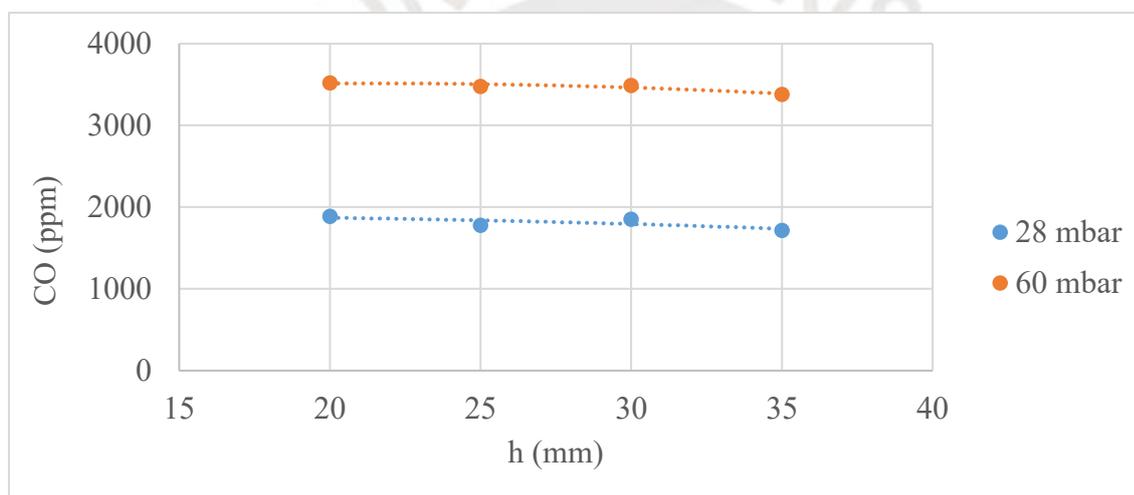


Figura 4.48 Emisión de CO vs Altura “h” (28 y 60 mbar, GLP)

En la figura 4.49, a 28 mbar y 60 mbar de presión de GLP se observa que las curvas de porcentaje de monóxido de carbono neutro ($\%(\text{CO})_N$) tuvieron una tendencia ligeramente descendente a medida que aumentó la altura “h”, es decir, a 20 mm de altura se tuvo mayor $\%(\text{CO})_N$ (0,42 % para 28 mbar y 0,68% para 60 mbar) y a 35 mm de altura se tuvo menor $\%(\text{CO})_N$ (0,39 % para 28 mbar y 0,66% para 60 mbar). Esto se debe a que a medida que se aumentó la altura entre la base del quemador y la olla, aumentó el aire secundario disponible favoreciendo la reacción del carbono del combustible con el oxígeno del aire, reduciendo la cantidad de $\%(\text{CO})_N$ producido en la combustión.

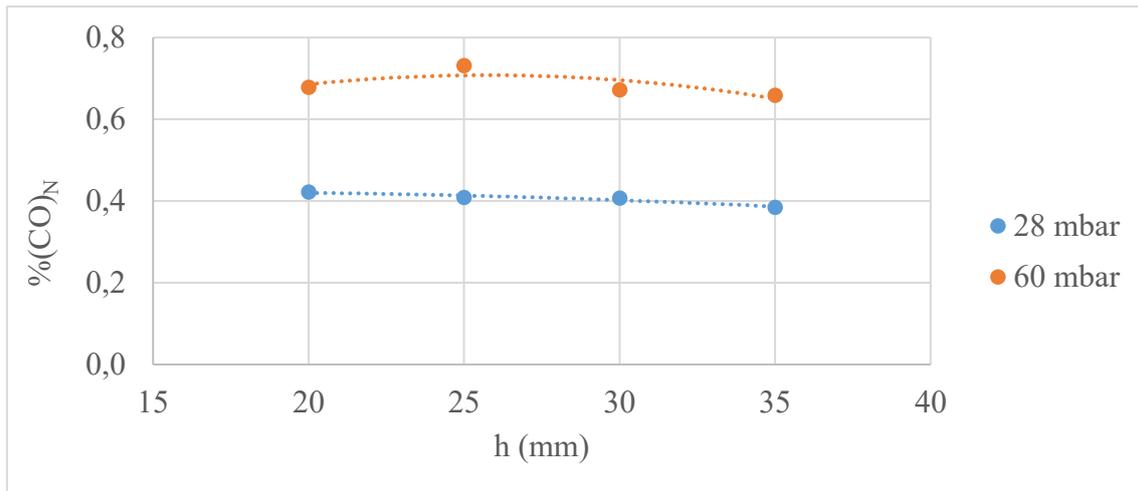


Figura 4.49 $\% (CO)_N$ vs. Altura “h” (28 y 60 mbar, GLP)

Para estimar el $\% (CO)_N$ se utilizó como referencia la norma NCh927/1, ya que esta norma es válida para cocinas domesticas hasta 3,78 kW de potencia. De los ensayos de emisiones, se obtuvieron menores valores de $\% (CO)_N$ cuando la altura entre la base de la olla y el quemador fue de 35 mm.

4.3.2 Ensayo de emisiones utilizando Gas Natural

Se realizó ensayos de emisiones del quemador manufacturado utilizando Gas Natural como combustible. Es importante mencionar que el quemador fue diseñado para operar con GLP, por lo que las emisiones obtenidas variaron por el tipo de combustible utilizado y por las diferentes presiones de ensayo definidas para este combustible. Los resultados se muestran a continuación:

Tabla 4.15 Emisiones variando la presión del Gas Natural (h = 20 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO_x (ppm)	CO/CO_2	CO (ppm)	C_xH_y (ppm)	$\% (CO)_N$
3,84	6,4	22,5	15	0,0417	1998	83	0,496
4,02	6,7	24,8	15	0,0396	2013	90	0,471
4,20	7,0	26,6	13	0,0427	2066	95	0,508
4,51	7,5	30,2	13	0,0493	2530	97	0,587
4,81	8,0	34,0	14	0,0551	3304	156	0,656

Tabla 4.16 Emisiones variando la presión del Gas Natural (h = 25 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO _x (ppm)	CO/CO ₂	CO (ppm)	C _x H _y (ppm)	% (CO) _N
3,84	6,4	22,5	16	0,0334	1848	71	0,397
4,02	6,7	24,8	15	0,0312	1748	68	0,371
4,20	7,0	26,6	16	0,0323	1975	73	0,384
4,51	7,5	30,2	16	0,0345	2000	88	0,411
4,81	8,0	34,0	15	0,0471	3008	134	0,560

Tabla 4.17 Emisiones variando la presión del Gas Natural (h = 30 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO _x (ppm)	CO/CO ₂	CO (ppm)	C _x H _y (ppm)	% (CO) _N
3,84	6,4	22,5	16	0,0375	1865	80	0,446
4,02	6,7	24,8	17	0,0343	1835	84	0,408
4,20	7,0	26,6	17	0,0361	2251	108	0,430
4,51	7,5	30,2	16	0,0408	2377	123	0,486
4,81	8,0	34,0	15	0,0465	3191	140	0,553

Tabla 4.18 Emisiones variando la presión del Gas Natural (h = 35 mm)

P (kW)	\dot{V}_g (LPM)	P_g (mbar)	NO _x (ppm)	CO/CO ₂	CO (ppm)	C _x H _y (ppm)	% (CO) _N
3,84	6,4	22,5	17	0,0403	1827	74	0,480
4,02	6,7	24,8	18	0,0422	2253	86	0,502
4,20	7,0	26,6	18	0,0391	2219	90	0,465
4,51	7,5	30,2	16	0,0391	2385	96	0,465
4,81	8,0	34,0	16	0,0480	3055	126	0,571

En la figura 4.50, se observa que las curvas de emisión de óxidos de nitrógeno (NO_x) presentaron tendencia ligeramente descendente para todas las alturas de ensayo cuando aumentó la presión de Gas Natural. Para el caso de 20 mm presentó 15 ppm de NO_x a 23 mbar y 14 ppm de NO_x a 34 mbar, para el caso de 35 mm presentó 17 ppm de NO_x a 23 mbar y 16 ppm de NO_x a 34 mbar. Esta tendencia se debe a que, al aumentar la presión del gas sin modificar la distancia entre el inyector y el mezclador, no se genera el arrastre suficiente de

aire primario para la combustión por lo que al haber menor cantidad de oxígeno se reduce la producción de NO_x . Sin embargo, la variación de emisión de NO_x entre la mayor presión y la menor presión de ensayo manteniendo la altura entre el quemador y la base de la olla fue de 1 ppm.

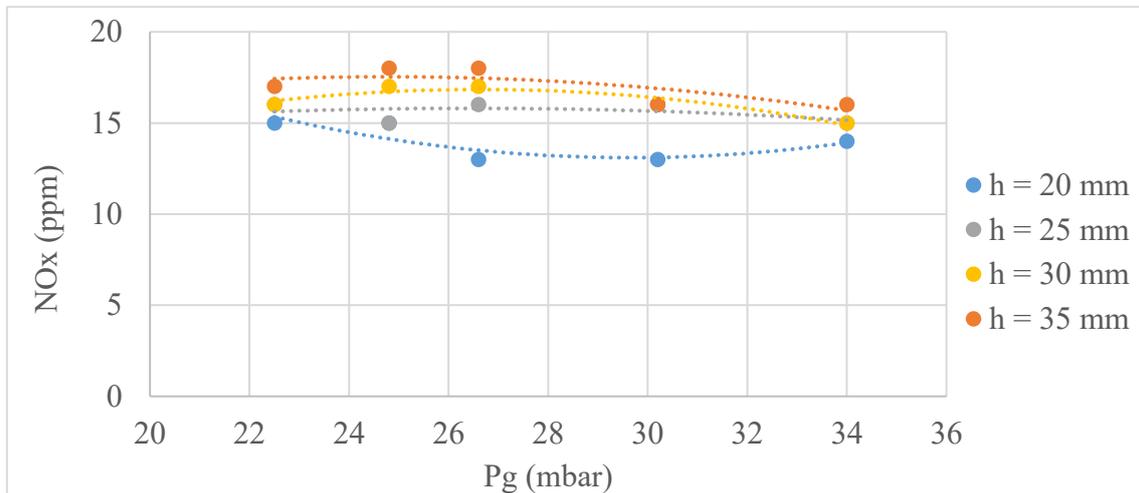


Figura 4.50 Emisión de NO_x vs P_g (Gas Natural)

En la figura 4.51, se observa que las curvas de emisión de hidrocarburos (C_xH_y) presentaron una tendencia ascendente para todas las alturas de ensayo cuando aumentó la presión de Gas Natural. Para 20 mm de altura presentó menor emisión de C_xH_y a 23 mbar (83 ppm) y mayor emisión a 34 mbar (156 ppm). Para 35 mm de altura se obtuvo menor emisión de C_xH_y a 23 mbar (74 ppm) y mayor emisión a 34 mbar (126 ppm). Esto se debe a que, al aumentar la presión del gas sin modificar la distancia entre el inyector y el mezclador, no se genera el arrastre suficiente de aire primario a la mezcla, es así que aumenta la emisión de hidrocarburos compuestos por carbono e hidrógeno provenientes del combustible sin quemar.

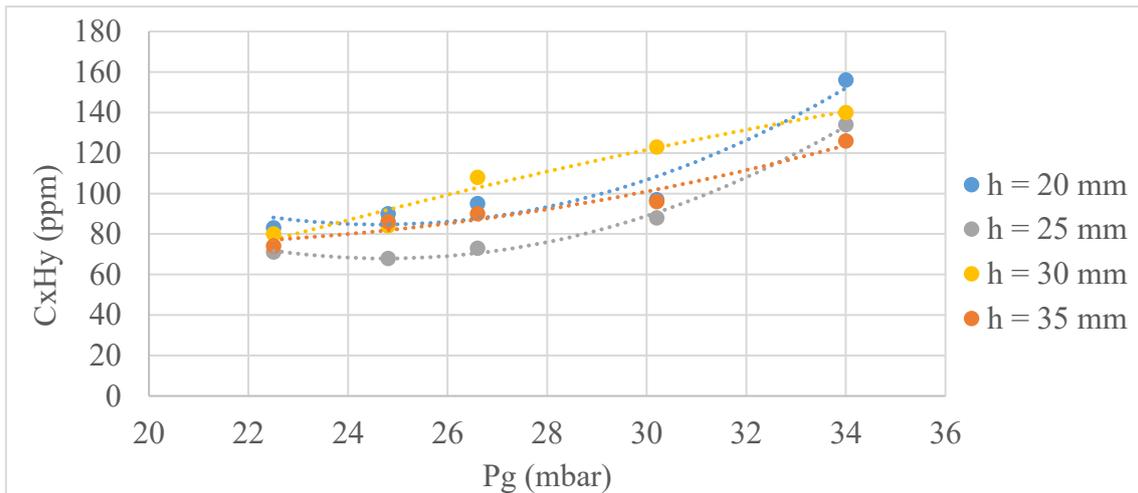


Figura 4.51 Emisión de C_xH_y vs P_g (Gas Natural)

En la figura 4.52, se observa que las curvas de emisión de monóxido de carbono (CO) tuvieron una tendencia ascendente para todas las alturas de ensayo cuando aumentó la presión de Gas Natural. Para 20 mm de altura, se presentó menor emisión de CO a 23 mbar de presión (1998 ppm) y mayor emisión a 34 mbar (3304 ppm), para 35 mm de altura se presentó menor emisión de CO a 23 mbar (1827 ppm) y mayor emisión a 34 mbar (3055 ppm). Esto se debe a que, al aumentar la presión del gas sin modificar la distancia entre el inyector y el mezclador, no se genera el arrastre suficiente de aire primario para la combustión, quedando disponible carbono del combustible que reacciona con el oxígeno aumentando la emisión de monóxido de carbono (CO).

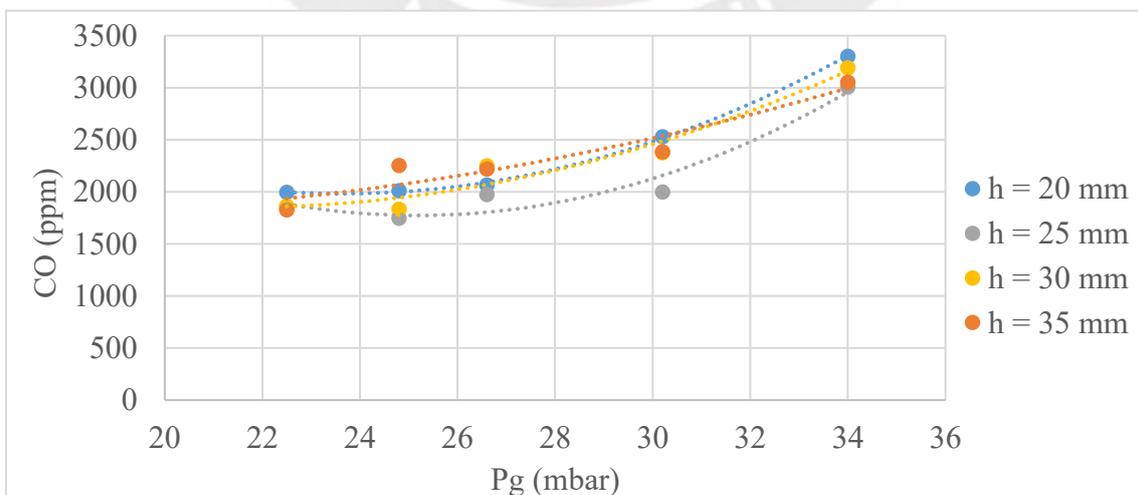


Figura 4.52 Emisión de CO vs P_g (Gas Natural)

En la figura 4.53, se observa que el porcentaje de monóxido de carbono neutro ($\%(\text{CO})_N$) tuvo una tendencia ascendente para todas las alturas de ensayo cuando aumentó la presión de Gas Natural. Para 20 mm de altura se obtuvo menor $\%(\text{CO})_N$ a 23 mbar (0,50 %) y mayor porcentaje a 34 mbar (0,66 %). Para 35 mm de altura se obtuvo menor $\%(\text{CO})_N$ a 23 mbar (0,48 %) y mayor porcentaje a 34 mbar (0,57 %). Esto se debe a que, al aumentar la presión del gas sin modificar la distancia entre el inyector y el mezclador, no se genera el arrastre suficiente de aire primario para la combustión, es por ello que luego de reaccionar el carbono del combustible con el oxígeno del aire aumentó la emisión de CO y a su vez produjo el aumento del $\%(\text{CO})_N$.

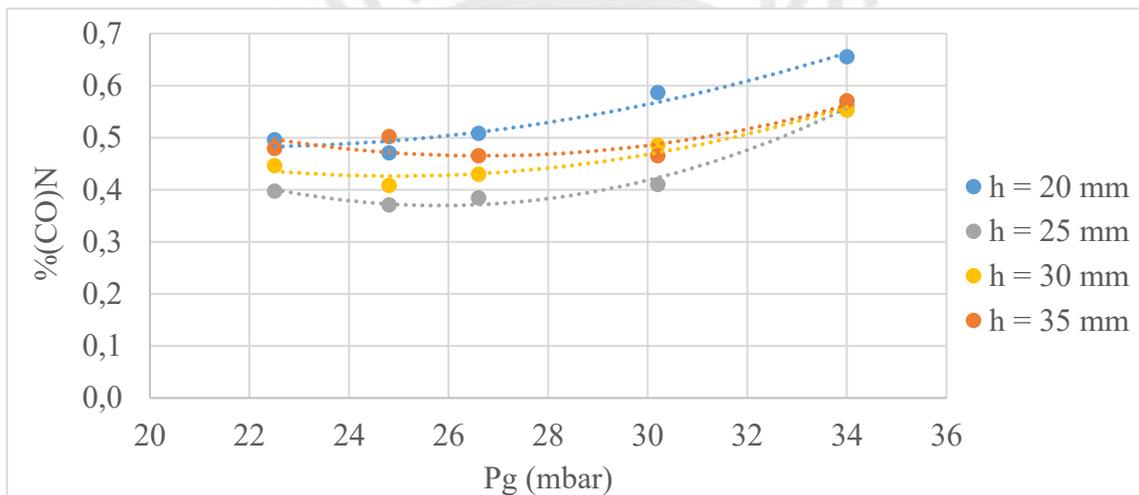


Figura 4.53 $\%(\text{CO})_N$ vs P_g (Gas Natural)

En la figura 4.54, a 23 mbar y 34 mbar de presión se observa que las curvas de emisión de óxidos de nitrógeno (NO_x) tuvieron tendencia ligeramente ascendente a presión de gas constante, ya que a 23 mbar se tuvo una emisión de NO_x de 15 ppm a 20 mm de altura y 17 ppm a 35 mm de altura, mientras que a 34 mbar se tuvo una emisión de NO_x de 14 ppm a 20 mm de altura y 16 ppm a 35 mm de altura. Esto es debido a que al aumentar la altura entre la base del quemador y la olla, aumentó el aire secundario que intervino en la combustión, por lo que, al reaccionar este exceso de aire a alta temperatura, se generó un ligero aumento en la formación de NO_x .

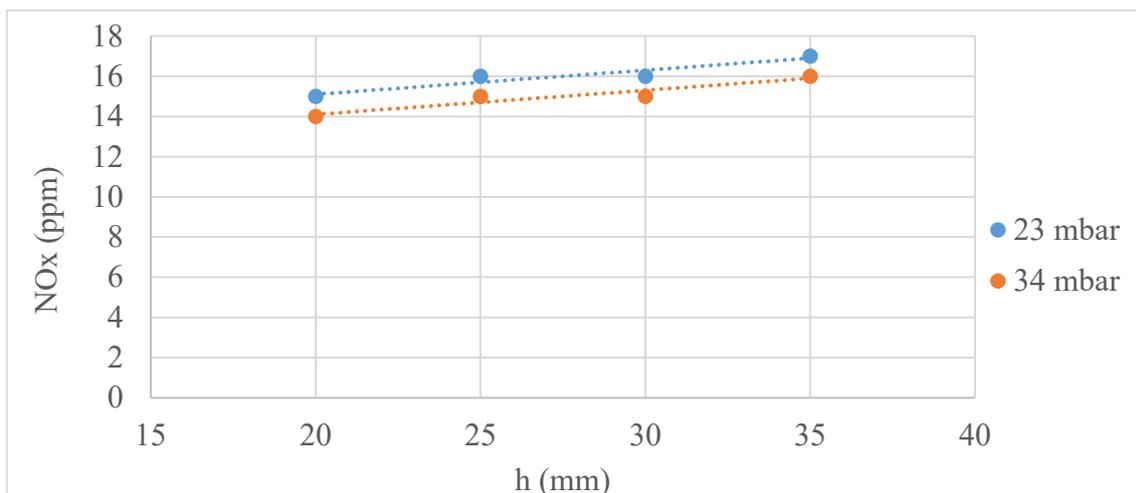


Figura 4.54 Emisión de NO_x vs Altura “h” (23 y 34 mbar, Gas Natural)

En la figura 4.55, a 23 mbar y 34 mbar de presión se observa que las curvas de emisión de hidrocarburos (C_xH_y) tuvieron una tendencia descendente a presión de gas constante, donde la menor emisión de C_xH_y se dio cuando la altura “h” fue de 35 mm (74 ppm a 23 mbar y 126 ppm a 34 mbar), y la mayor emisión de C_xH_y se obtuvo cuando la altura fue de 20 mm (83 ppm a 23 mbar y 156 ppm a 34 mbar). Esto se debe a que, al aumentar la altura entre la base del quemador y la olla, aumentó el aire secundario presente en la mezcla, por lo que, menor cantidad de carbono e hidrógeno quedaron libres en la combustión y por lo tanto disminuyó la emisión de hidrocarburos (C_xH_y).

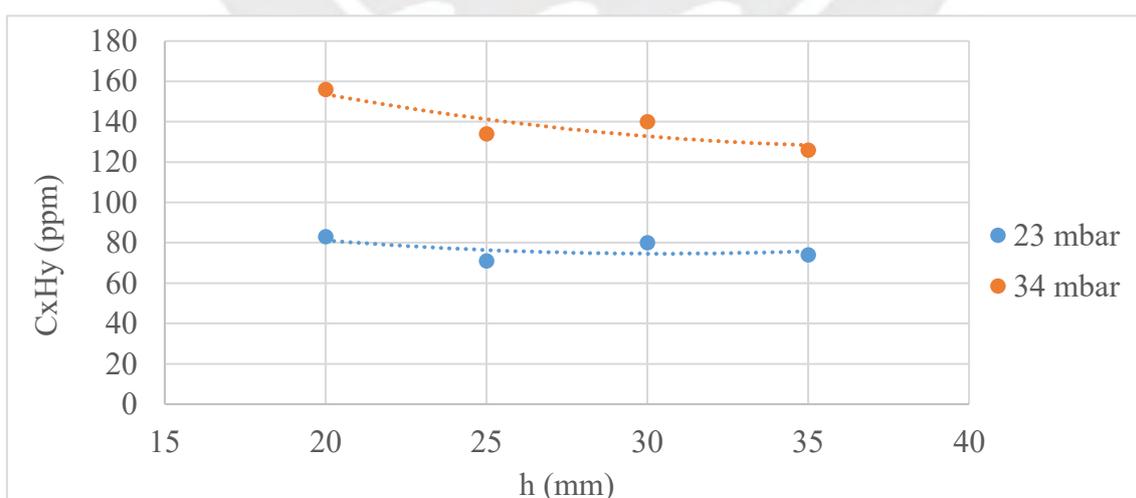


Figura 4.55 Emisión de C_xH_y vs Altura “h” (23 y 34 mbar, Gas Natural)

En la figura 4.56, a 23 mbar y 34 mbar de presión se observa que las curvas de emisión de monóxido de carbono (CO) tuvieron una tendencia ligeramente descendente, donde la menor emisión CO se dio cuando la altura “h” fue de 35 mm (1827 ppm a 23 mbar y 3055 ppm a 34 mbar), y la mayor emisión de CO se dio cuando la altura fue de 20 mm (1998 ppm a 23 mbar y 3304 ppm a 34 mbar). Esto se debe a que a medida que se aumentó la altura entre la base del quemador y la olla, aumentó el aire secundario disponible para la combustión, por lo que, mayor cantidad de carbono pudo reaccionar químicamente con el aire y se redujo la cantidad de emisión de monóxido de carbono (CO) en la combustión.

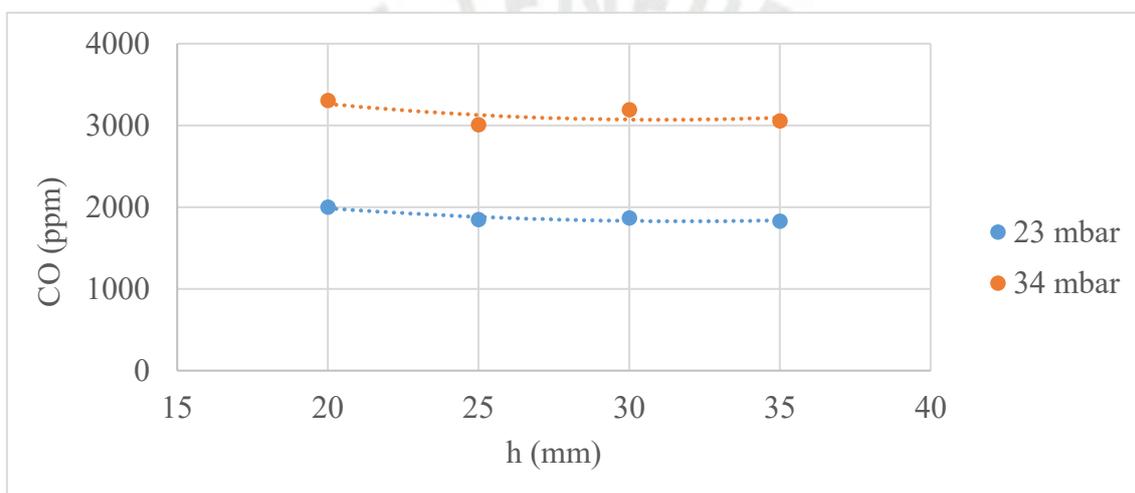


Figura 4.56 Emisión de CO vs Altura “h” (23 y 34 mbar, Gas Natural)

En la figura 4.57, a 23 mbar y 34 mbar de presión se observa que las curvas de porcentaje de monóxido de carbono neutro ($\%(\text{CO})_N$) tuvo una tendencia descendente a medida que aumentó la altura “h”. El menor $\%(\text{CO})_N$ se tuvo a 25 mm de altura (0,40 % a 23 mbar y 0,56% a 34 mbar) y el mayor $\%(\text{CO})_N$ se tuvo a 20 mm (0,50 % a 23 mbar y 0,66% a 34 mbar). El porcentaje de monóxido de carbono neutro fue muy parecido a 25, 30 y 35 mm de altura a 34 mbar de presión de gas natural. Esto se debe a que a medida que se aumentó la altura entre la base del quemador y la olla, aumentó el aire secundario disponible favoreciendo la reacción del carbono del combustible con el oxígeno del aire, reduciendo la cantidad de $\% (\text{CO})_N$ producido en la combustión.

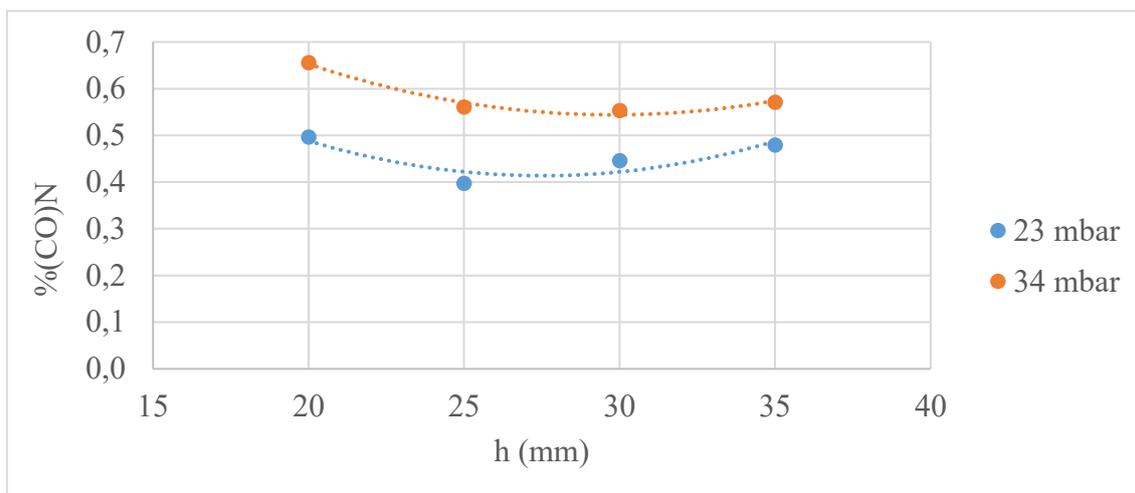


Figura 4.57 $\% (CO)_N$ vs Altura “h” (23 y 34 mbar, Gas Natural)

Para estimar el $\% (CO)_N$ se utilizó como referencia la norma NCh927/1, ya que esta norma es válida para cocinas domesticas hasta 3,78 kW de potencia. De los ensayos de emisiones, se obtuvieron menores valores de $\% (CO)_N$ cuando la altura entre la base de la olla y el quemador fue de 25 mm.

4.3.3 Comparación de los resultados de emisiones

El quemador fue manufacturado con las dimensiones halladas para funcionamiento con GLP, sin embargo, se deseó conocer el comportamiento de las emisiones del quemador utilizando otro combustible, en este caso gas natural. Asimismo, se comparó el comportamiento de las emisiones del quemador manufacturado con el quemador de línea base FADIC, cuyos resultados de emisión se encuentran en el ítem 2.1.5, operando con GLP y Gas Natural.

La figura 4.58 muestra la comparación de emisión de $\%(CO)_N$ producido por el quemador prototipo y el quemador de línea base FADIC cuando operaron con GLP. Los resultados mostraron que el quemador FADIC mantuvo el $\%(CO)_N$ alrededor de 0,3% en todas las potencias de ensayo, mientras que el quemador prototipo tuvo una tendencia ascendente de $\%(CO)_N$ a medida que aumentó la potencia (de 0,42% a 0,68%). Además, se obtuvo mayor $\%(CO)_N$ en el quemador prototipo comparado con el quemador FADIC para todas las potencias de ensayo.

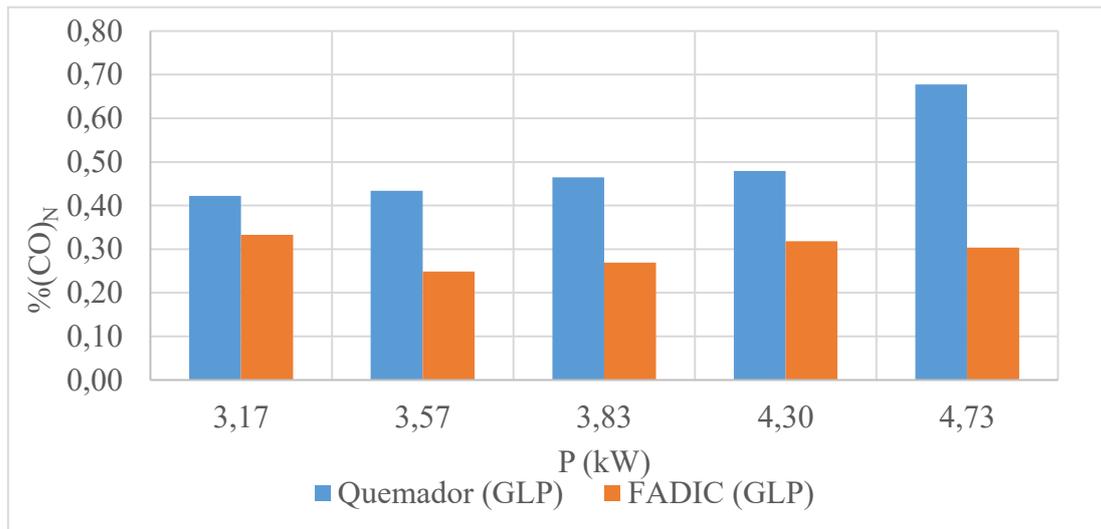


Figura 4.58 % (CO)_N vs. Potencia (GLP)

La figura 4.59 muestra la comparación de emisión de $\%(\text{CO})_N$ producido por el quemador prototipo y el quemador de línea base FADIC cuando operaron con Gas Natural. Los resultados mostraron que el quemador FADIC mantuvo el $\%(\text{CO})_N$ por debajo del 0,10% en un nivel estable de 0,015% en promedio, mientras que el quemador prototipo tuvo una tendencia ascendente de $\%(\text{CO})_N$ a medida que aumentó la potencia (de 0,40% hasta 0,56%). Además, el porcentaje de monóxido neutro obtenido fue mayor en el quemador prototipo comparado con el quemador FADIC.

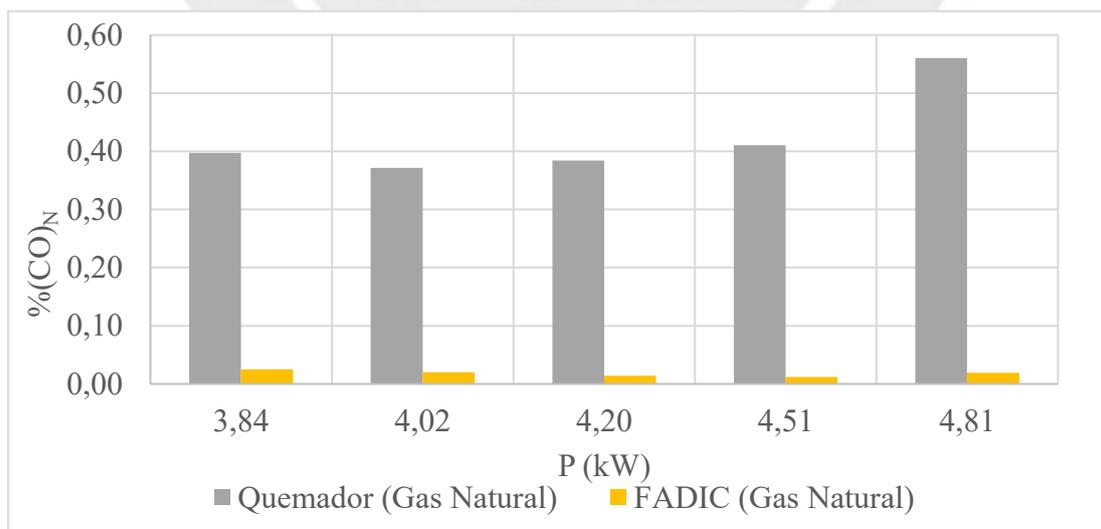


Figura 4.59 % (CO)_N vs. Potencia (Gas Natural)

Al comparar los resultados de $\%(\text{CO})_N$ del quemador prototipo operando con GLP y gas natural, se obtiene que los menores valores se obtuvieron al operar con gas natural. Las dimensiones de un quemador para gas natural son menores que las de GLP, tal como se mencionó en el ítem 2.2 y 2.3 por lo que el arrastre de aire por parte del gas natural a la entrada es mayor, asegurando una mejor combustión.

4.4 Discusión de resultados

Es importante mencionar que no se encontraron estudios previos de pruebas de rendimiento térmico y emisiones realizados a quemadores semi-industriales, por lo que la discusión de resultados se realizó en base a investigaciones previas realizadas a quemadores domésticos.

Existe concordancia sobre la mejora de rendimiento térmico al modificar el diseño apropiado del quemador, ya que al variar el ángulo de salida de los puertos de la cabeza del quemador a 80° con respecto a la vertical, se obtuvo un rendimiento térmico mayor a 50% como se muestra en la figura 4.60, según lo menciona Aroonjaththam y Suttikiat (2015).

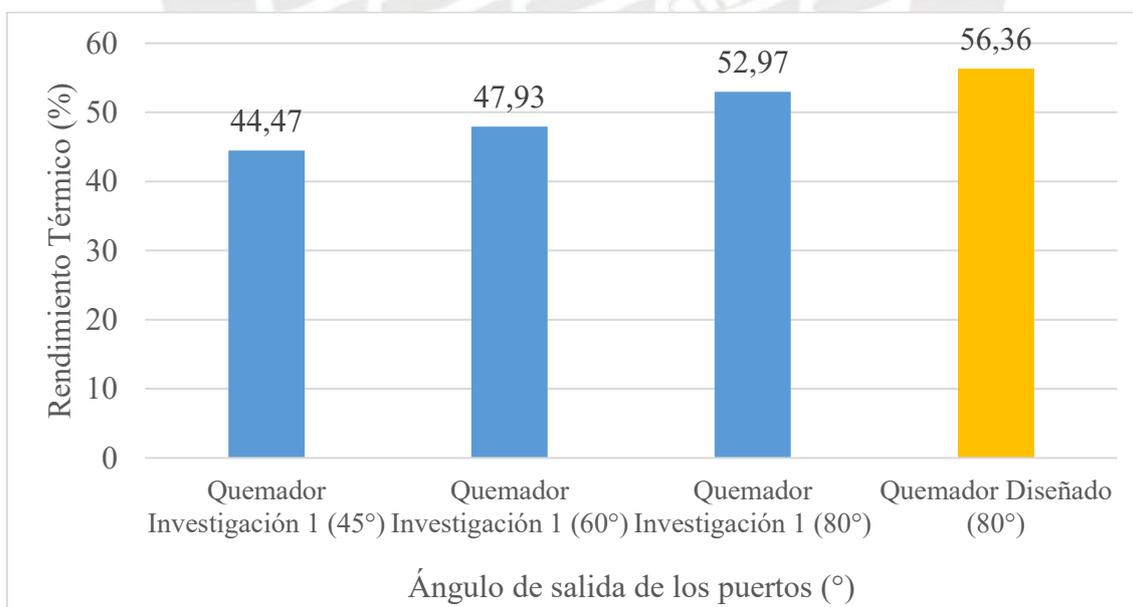


Figura 4.60 Comparación de Rendimiento térmico entre Quemadores según Ángulo de salida de los puertos

Fuente: “The Effects of High Pressure Gas Burner Parameters on Thermal Efficiency for 2014 International Conference on Machining, Materials and Mechanical Technology (IC3MT)” (Aroonjaththam & Suttikiat, 2015)

De igual modo, hay concordancia sobre la influencia de la distancia entre el recipiente y el quemador en los resultados de rendimiento térmico según lo afirmado por Agarwal, Anand y Gupta (2015) y otros autores como (Serrano & Carranza, 2005), ya que la altura óptima que se halló en la investigación previa fue de 24 mm para un quemador doméstico, mientras que en la presente investigación la altura óptima fue de 25 mm tal como se muestra en la figura 4.61.

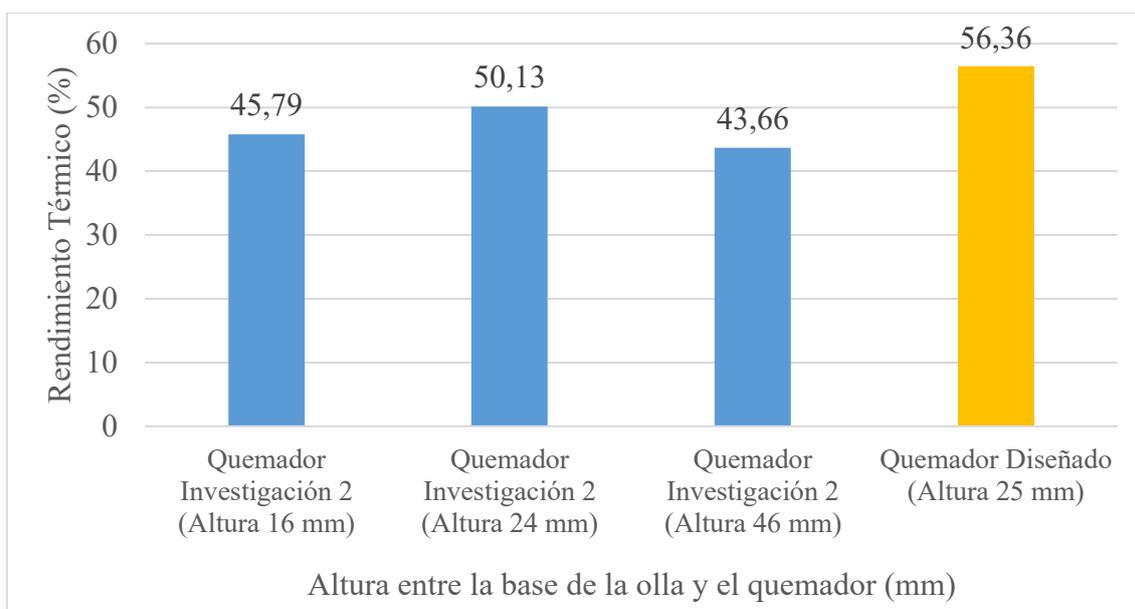


Figura 4.61 Comparación de Rendimiento térmico entre Quemadores según la Altura “h”
Fuente: “Performance Analysis of Conventional LPG Cooking Stove” (Agarwal et al., 2015)

Por otro lado, no se encontró concordancia sobre los resultados de la mejora de rendimiento utilizando un tamaño de puertos del quemador dentro del rango propuesto en la investigación previa realizada por Basu, Saha, Ganguly y Datta (2008). Sin embargo, las condiciones de potencia del quemador no fueron las mismas debido a que la investigación previa fue realizada para quemadores domésticos con potencias por debajo de los 2,5 kW, mientras que el quemador de la presente investigación fue diseñado para 3,75kW. Asimismo, no se encontró concordancia con la tendencia de emisiones de CO, C_xH_y y NO_x, ya que los valores de emisión de CO se encontraron muy por encima de lo mencionado en la investigación realizada por Basu y otros (2008); mientras que las emisiones de C_xH_y se encontraron por debajo de lo mencionado y las emisiones obtenidas de NO_x si fueron parecidas.

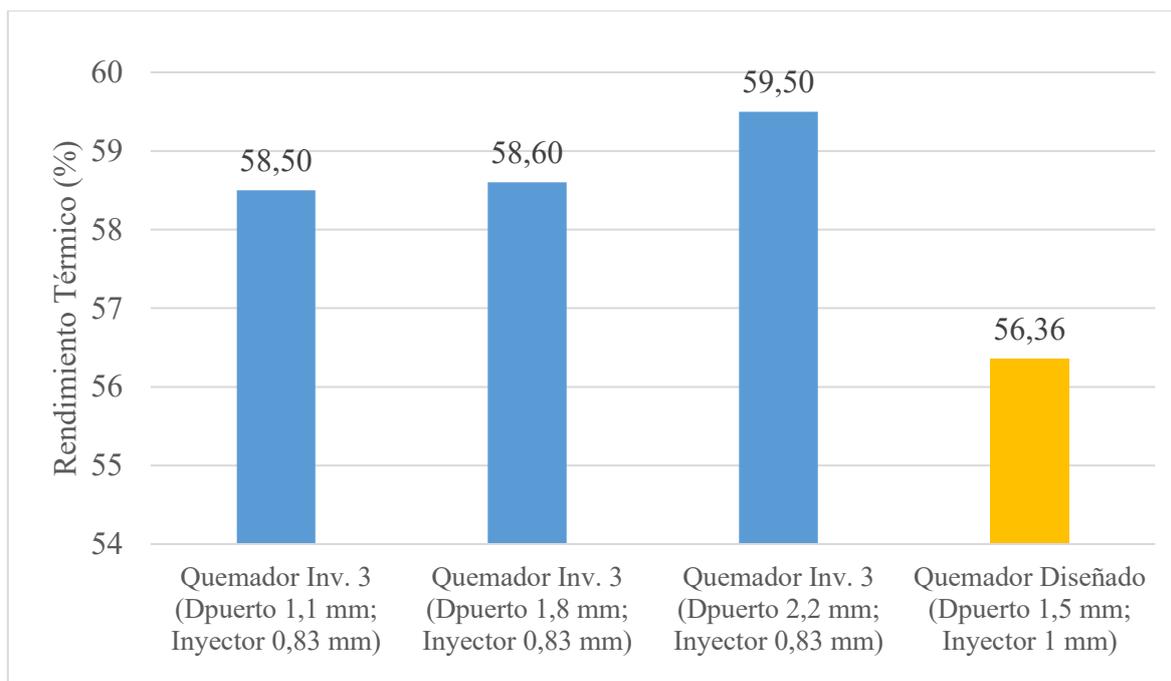


Figura 4.62 Comparación de Rendimiento térmico entre Quemadores según Diámetro de puertos del quemador

Fuente: "Performance improvement of LPG cook stoves through burner and nozzle modifications" (Basu et al., 2008)

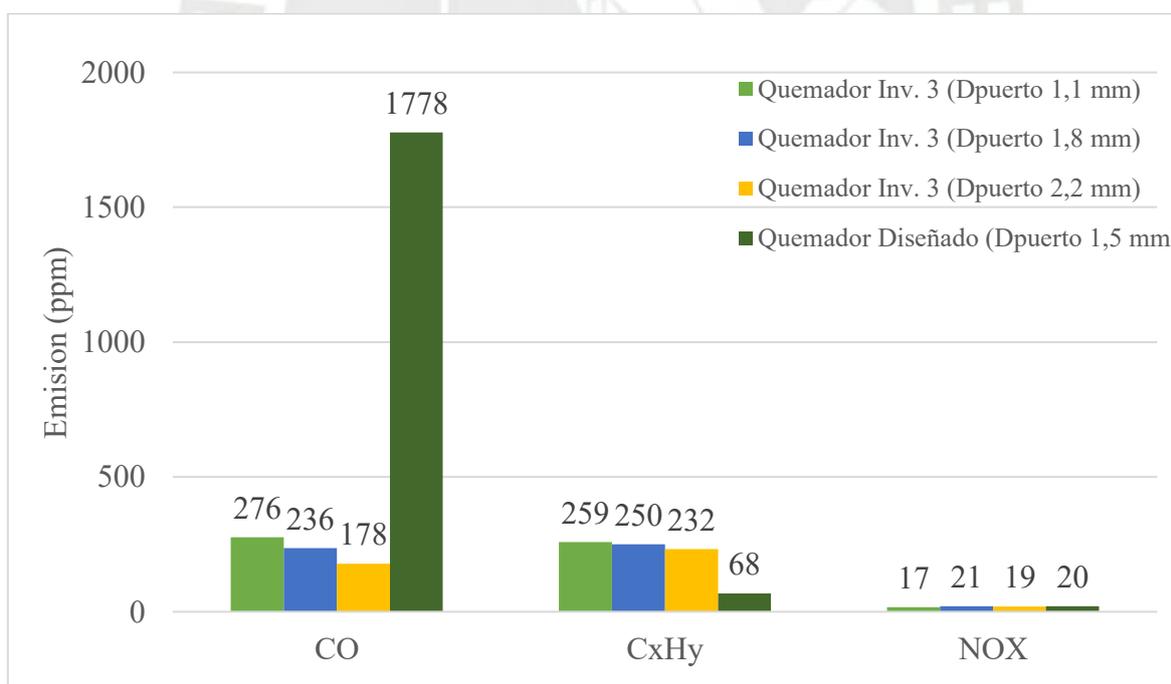


Figura 4.63 Comparación de Emisiones entre Quemadores según Diámetro de puertos del quemador

Fuente: "Performance improvement of LPG cook stoves through burner and nozzle modifications" (Basu et al., 2008)

Finalmente, la presente investigación es coherente con el estudio realizado por Lagarza, Vicente, Salinas, González y Sánchez (2009), ya que al diseñar un mezclador con entrada tipo venturi y cuerpo de difusor, tal como se muestra en la figura 4.64 se obtuvo una mejor mezcla de aire primario y combustible. Esta hipótesis se comprobó en los resultados de rendimiento térmico obtenido por los quemadores modificados (Q3 y Q5) y el quemador diseñado, cuyos resultados se muestran en la figura 4.65 donde se realizó la comparación entre los quemadores encontrados en el mercado peruano, los quemadores modificados con un venturi y el quemador diseñado.

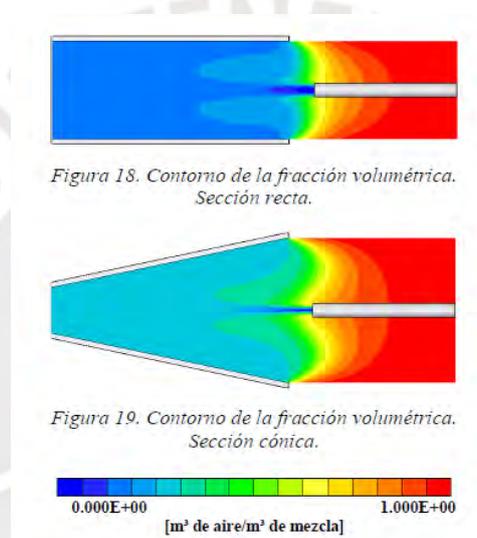


Figura 4.64 Flujo másico de aire de acuerdo al Flujo másico de mezcla aire-combustible según geometría de ingreso del mezclador

Fuente: “Análisis numérico del flujo en un mezclador de aire y combustible con sección variable” (Lagarza et al., 2009)

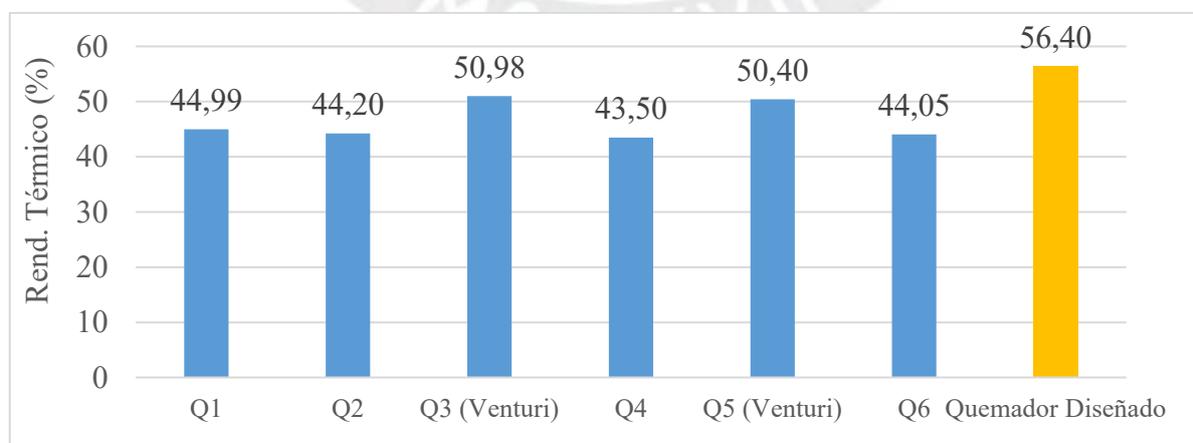


Figura 4.65 Comparación de Rendimiento térmico entre Quemadores de Línea Base y el Quemador Diseñado

CONCLUSIONES

Luego de analizar los resultados obtenidos de los ensayos, se concluye lo siguiente:

- A diferencia de los quemadores que se comercializan en el mercado peruano que no especifican la potencia que se alcanza, el quemador semi- industrial diseñado para operar con GLP puede operar en un rango de potencias de 3,2 – 4,7 kW con bajas presiones, en un rango de 28 a 60 mbar, estas potencias pueden ser reguladas al cambiar la presión del gas a la que opera el quemador. Asimismo, luego de 4,7 kW se produce desprendimiento de llama, lo cual lo hace peligroso para el usuario.
- El quemador diseñado para GLP tiene un buen desempeño al operar con Gas Natural a bajas presiones, en un rango de 23 a 34 mbar, desarrollando potencias entre 3,8 – 4,8 kW dependiendo de la regulación de la presión del gas. Luego de 4,8 kW se produce desprendimiento de llama, lo cual lo hace peligroso para el usuario, es por ello que el rango de potencias y presiones debe ser indicada en la ficha técnica según el tipo de combustible a utilizar.
- La nueva geometría del mezclador del quemador (venturi – difusor) permite alcanzar el mismo rango de potencias que el quemador de línea base “FADIC” (figura 2.20), pero con menores presiones. En el caso del GLP la menor potencia de ensayo del quemador diseñado fue de 3,17 kW con una presión de operación de 28 mbar, mientras que la presión del gas para el quemador FADIC a esta potencia fue de 138,7 mbar. En el caso del Gas Natural la menor potencia de ensayo del quemador diseñado fue de 3,84 kW con una presión de operación de 23 mbar, mientras que la presión del quemador FADIC para esta misma potencia fue de 512,3 mbar. La presión de operación de los quemadores que se comercializan en el mercado peruano es alta y peligrosa para el usuario, es por ello que debe incluirse a la salida del tanque de gas un regulador de presión adecuado que no permita la salida del gas a alta presión para asegurar la seguridad del usuario.

- La nueva geometría del mezclador permitió mejorar el rendimiento térmico del quemador diseñado para operar con GLP, ya que se obtuvo un rendimiento de 56,36% a 28 mbar de presión, mientras que el mayor rendimiento obtenido en los quemadores de línea base con este combustible fue 50,98%. A pesar de que este quemador no fue diseñado para operar con Gas Natural, se obtuvieron buenos rendimientos térmicos durante los ensayos utilizando este combustible, alcanzando un rendimiento de 55,15% a 23 mbar de presión.
- La nueva distribución de los puertos del quemador contribuyó a la mejora de la eficiencia del quemador, ya que el ángulo de salida de estos puertos (80°) distribuyó la llama alrededor de toda la base de la olla logrando un mejor aprovechamiento del calor.
- Se concluye que el quemador diseñado tuvo mayor rendimiento térmico cuando operó con bajas presiones, ya que para el caso del GLP presentó mayor rendimiento térmico a una presión de 28 mbar (56,36% según la norma NCh927/1 y 58,93% según la norma GB16410) y el rendimiento disminuyó a 60 mbar de presión (53,62% según la norma NCh927/1 y 54,71% según la norma GB16410). Para el caso del Gas Natural presentó mayor rendimiento térmico a una presión de 23 mbar (55,15% según la norma NCh927/1 y 57,12% según la norma GB16410) y menor rendimiento térmico a 34 mbar (51,83% según la norma NCh927/1 y 53,20% según la norma GB16410).
- El rendimiento térmico disminuyó a medida que la potencia del GLP fue aumentando, obteniéndose el mayor rendimiento de 56,36% según la norma NCh927/1 cuando la potencia fue de 3,2 kW, que es la menor potencia obtenida y 53,62% según la norma NCh927/1 cuando la potencia obtenida fue de 4,7 kW. Este comportamiento se debe a que el quemador ensayado fue dimensionado para operar a 3,75kW, valor que se encuentra más cercano a la mínima potencia ensayada, la tendencia mencionada se puede observar con mayor claridad en la figura 4.24.

- La metodología de la norma técnica utilizada como referencia para los ensayos de rendimiento térmico es importante, ya que el rendimiento térmico obtenido utilizando como guía la norma técnica chilena (NCh927/1) es entre 0,6 a 2,6 % menor a la obtenida utilizando como guía la norma técnica China (GB16410). Los resultados de rendimiento térmico fueron mayores o iguales 50% en todos los casos.
- La altura entre la base de la olla y el quemador recomendada es de 25 mm, ya que a pesar que en algunos casos se obtuvo mayor rendimiento térmico y menores emisiones a 20 mm de altura, la llama no logró desarrollarse completamente e incluso se produjo una mayor cantidad de hollín.
- La nueva geometría del quemador generó un aumento en la cantidad de emisiones obtenidas durante la combustión, ya que cuando operó con GLP a 3,17 kW y 4,73 kW de potencia los menores $\%(\text{CO})_N$ fueron 0,42% y 0,68%, respectivamente; mientras que, a las mismas potencias de operación, el quemador FADIC tuvo 0,33% y 0,30% de $\%(\text{CO})_N$. Al ser un quemador diseñado para operar con GLP, se obtuvo menor $\%(\text{CO})_N$ al operar con Gas Natural debido a que las dimensiones del mezclador favorecieron el ingreso de aire para este combustible. Los menores valores de emisión de $\%(\text{CO})_N$ al utilizar Gas Natural a potencias de 3,84 kW y 4,81 kW, fueron 0,4% y 0,56%, respectivamente; mientras que, a las mismas potencias de operación, el quemador FADIC tuvo 0,03% y 0,02% de $\%(\text{CO})_N$.
- El límite de emisiones de $\%(\text{CO})_N$ permitidas al ambiente para cocinas domésticas mencionado en la norma NCh927/1 es 0,10%, sin embargo, este es un valor que se tomará como referencia y no para descartar el modelo propuesto, ya que el mínimo valor alcanzado en el quemador prototipo fue de 0,33%.

BIBLIOGRAFÍA

- Afanador, J. M. (2017). Intercambiabilidad de gas.
- Agarwal, P., Anand, A., & Gupta, R. (2015). Performance Analysis of Conventional LPG Cooking Stove, (January), 15-19. <https://doi.org/10.18000>
- Agencia Internacional de la Energía. (2014). Consumo de energía procedente de combustibles fósiles (% del total). Recuperado de <https://datos.bancomundial.org/indicador/EG.USE.COMM.FO.ZS?locations=PE>
- Álvarez Olivares, J. A. (2016). Diseño y evaluación experimental de mezcladores aire-gas combustible para un quemador de premezcla doméstico de 1,7 kW, 113. Recuperado de <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/14008>
- Aroonjatham, P., & Suttikiat, S. (2015). The Effects of High Pressure Gas Burner Parameters on Thermal Efficiency for 2014 International Conference on Machining , Materials and Mechanical Technology (IC3MT), 657, 729-734. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.656-657.729>
- Basu, D., Saha, R., Ganguly, R., & Datta, A. (2008). Performace improvement of LPG cook stoves through burner and nozzle modifications. *Journal of the Energy Institute*, 81(4), 218-225. <https://doi.org/10.1179/014426008X370951>
- Baukal, C. E. (2003). *Industrial Burners Handbook* (Vol. 20035863). <https://doi.org/10.1201/9780203488805>
- Borrás Brucart, E. (1987). El gas natural.
- Brizuela, E., & Romano, S. D. (2003). Teoría de Llamas. *Combustión*, 76-93.
- Cálidda. (2000). El Gas Natural. Recuperado de <https://www.calidda.com.pe/gas-natural/Paginas/Como-se-distribuye-el-Gas-Natural.aspx>
- Cengel, Y. a., & Boles, M. E. (2011). Termodinámica - Cengel 7th. *Termodinámica*, 1456.
- Cimbala, J. M., & Çengel, Y. A. (2006). Mecánica De Fluidos. Fundamentos Y Aplicaciones, 951.

- CONAIF. (2008). Especificaciones técnicas CONAIF-SEDIGAS para la certificación de instaladores de gas. Materias comunes Tipos A, B y C. Recuperado de <https://temariosformativosprofesionales.files.wordpress.com/2013/01/quemadores-de-gas.pdf>
- Cortés, J. H., & Hernandez, J. A. (2003). Validación de la intercambiabilidad de gases en el contexto colombiano, 117.
- Del Castillo Velarde, G. A. (2019). Propuesta de cocina a gas licuado de petróleo de dos hornillas para uso doméstico. *Pontificia Universidad Católica Del Perú*, 1-105.
- Freddy, J., & Serrano, A. (s. f.). ¿Es posible inferir la eficiencia de un proceso de combustión, a partir de una inspección visual de la llama? *Conocimientos Fluidos*, 64-70. Recuperado de [http://www.cdtdegas.com/descargas/Edicion_7/7_Eficiencia de un Proceso de Combustion.pdf](http://www.cdtdegas.com/descargas/Edicion_7/7_Eficiencia_de_un_Proceso_de_Combustion.pdf)
- Fulford, D. (1996). Biogas Stove Design. *Biomass*, (August), 1-21.
- GCE. (2015). Manual del Sector de la Energía: Quema de Combustibles, 43. Recuperado de https://unfccc.int/files/national_reports/non-annex_i_natcom/training_material/methodological_documents/application/pdf/7-bis-handbook-on-energy-sector-fuel-combustion.pdf
- Guerrero Alvarado, A. F. (2002). Adaptacion de un quemador para cocinas a gas en la empresa Mabe Ecuador.
- INACAL. (2007). GAS NATURAL SECO . Artefactos a gas de uso residencial para la cocción de alimentos . Requisitos de seguridad, (Lima 41).
- Instituto Nacional de Estadística e Informática. (2020). El 89,9% de los hogares del país tiene cocina a gas, 2. Recuperado de <https://www.inei.gob.pe/prensa/noticias/el-899-de-los-hogares-del-pais-tiene-cocina-a-gas-12260/>
- Instituto Nacional de Normalización-CHILE. (2001). Artefactos de uso doméstico para cocinar, que utilizan combustibles gaseosos – Parte 1: Requisitos generales de fabricación y métodos de ensayo.
- Jones, H. R. N. (1989). *The application of combustion principles to domestic gas burner*

design. The application of combustion principles to domestic gas burner design.
<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

Lagarza, C., Vicente, W., Salinas, M., González, R., & Sanchez, J. (2009). Análisis numérico del flujo en un mezclador de aire y combustible con sección variable. *MEMORIAS DEL XV CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM*, 976-982.

Martinez, I. (1992). *Termodinámica básica y aplicada*.

Nasr, G. . & C. (2014). *Natural Gas Engineering and Safety Challenges.*
<https://doi.org/10.1007/978-3-319-08948-5>

Osinermin. (2015). Gas Natural: El gas natural y sus diferencias con el GLP.

OSINERGMIN. (2011). Contrato BOOT Concesión de la Distribución de Gas Natural por Red de Ductos en Lima y Callao, 172. Recuperado de http://gasnatural.osinerg.gob.pe/contenidos/uploads/GFGN/TO_BOOT_Concesion_de_la_Distribucion_de_Gas_Natural_por_Red_de_Ductos_en_Lima_y_Callao.pdf

Petróleos del Perú - PETROPERÚ S.A. (2018). Combustibles: GLP. Recuperado de <https://www.petroperu.com.pe/productos/combustibles/glp/>

Serrano, J., & Carranza, Y. (2005). Analisis teórico de la combustión en quemadores de gas natural. *Scientia Et Technica*, (29), 139-143. Recuperado de <http://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/6627>

Setiyo, M., Soeparman, S., Hamidi, N., & Wahyudi, S. (2017). Characteristic of Lpg Compositions in the Fuel Line During Discharging Process. *International Journal of Technology*, 1, 114-123. <https://doi.org/10.14716/ijtech.v8i1.4117>

The Standardization Administration of the People's Republic of China. (2006). Domestic gas cooking appliances.

Vásquez Cordano, A., De la Cruz, R., Coello, F., & Lloelle, J. (2017). Análisis del mercado de GLP para dos regiones del Perú: Lima y Lambayeque. Documento de Trabajo N°39. Gerencia de Políticas y Análisis Económico - OSINERGMIN. Perú. Recuperado de https://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/Institucional/Estudios_Economicos/Documentos_de_Trabajo/Documento-Trabajo-39.pdf



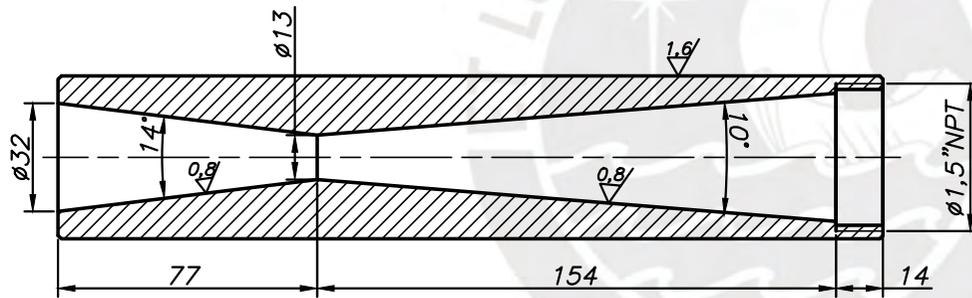
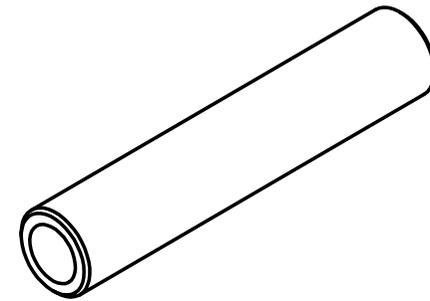
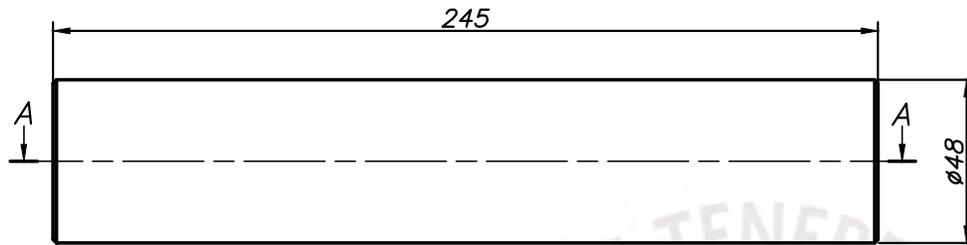
ANEXOS

ANEXO A

LISTA DE PLANOS

CÓDIGO DE PLANO	NOMBRE
PE1-01-A4	MEZCLADOR
PE1-02-A4	ACOPLAMIENTO 1 ½" X 1"
PE1-03-A4	TAPA DE QUEMADOR
PE1-04-A4	CABEZA DEL QUEMADOR
PD-01-A3	ENSAMBLE QUEMADOR PROTOTIPO
PF-01-A4	VISTA EXPLOSIONADA DEL QUEMADOR PROTOTIPO

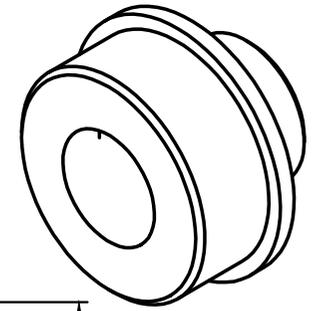
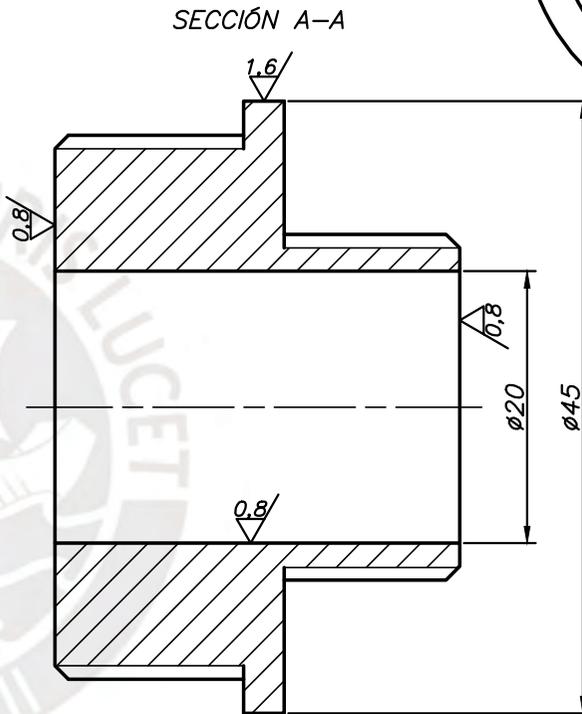
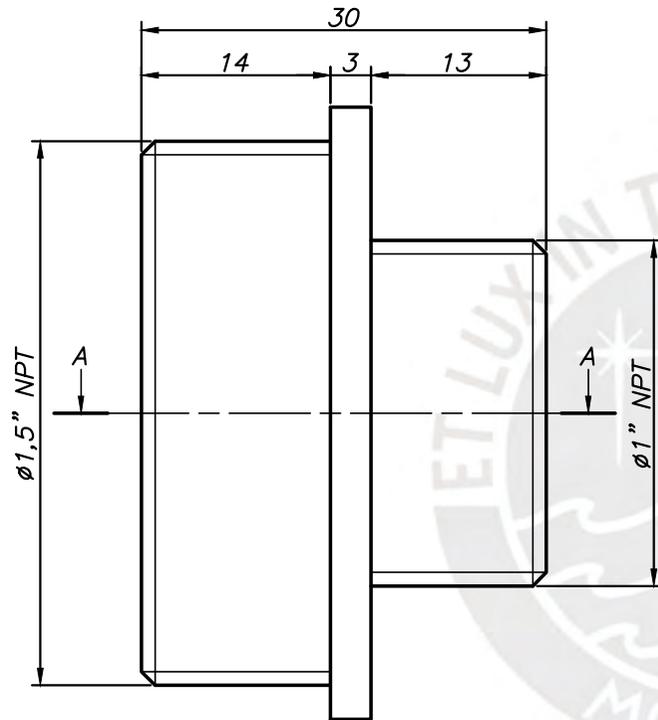




SECCIÓN A-A CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168			
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	GRADO DE EXACTITUD	Hasta 10 Grados	Más de 10 hasta 50 Grados
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	MEDIO	±1°	±30'

ACABADO SUPERFICIAL 3.2 / (1.6 / 0.8 /)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 6061
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	"DISEÑO DE UN QUEMADOR SEMI-INDUSTRIAL QUE OPERE CON GAS LICUADO DE PETRÓLEO A NIVEL DE LIMA"	ESCALA 1:2
	MEZCLADOR	FECHA: 2021.11.27
20132937	JASMINE SOTO JAYO	PLANO: PE1-01-A4

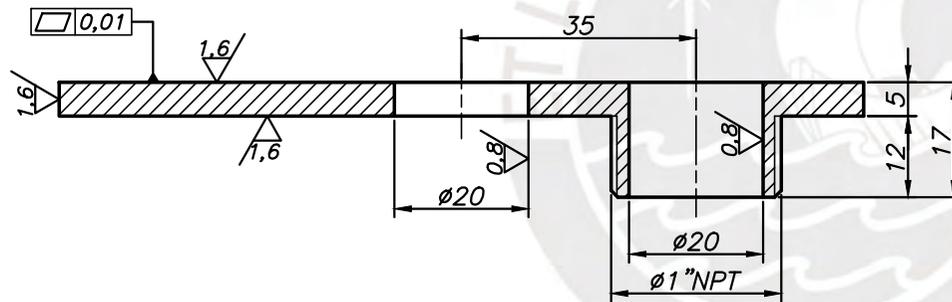
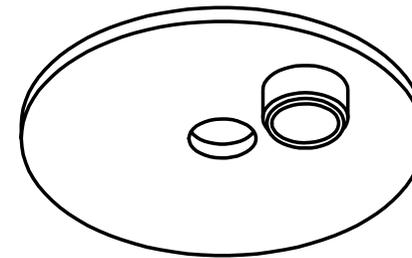
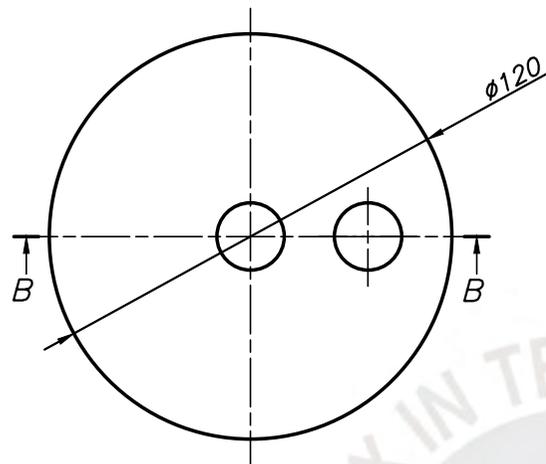


CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (1,6 / 0,8 /)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 6061
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	"DISEÑO DE UN QUEMADOR SEMI-INDUSTRIAL QUE OPERE CON GAS LICUADO DE PETRÓLEO A NIVEL DE LIMA"	ESCALA 2:1
	ACOPLAMIENTO 1 1/2"X1"	FECHA: 2021.12.15
20132937	JASMINE SOTO JAYO	PLANO: PE1-02-A4

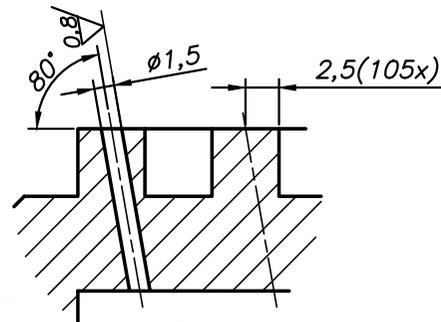
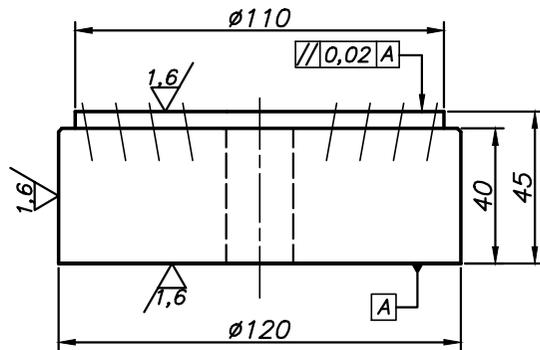


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1

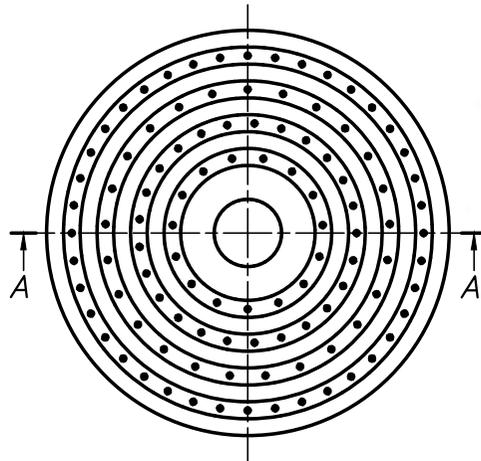
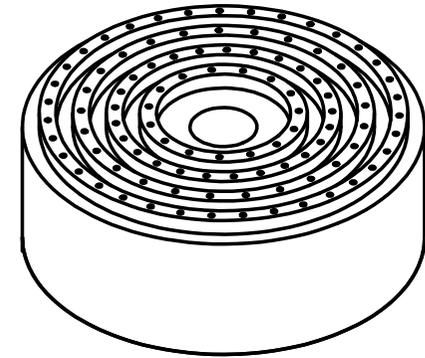
CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

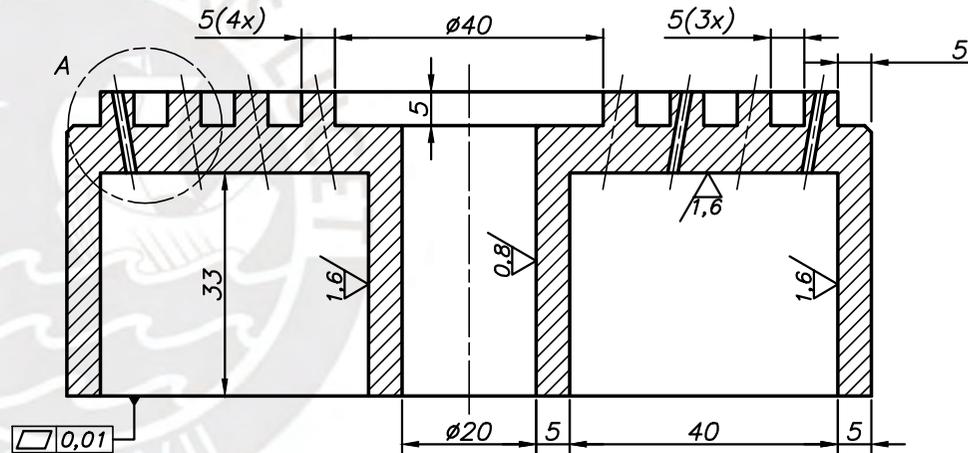
ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (1,6 / 0,8 / 0,4)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 6061
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	"DISEÑO DE UN QUEMADOR SEMI-INDUSTRIAL QUE OPERE CON GAS LICUADO DE PETRÓLEO A NIVEL DE LIMA" TAPA DE QUEMADOR	ESCALA 1:2
20132937	JASMINE SOTO JAYO	FECHA: 2021.12.16 PLANO: PE1-03-A4



DETALLE A
ESCALA 2:1



PRIMERA CORONA 15 AGUJEROS
SEGUNDA CORONA 25 AGUJEROS
TERCERA CORONA 25 AGUJEROS
CUARTA CORONA 40 AGUJEROS

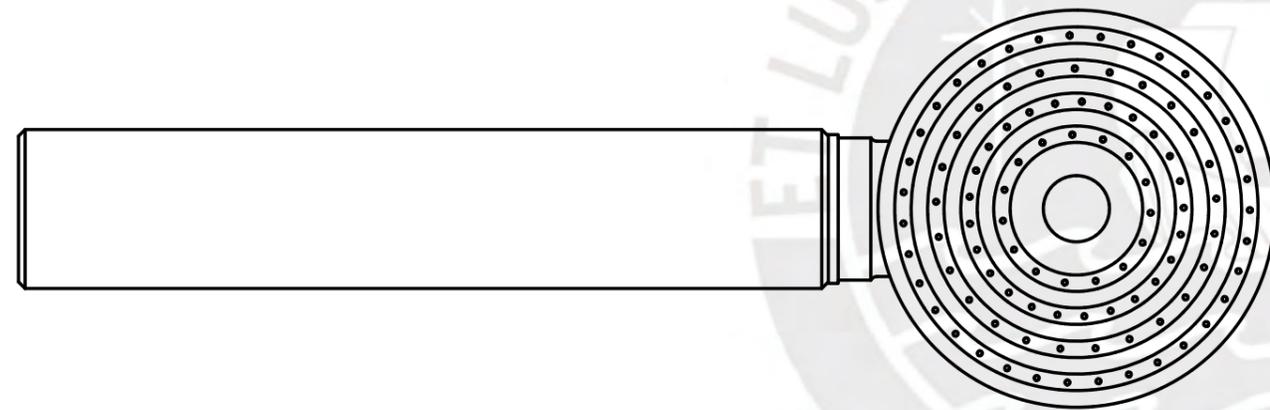
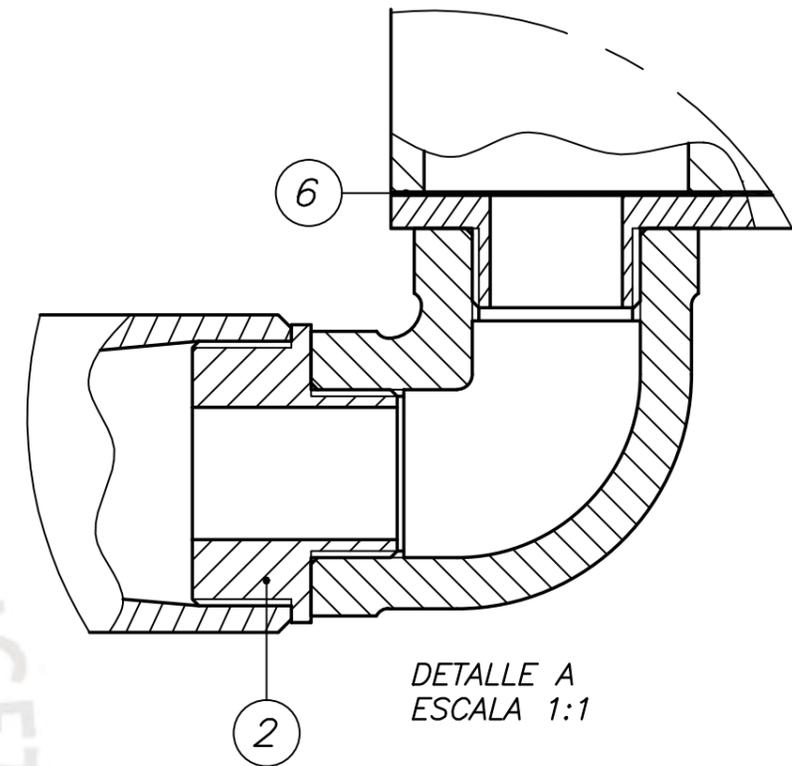
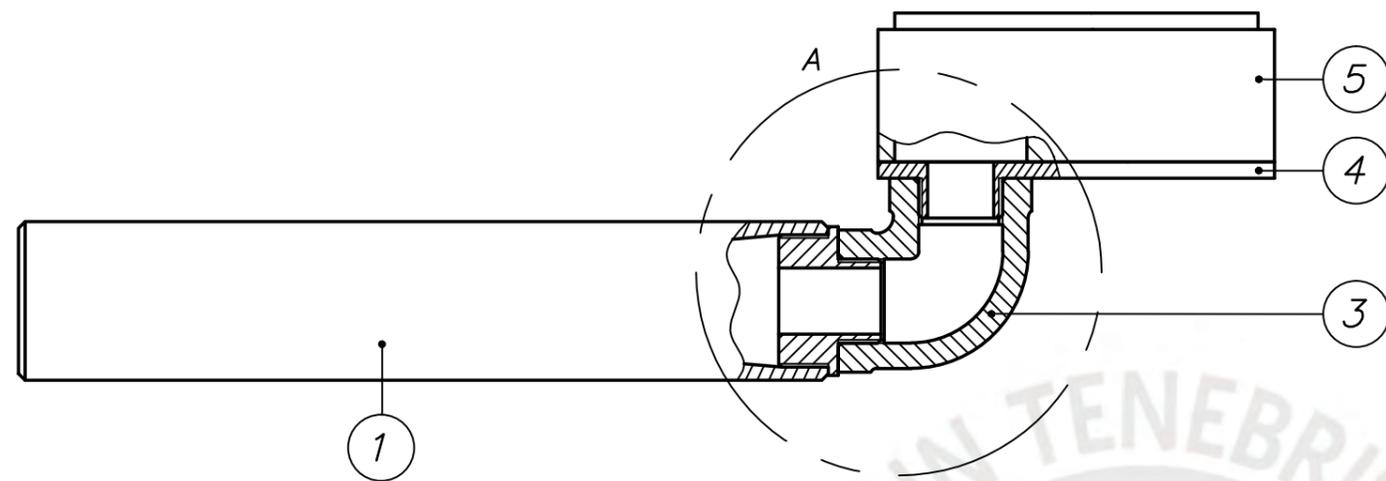


SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1

CHAFLANES NO INDICADOS $1 \times 45^\circ$

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	GRADO DE EXACTITUD	Hasta 10 Grados	Más de 10 hasta 50 Grados	Más de 50 hasta 120 Grados
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	MEDIO	$\pm 1'$	$\pm 30'$	$\pm 20'$

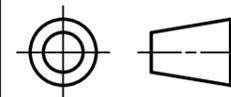
ACABADO SUPERFICIAL $3.2 / (\sqrt{1.6} / \sqrt{0.8})$	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 6061
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	"DISEÑO DE UN QUEMADOR SEMI-INDUSTRIAL QUE OPERE CON GAS LICUADO DE PETRÓLEO A NIVEL DE LIMA"	ESCALA 1:2
20132937	JASMINE SOTO JAYO	FECHA: 2021.12.16 PLANO: PE1-04-A4



6	1	SOLDADURA EN FRÍO	EN 1465 UNE 53126		RESISTENCIA TÉRMICA HASTA 150°C. UNE 92-202-89
5	1	CABEZA DEL QUEMADOR		AI SI 6061	
4	1	TAPA DEL QUEMADOR		AI SI 6061	
3	1	CODO 1" NPT	ANSI B1.20.1	AI SI 304	
2	1	ACOPLAMIENTO 1 1/2"x1"		AI SI 6061	
1	1	MEZCLADOR		AI SI 6061	
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCION



"DISEÑO DE UN QUEMADOR SEMI-INDUSTRIAL
QUE OPERE CON GAS LICUADO DE
PETRÓLEO A NIVEL DE LIMA"

ESCALA

1:2

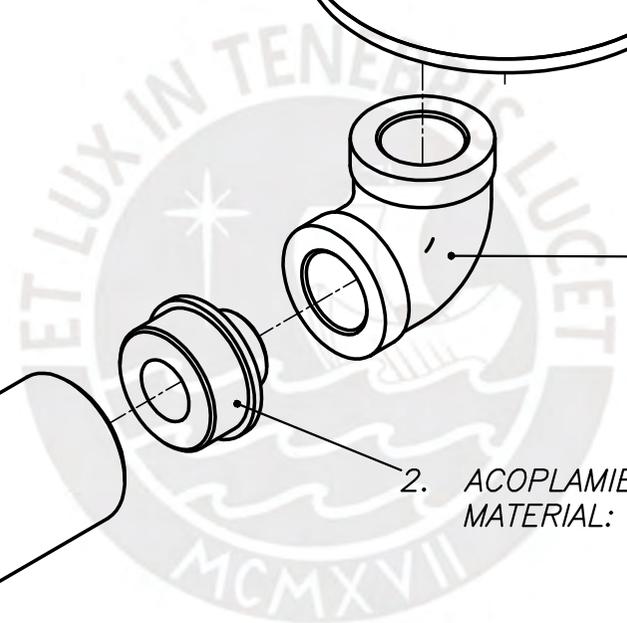
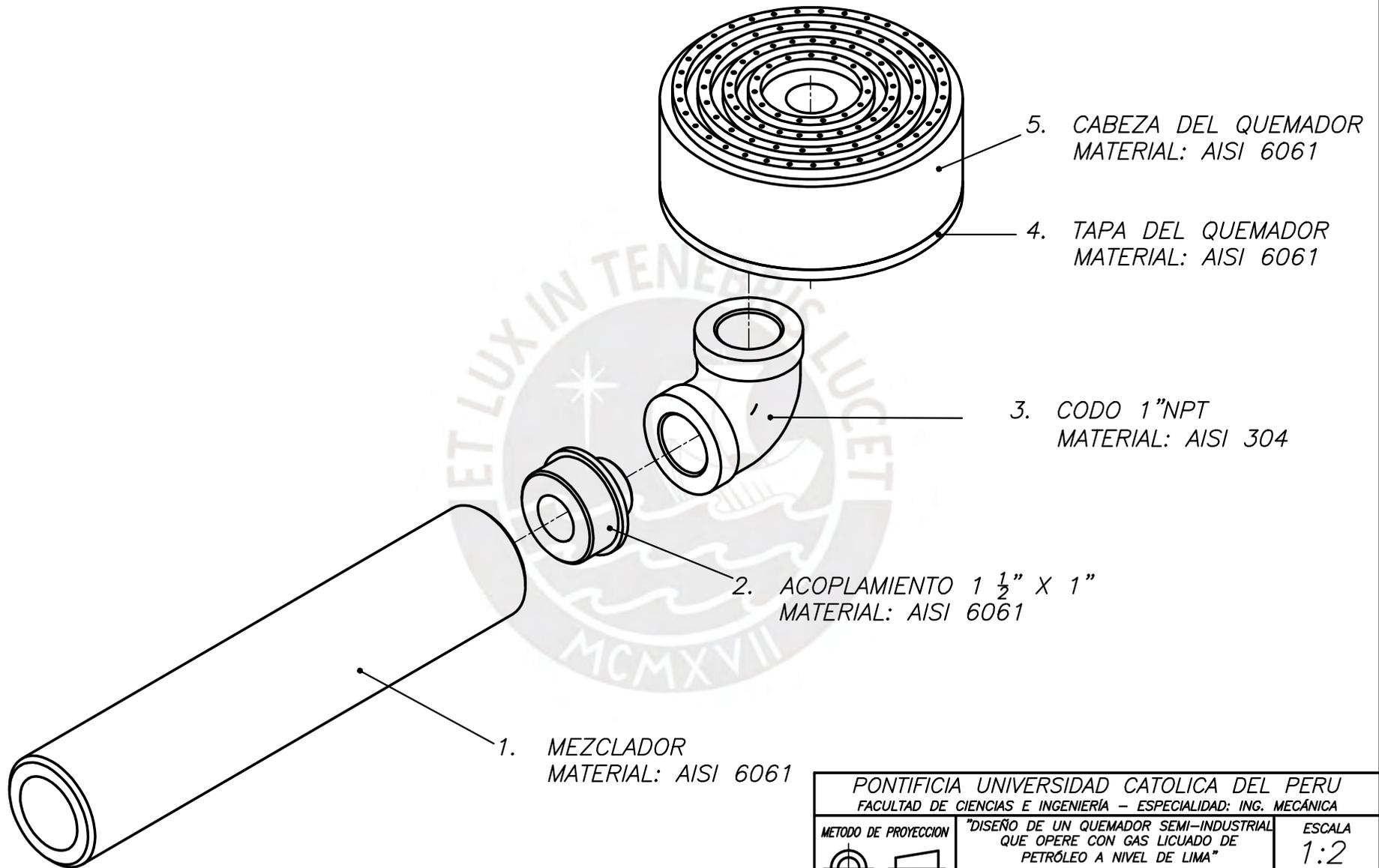
ENSAMBLE QUEMADOR PROTOTIPO

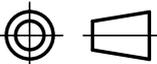
FECHA:
2021.12.16

20132937

JASMINE SOTO JAYO

LAMINA:
PD-01-A3

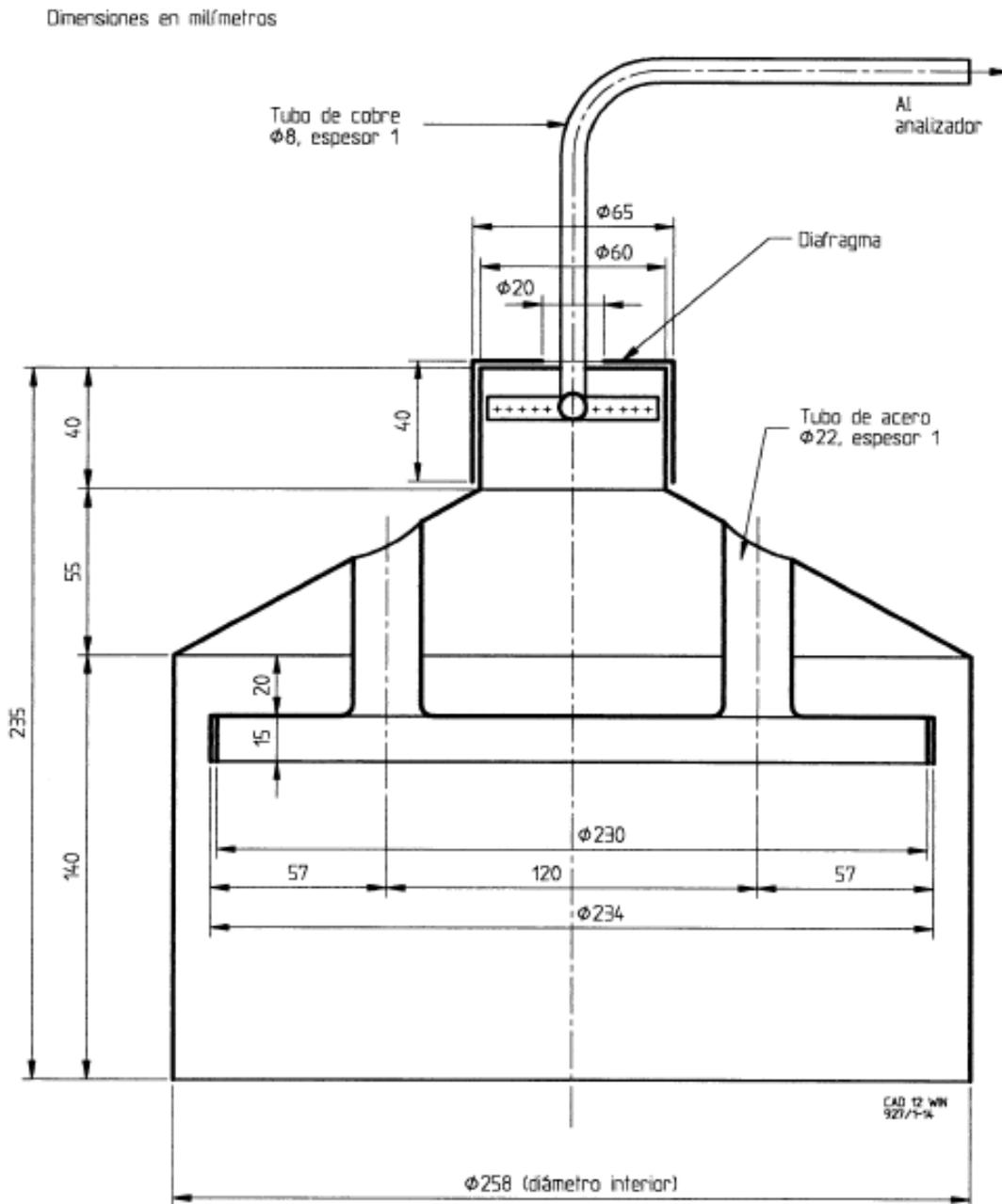


PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	"DISEÑO DE UN QUEMADOR SEMI-INDUSTRIAL QUE OPERE CON GAS LICUADO DE PETRÓLEO A NIVEL DE LIMA" VISTA EXPLOSIONADA DEL QUEMADOR PROTOTIPO	ESCALA 1:2
20132937	JASMINE SOTO JAYO	FECHA: 2021.12.16 PLANO: PF-01-A4

ANEXO B

DISPOSITIVO DE ENSAYO DE LA COMBUSTIÓN DEL QUEMADOR

Fuente: NCh971 - Artefactos de uso doméstico para cocinar, que utilizan combustibles gaseosos – Parte 1: Requisitos generales de fabricación y métodos de ensayo.



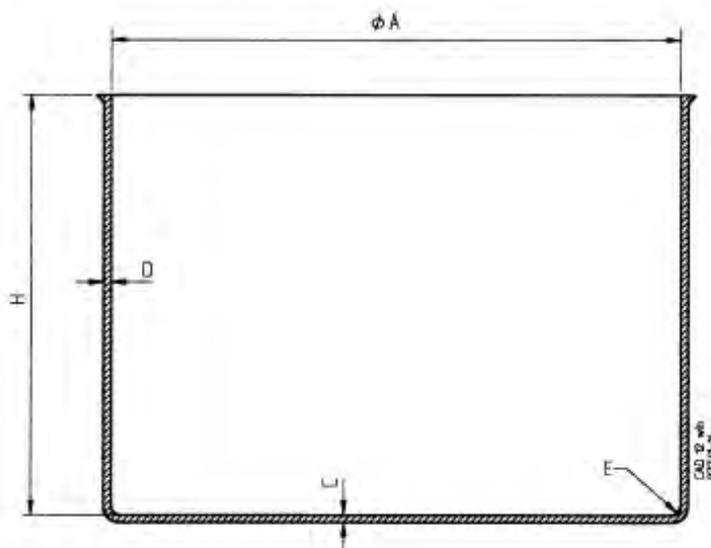
Material del dispositivo: plancha de acero de 1,5 mm de espesor

ANEXO C

CARACTERÍSTICAS DE LOS RECIPIENTES PARA LOS ENSAYOS DE RENDIMIENTO TÉRMICO

Fuente: NCh971 - Artefactos de uso doméstico para cocinar, que utilizan combustibles gaseosos – Parte 1: Requisitos generales de fabricación y métodos de ensayo.

Ensayo de rendimiento



- A: Diámetro interior, medido en la parte superior
- H: Altura interior
- C: Espesor del fondo
- D: Espesor del costado
- E: Radio de curvatura

Dimensiones	Unidad	Designación del recipiente												Tolerancia
		12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	
A	mm	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	± 1%
H	mm	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	± 1%
C _{min}	mm	1,6	1,6	1,8	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	
D _{min}	mm	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	
E	mm	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	4	+ 0,5 - 0
Superficie horizontal de fondo	cm ²	113	154	201	254	314	380	452	531	615	707	804	907	
Masa	g	220	270	340	440	540	680	800	965	1 130	1 350	1 520	1 800	± 5%
Masa de la tapa *)	g	58	70	86	105	125	149	177	208	290	323	360	402	

*) Masa calculada, para tapa de aluminio sin asas ni manillas, a manera de orientación.
d_{Al} = 2 700 kg/m³.

ANEXO D

DIÁMETRO DEL RECIPIENTE/ MASA DE AGUA Y CONSUMOS

Fuente: NCh971 - Artefactos de uso doméstico para cocinar, que utilizan combustibles gaseosos – Parte 1: Requisitos generales de fabricación y métodos de ensayo.

7.3.6.3.1 Quemadores descubiertos

- Utilizar los recipientes de aluminio con el fondo mate, las paredes pulidas y cuyas características se indican en la tabla del anexo A (ver figura 16).
- Obtener el rendimiento utilizando un recipiente cuya superficie de fondo sea tal que el consumo térmico nominal del quemador sea igual al valor dado por las fórmulas:

$$C_t = \frac{1}{191} \times S, \text{ con PCS}$$

$$C_t = \frac{1}{212} \times S, \text{ con PCI}$$

en que:

C_t = es el consumo térmico nominal, en kW;

S = área de la superficie del fondo del recipiente, en cm^2 .

- En la práctica, utilizar sucesivamente el recipiente cuya superficie de fondo es inmediatamente inferior al valor teórico y aquel cuya superficie de fondo es inmediatamente superior a dicho valor; calcular el rendimiento haciendo una interpolación lineal entre los dos valores obtenidos.
- Llenar el recipiente con la cantidad de agua que se indica en la tabla 9.

Tabla 9 - Diámetro del recipiente/masa de agua y consumos

Diámetro interior, mm	Consumo con PCS, kW	Consumo con PCI, kW	Masa de agua, kg
160	1,05	0,94	1,4
180	1,33	1,20	2,0
200	1,65	1,48	2,8
220	1,99	1,79	3,7
240	2,37	2,13	4,8
260	2,78	2,50	6,1
280	3,22	2,90	7,7
300	3,70	3,33	9,4
320	4,20	3,78	11,4

- La temperatura inicial del agua debe ser $20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$ y la temperatura en el momento de la extinción del quemador $90^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$.
- La temperatura se lee en un termómetro de mercurio (con $\pm 0,1^\circ\text{C}$), fijado mediante un tapón a través de la tapa ajustada sobre el recipiente, con el bulbo del termómetro en el centro del volumen de agua.

ANEXO E

ANÁLISIS DE LOS PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN

Fuente: NCh971 - Artefactos de uso doméstico para cocinar, que utilizan combustibles gaseosos – Parte 1: Requisitos generales de fabricación y métodos de ensayo.

7.3.6.2.3 Análisis de los productos de la combustión

- Para todos los ensayos, determinar la proporción de monóxido de carbono mediante un método que permita detectar con exactitud una concentración igual a 0,005% en volumen.
- El contenido de CO referido a los productos de la combustión exentos de aire y de vapor de agua (combustión neutra) viene dado por la fórmula:

$$\% (CO)_N = \% (CO_2)_N \cdot \frac{(CO)_M}{(CO_2)_M}$$

en que:

$\% (CO)_N$ = porcentaje de CO referido a los productos de combustión privados de aire y vapor de agua;

$\% (CO_2)_N$ = porcentaje de CO_2 calculado para los productos de la combustión del gas considerado, exentos de aire y de vapor de agua;

$(CO)_M$ y $(CO_2)_M$ = concentraciones de monóxido de carbono y dióxido de carbono medidas en las muestras tomadas durante el ensayo de combustión, expresadas en las mismas unidades.

- En la tabla 8 se indican los valores en porcentaje del $(CO_2)_N$ (producto de la combustión neutra), para los gases comerciales.

Tabla 8 - Porcentaje de CO_2 en combustión neutra con gases comerciales

Designación del gas	GM	GN	C_4H_{10}
$(CO_2)_N$ %	14,8	11,9	14,2

NOTA - Los valores en porcentaje del $(CO_2)_N$ para los gases de ensayo definidos en la NCh953 están indicados en esa norma.

- Determinar la proporción de dióxido de carbono, CO_2 mediante un método que permita efectuar la medida con un error relativo inferior al 5%. Se recomienda el empleo de analizadores por absorción en el infrarrojo.

ANEXO F

ANÁLISIS DE LOS PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN

Fuente: GB 16410 - Domestic gas cooking appliances.

Table 21 Utilisation performance test

Test Items	Test Conditions, Test Statuses, Test Methods
Heat efficiency	<p>Test condition: Use 0-2 gas.</p> <p>Test status:</p> <p>— Connect with the stove for use in test according to the methods indicated in Figure 8. Use the stirrer for processing according to Figure 9, or use other device which can stir even the water temperature.</p> <p>— Use equation (1) to calculate the actual heat input. Select the use of the upper-limit pot and lower-limit pot as well as the heating water volume according to Table 17.</p> <p>Test method:</p> <p>— Ignite the burner. Adjust the gas supply pressure to the nominal value.</p> <p>— After the burning is stable, place the pot on the stove. The initial water temperature should be 5oC plus room temperature, and the final water temperature should be 30oC plus the initial water temperature. When the water temperature is at 5oC before the initial temperature, start stirring the water. When the initial temperature is reached, start measuring the gas consumption. When the temperature is 25 K higher than the initial temperature, start the stirring again. When the temperature is 30 K higher than the initial temperature, turn off the gas and continue stirring. The highest temperature reached is regarded as the final temperature. Calculate the actual heat efficiency by using equation (7).</p> $\eta_{\text{actual}} = \frac{M \times C \times (t_2 - t_1)}{V_{\text{consumption}} \times Q_1} \times \frac{273 + t_g}{273} \times \frac{101.3}{P_{\text{amb}} + P_m - s} \times 100 \dots\dots\dots (7)$ <p>In the equation:</p> <p>η_{actual} — actual heat efficiency, %.</p> <p>M — heating water volume, kg.</p> <p>C — specific heat of water, $C = 4.19 \times 10^{-3}$ MJ/kg. .oC</p> <p>t_1 — initial temperature of water, oC.</p> <p>t_2 — final temperature of water, oC.</p> <p>$V_{\text{consumption}}$ — actual gas consumption volume, m3.</p> <p>Q_1 — actual low heat value of tested gas at the status of 0oC, 101.3 kPa, MJ/kg3.</p> <p>P_m — actual relative static pressure of gas inside the gas flow meter, kPa.</p> <p>P_{amb} — atmospheric pressure during the test, kPa.</p> <p>t_g — temperature of gas inside the gas flow meter during the test, oC.</p>

s — saturated vapour pressure when the temperature is t_g , kPa (when using the dry-type flow meter for measurement, the s value should be multiplied by the relative humidity of the tested gas for modification).

Carry out the test more than twice under the same condition. When the difference of the heat efficiency of the 2 consecutive times is below 5%, take the average as the actual heat efficiency; otherwise, re-test should be carried out until the requirement is met.

