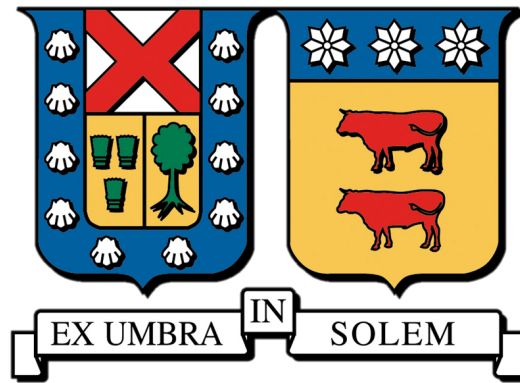


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL DE LA COMBUSTIÓN DE METANO
CON ALTA CONCENTRACIÓN DE HIDRÓGENO EN UN REACTOR
DIVERGENTE DE MEDIO POROSO INERTE”**

LEONARDO ALFREDO JELDRES GARCÍA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR/A GUÍA: DR. ING. MARIO TOLEDO TORRES

PROFESOR/ES CO-REFERENTE/S: ING. RAFAEL MENA YANSSEN

JULIO-2024

Resumen

Este trabajo presenta una investigación experimental del proceso de combustión de metano (CH_4) con alta concentración de hidrógeno (H_2) en un reactor divergente de medio poroso inerte (MPI). Se estudia el marco teórico asociado a la combustión en MPI, mezclas CH_4 - H_2 y reactores de sección transversal divergente. Se monta un Set-Up en laboratorio y se desarrolla un respectivo procedimiento experimental para operar el reactor y medir variables de interés como temperatura, caudales, potencia, velocidad de filtración y emisiones de gases. Durante el desarrollo de las pruebas experimentales se encontraron 12 puntos de operación con frente de llama estabilizado, logrando operar de manera segura el reactor utilizando mezclas CH_4 - H_2 de razón de equivalencia (ϕ) de 0.7, 0.6 y 0.5, en el rango de 0 - 70 % de fracción volumétrica de H_2 . La temperatura máxima alcanzada fue de 1460 °C, las temperaturas dentro del reactor se redujeron al disminuir la razón de equivalencia y tendieron a elevarse al aumentar la presencia de H_2 . El rango de potencia del reactor es 3.52 - 4.01 kW. La velocidad de filtración en la salida es significativamente menor que en la entrada, debido a la naturaleza divergente del reactor. Las emisiones de CO son de hasta 16 ppm para mezclas con $\phi = 0.7$ y 0.6, y de 70 ppm para mezclas con $\phi = 0.5$. El CO_2 medido superó apenas un 0.6 % volumétrico. El NO_x registró emisiones de 2.4 ppm para mezclas con $\phi = 0.7$ y no registró emisiones para otros ϕ . El O_2 medido se mantuvo en un rango de entre 19 - 20 % volumétrico. En términos de energía, el CO registró emisiones de 146 mg/kWh para mezclas con $\phi = 0.7$ y 0.6, y 536 mg/kWh para mezclas con $\phi = 0.5$, mientras que el NO_x tuvo un máximo de 44 mg/kWh en mezclas con $\phi = 0.7$.

Abstract

This work presents an experimental investigation of the combustion process of methane (CH_4) with a high concentration of hydrogen (H_2) in a divergent reactor with an porous inert medium (PIM). The theoretical framework associated with combustion in PIM, CH_4 - H_2 mixtures, and reactors with divergent cross-sections is studied. A laboratory Set-Up is mounted, and a respective experimental procedure is developed to operate the reactor and measure variables of interest such as temperature, flow rates, power, filtration velocity, and gas emissions. During the experimental tests, 12 operating points with a stabilized flame front were found, allowing the reactor to be operated safely using CH_4 - H_2 mixtures with an equivalence ratio (ϕ) of 0.7, 0.6, and 0.5, in the range of 0 - 70% hydrogen volume fraction. The maximum temperature reached was 1460 °C, with temperatures within the reactor decreasing as the equivalence ratio decreased and tending to rise as the H_2 presence increased. The reactor power range is 3.52 - 4.01 kW. The filtration velocity at the outlet is significantly lower than at the inlet, due to the divergent nature of the reactor. CO emissions are up to 16 ppm for mixtures with $\phi = 0.7$ and 0.6, and 70 ppm for mixtures with $\phi = 0.5$. The measured CO_2 barely exceeded 0.6% by volume. NO_x recorded emissions of 2.4 ppm for mixtures with $\phi = 0.7$ and did not register emissions for other ϕ . The measured O_2 remained in the range of 19 - 20% by volume. In terms of energy, CO registered emissions of 146 mg/kWh for mixtures with $\phi = 0.7$ and 0.6, and 536 mg/kWh for mixtures with $\phi = 0.5$, while NO_x had a maximum of 44 mg/kWh in mixtures with $\phi = 0.7$.

Agradecimientos

Agradezco a mi familia, en especial a mi padre Leonardo, mi madre Alejandra y mi hermana Antonia por todo lo que me han aportado y ayudado estos años de carrera.

También agradezco al profesor Mario Toledo por sus consejos, a Claudio Muñoz por su ayuda y a David Carrillo por su apoyo en laboratorio.

Finalmente agradezco a mis amigos, que estuvieron dispuestos a escuchar y apoyarme.

Tabla de Contenidos

1	Introducción	1
1.1	Contexto energético	1
1.2	Hidrógeno	5
1.3	Motivación	10
1.4	Objetivos	10
1.4.1	Objetivo general	10
1.4.2	Objetivos específicos	11
2	Marco teórico	12
2.1	Combustión en MPI	12
2.1.1	Parámetros operacionales	13
2.1.2	Modos de combustión en MPI	14
2.1.3	Exceso de entalpía	15
2.1.4	Técnicas de estabilización en quemadores de MPI	17
2.1.5	Combustión de hidrógeno en MPI	19
2.2	Mezclas metano-hidrógeno	22
2.2.1	Combustión completa de mezclas $CH_4 - H_2$	22
2.2.2	Composición de la premezcla	22
2.2.3	Propiedades principales	23
2.3	Reactores de sección transversal divergente	27
3	Diseño y procedimiento experimental	31
3.1	Diseño del reactor	31
3.1.1	Medio poroso inerte	33
3.1.2	Aislación	34
3.2	Set-Up experimental	36
3.2.1	Suministro de flujos	37
3.2.2	Sistemas de control	38

3.2.3	Medición de temperatura	40
3.2.4	Medición de emisiones gaseosas	42
3.3	Procedimiento experimental	44
4	Resultados y análisis	47
4.1	Puntos de operación con frente de reacción estabilizado	47
4.2	Caudales utilizados	48
4.3	Comportamiento térmico	50
4.4	Aporte en potencia	53
4.5	Velocidad de filtración	55
4.6	Comportamiento de emisiones gaseosas	58
5	Conclusiones y comentarios	64
	Bibliografía	70
	Anexos	74

Lista de Tablas

1.1	Propiedades principales del hidrógeno y gas natural	7
3.1	Elementos utilizados en el Set-Up experimental	36
4.1	Caudales utilizados y presiones medidas en cada punto estabilizado	49
4.2	Aporte en potencia de cada combustible y potencia de salida del reactor	54
4.3	Número de moles de productos, peso molecular y poder calorífico inferior de las distintas mezclas CH_4 - H_2 utilizadas como combustible	62

Lista de Figuras

1.1	Demanda energética de combustibles fósiles [6].	2
1.2	Consumo mundial de energía primaria en el siglo XXI [7].	3
1.3	Inversión mundial en energía entre los años 2015-2023 [6]	4
1.4	Generación eléctrica bruta en Chile en el año 2022 [8]	5
1.5	Tipos de energía y su capacidad en [MW] en Chile en el año 2022 [8]	5
1.6	Indices de suministro y demanda de H_2V para el año 2050 en distintos países. . . .	6
1.7	Mapa de proyectos anunciados de producción de H_2 de bajas emisiones [10].	7
1.8	Funcionamiento de la celda de combustible de hidrógeno [17].	9
2.1	Matriz porosa de un quemador de MPI de SiC.	13
2.2	Proceso de recirculación de calor planteado por Weinberg [30].	16
2.3	Mecanismos de transferencia de calor y recirculación en un reactor de MPI [29]. . .	17
2.4	Esquema con algunos de los métodos de estabilización del frente de llama [35]. . . .	17
2.5	Velocidades del frente de combustión para mezclas H_2 -aire a diferentes razones de equivalencia [43].	20
2.6	Emisiones de CO en mezclas LPG- H_2 en un quemador de MPI operando a 6[kW] de potencia [44].	21
2.7	Relación entre fracción volumétrica-molar (x), másica (y) y energética (z) de H_2 en una mezcla H_2 - CH_4	24
2.8	Índice de Wobbe superior para mezclas H_2 - CH_4	25
2.9	Poder calorífico inferior en bases volumétrica y másica para mezclas H_2 - CH_4	26
2.10	Temperaturas de llama adiabática en función de la razón de equivalencia para difer- entes mezclas H_2 - CH_4	27
2.11	Reactor de medio poroso divergente utilizado por Yang Liu et al [55].	29
2.12	Temperaturas máximas en la zona de reacción para distintos ϕ encontradas por Loukou et al [53].	30
3.1	Vista isométrica del quemador.	31

3.2	Quemador utilizado.	32
3.3	Vista isométrica del difusor.	32
3.4	Vista isométrica de la base.	33
3.5	Espuma de níquel.	34
3.6	Esferas de alúmina.	34
3.7	Fibra cerámica ISOTER.	35
3.8	Quemador con aislación externa de fibra cerámica.	35
3.9	Esquema del Set-Up experimental.	36
3.10	Set-Up utilizado en el laboratorio.	37
3.11	Compresor de aire.	38
3.12	Unidad FRL.	38
3.13	Controladores de flujo.	39
3.14	Válvula arrestallama.	40
3.15	Termocuplas a lo largo del eje de simetría del reactor.	41
3.16	Esquema de termocupla tipo S.	41
3.17	Adquisidor de datos OMEGA.	42
3.18	Analizador de gases portatil TESTO 350.	43
3.19	Quemador con los sistemas de medición de temperatura y emisiones.	44
4.1	Puntos de operación con frente estabilizado encontrados experimentalmente.	47
4.2	Temperaturas a lo largo del eje de simetría “x” obtenidas experimentalmente para distintas mezclas $CH_4 - H_2$ con $\phi = 0.7, 0.6$ y 0.5	50
4.3	Temperaturas a lo largo del eje de simetría “x” obtenidas experimentalmente normalizadas por la temperatura de llama adiabática correspondiente a cada punto estabilizado para distintas mezclas $CH_4 - H_2$ con $\phi = 0.7, 0.6$ y 0.5	52
4.4	Potencias entregadas por cada combustible en cada punto de estabilización.	55
4.5	Velocidades de filtración de entrada y salida del reactor para cada punto de estabilización.	56
4.6	Velocidad de filtración en el punto de estabilización del reactor.	57
4.7	Emisiones de CO registradas para cada punto de estabilización.	59
4.8	Emisiones de CO_2 infrarrojo registradas para cada punto de estabilización.	59
4.9	Emisiones de NO_x registradas para cada punto de estabilización.	60
4.10	Emisiones de O_2 registradas para cada punto de estabilización.	61
4.11	Emisiones de CO en mg/kWh para cada punto de estabilización.	63
4.12	Emisiones de NO_x en mg/kWh para cada punto de estabilización.	63
5.1	Parte inferior del reactor divergente de medio poroso inerte.	71

5.2	Tipos de cables compensados para termocuplas.	72
5.3	Reactor divergente de medio poroso inerte en operación.	73
5.4	Medición de temperaturas en tiempo real.	74

Nomenclatura

Símbolos

H_i	Entalpía molar en el i-ésimo componente	[kJ/kg]
Q	Caudal	[l/min]
$V_{a,e}^o$	Volumen de aire estequiométrico normalizado	[m _N ³]
u	Velocidad de filtración	[m/s]
v	Volumen específico	[m ³ /kg]
A	Área	[m ²]
$\dot{m}_i$	Flujo másico del elemento i	[kg/min]
X_i	Fracción másica del elemento i	[—]
$\dot{V}_{\text{Total}}$	Flujo volumétrico total	[m ³ /min]
C_p	Calor específico	[J/kgK]
T	Temperatura	[°C]
P	Presión	[bar]
$\dot{W}$	Potencia	[kW]
ϕ	Razón de equivalencia	[—]
β	Fracción molar de hidrógeno	[—]

Fórmulas químicas

CH_4	Metano
CO	Mónóxido de carbono
CO_2	Dióxido de carbono
H_2	Hidrógeno
N_2	Nitrógeno
O_2	Oxígeno
NO_x	Óxidos de nitrógeno
SO_x	Óxidos de azufre
SiC	Carburo de sílice
Al_2O_3	Alúmina
H_2V	Hidrógeno verde

Abreviaturas

MPI	Medio poroso inerte
IRENA	International Renewable Energy Agency
EI	Instituto de Energía
PCI	Poder calorífico inferior
MP	Material particulado
HC	Hidrocarburos
GN	Gas natural
FONDEF	Fomento al Desarrollo Científico y Tecnológico
SLPM	Standard Litre per Minute
DPMB	Divergent Porous Media Burner

Capítulo 1

Introducción

1.1 Contexto energético

Se tiene una situación actual en que las emisiones globales anuales de dióxido de carbono por combustión y procesos industriales alcanzaron las 36,3 GigaToneladas en el año 2021 [1, 2]. Este aumento constante de las concentraciones de CO_2 , el principal gas de efecto invernadero en la atmósfera, ha elevado la temperatura del planeta provocando un calentamiento global con efectos devastadores en el medio ambiente.

Sin embargo, el calentamiento global no es la única consecuencia catastrófica producto del uso de combustibles fósiles. La combustión incompleta y reacciones fotoquímicas alimentadas por gases producto de la combustión han elevado considerablemente los niveles de contaminación atmosférica, la cual representa no sólo una gran amenaza para el medio ambiente, sino también una a la salud de todos los seres humanos. Contaminantes como el monóxido de carbono (CO), los óxidos de nitrógeno (NO_x), los óxidos de azufre (SO_x) y material particulado (MP_x) pueden ingresar a los pulmones y penetrar en el sistema circulatorio causando enfermedades o reduciendo la calidad de vida. Estudios indican que la contaminación atmosférica está directamente relacionada con el aumento de problemas respiratorios y enfermedades del tipo cardiovasculares [3], donde además la Organización Mundial de la Salud atribuye 6.7 millones de muertes prematuras al año [4] a problemas relacionados a la contaminación del aire puertas afuera y puertas adentro, el cual es un número muy importante considerando que enfermedades como las respiratorias crónicas o el cáncer cobran la vida de cerca de 4.1 y 9.3 millones de personas anualmente [5].

De esta forma, se tiene un contexto energético internacional complejo y en un punto clave para tomar las medidas adecuadas para abordar las problemáticas asociadas al calentamiento global y contaminación atmosférica. En la Figura 1.1 se observa como la demanda y consumo de

combustibles fósiles como el gas natural, petróleo o carbón han estado en un constante crecimiento durante los últimos 20 años y, según el Caso STEPS o escenario de políticas actuales del Instituto de Energía (EI), se pronostica que se alcance un peak de demanda de estos combustibles en la década de los 2020s, para luego ir disminuyendo progresivamente en una media de 3 Exajoules por año hasta el año 2050 [6].

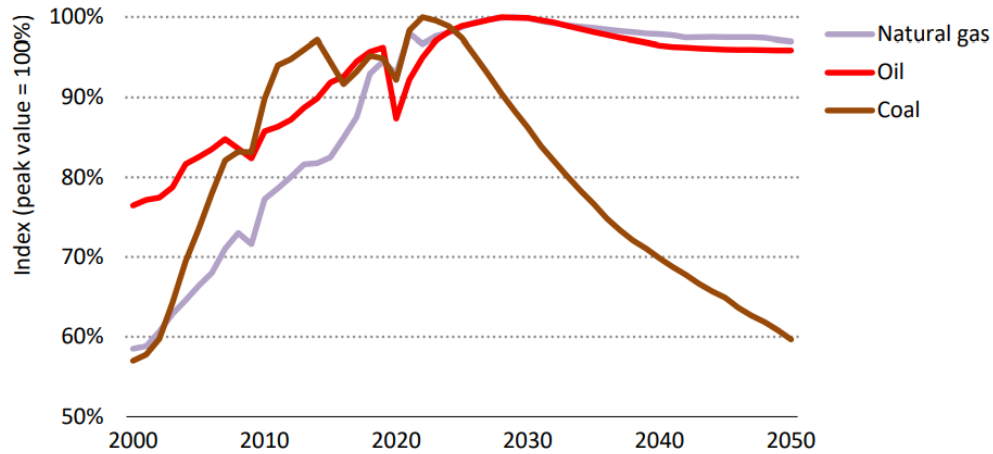


Figura 1.1: Demanda energética de combustibles fósiles [6].

Así mismo, la Figura 1.2 muestra el consumo mundial de energía primaria del presente siglo [7], donde se observa que aunque los combustibles fósiles mencionados anteriormente como el gas natural, petróleo y carbón han ido aumentando su demanda energética medida en Exajoules (Figura 1.2a) también han mantenido constante o incluso disminuido su presencia en porcentaje en el consumo de energía primaria (Figura 1.2b), ya que las fuentes de energía renovables (color verde) van cobrando cada vez una mayor presencia en la actualidad en el panorama internacional.

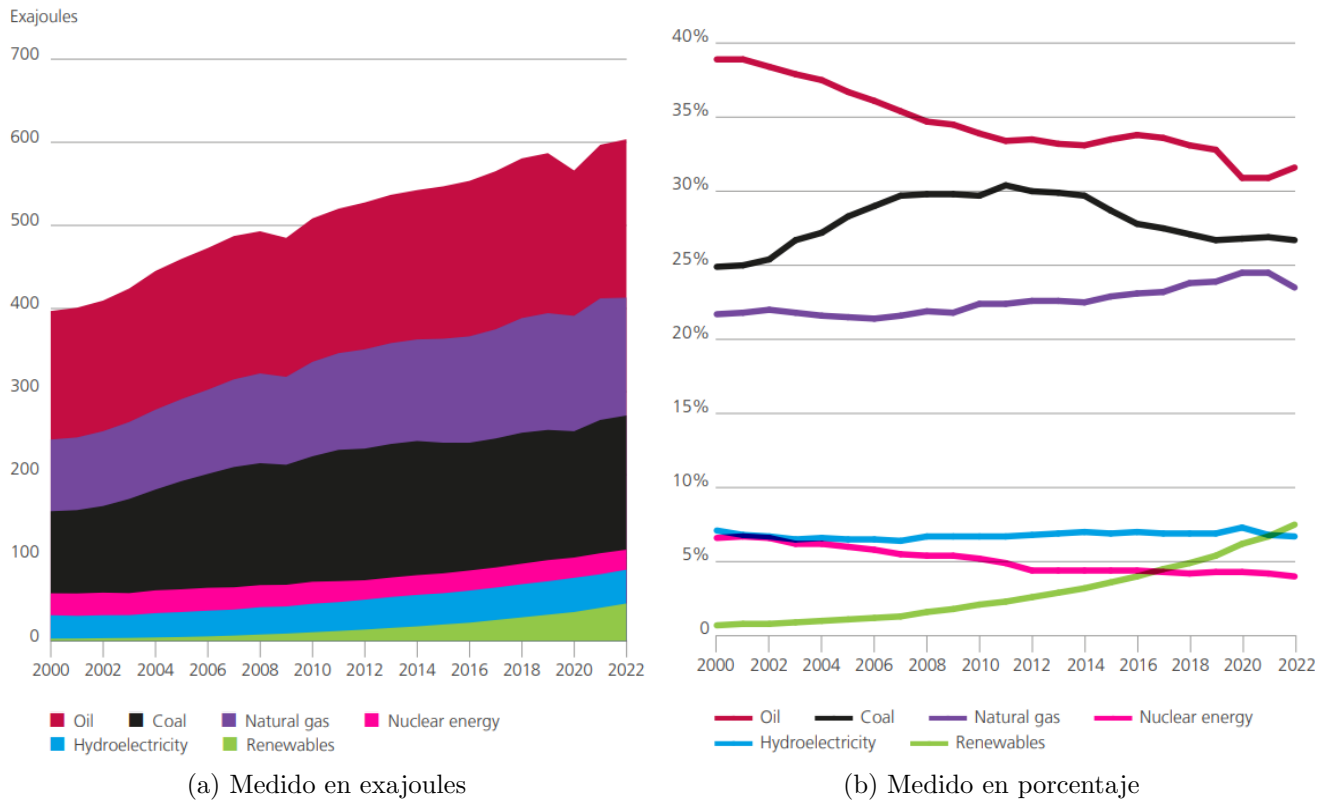


Figura 1.2: Consumo mundial de energía primaria en el siglo XXI [7].

En este contexto energético mundial y por lo mencionado anteriormente, las fuentes de energía provenientes de hidrocarburos fósiles no son una solución viable para los requisitos ambientales y energéticos a largo plazo. Es por esto que actualmente el panorama global indica que se está en un periodo de transición hacia una matriz energética verde y renovable, como se muestra en la Figura 1.3, donde cada vez se invierte menos en fuentes de energía como los combustibles fósiles y más en fuentes de energía limpias, como lo pueden ser la solar, eólica, biomasa, biogás o hidrógeno verde.

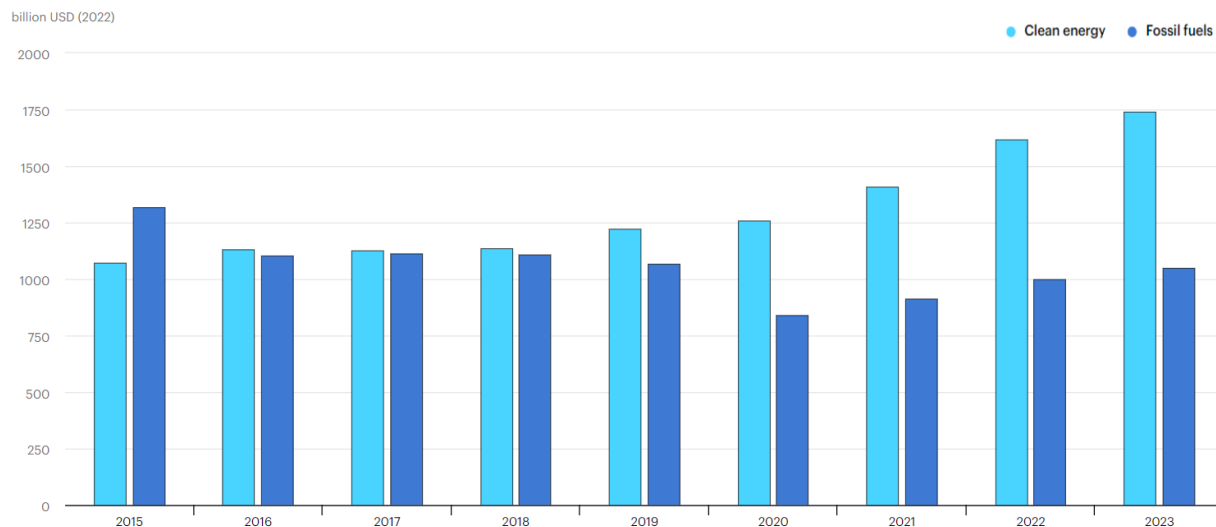


Figura 1.3: Inversión mundial en energía entre los años 2015-2023 [6]

En el ámbito nacional se cuenta con un panorama similar con algunos matices. La Figura 1.4 muestra la generación eléctrica bruta durante el año 2022, donde se observa como un 55,7 % corresponde a fuentes de energía renovables (hídrico, biomasa, eólica, solar, geotermia) y un 44,3 % se debe a fuentes de energía térmicas o no renovables (gas natural, carbón, derivados del petróleo). Si bien un gran porcentaje de la matriz primaria sigue derivando de combustibles fósiles, el país se encuentra en un periodo de transición, y bien lo demuestra la Figura 1.5 donde se observa la clara tendencia al cambio hacia una generación de energía más limpia, destacando el hecho de ocupar un 44,8 % de energías renovables para la generación eléctrica nacional en el año 2021 a ocupar un 55,7 % el año 2022 [8], y además disminuyendo la utilización de fuentes de energía no renovables para la generación eléctrica en un 16% entre los años 2021 y 2022, pasando del orden de los 44000 a 37000 MW de capacidad en el mismo periodo de tiempo.

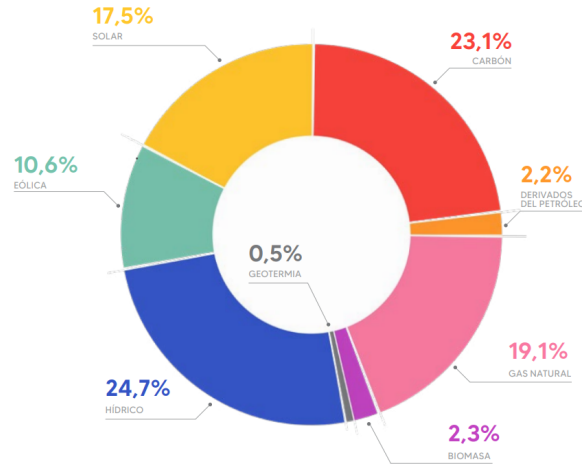


Figura 1.4: Generación eléctrica bruta en Chile en el año 2022 [8]

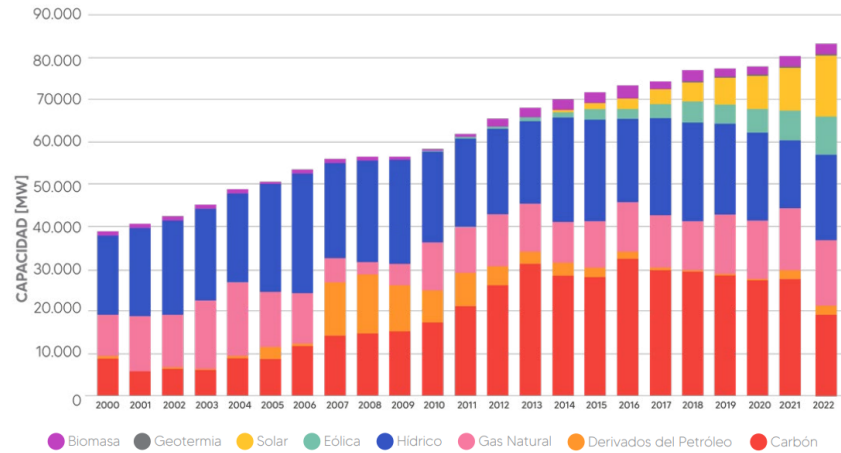


Figura 1.5: Tipos de energía y su capacidad en [MW] en Chile en el año 2022 [8]

Sin embargo, si bien se ha avanzado en la incorporación de energías renovables en la matriz energética nacional, la inclusión de sistemas basados en electricidad renovable para la generación de energía tanto para el sector industrial como para el consumo personal de los ciudadanos es compleja, debido a la intermitencia inherente de este tipo de fuentes, sus altos costos y problemas de escalabilidad, destacando por sobre los demás los inconvenientes en el transporte de la energía y los problemas de tipo gubernamentales.

1.2 Hidrógeno

Al momento de mencionar opciones que aporten al futuro panorama energético una que ha destacado en los últimos años y especialmente en Chile es el hidrógeno (H_2), con un foco especial sobre

el hidrógeno verde (H_2V), y es que se proyecta que Chile sea uno de los países capaces de producir mayor cantidad de H_2V y además a uno de los precios más bajos del mundo [9]. Lo anterior es respaldado por la International Renewable Energy Agency (IRENA), la cual posiciona a Chile como uno de los países con mayor potencial exportador de H_2V para el año 2050, como se aprecia en la Figura 1.6, donde se muestra el suministro que podrán ofrecer y la demanda de H_2V que tendrán distintos países para el año 2050 con supuestos optimistas para el desarrollo de esta tecnología a nivel mundial.

El hidrógeno es el primer elemento de la tabla periódica, el más liviano y el que se encuentra en mayor cantidad en el universo. En la Tierra se encuentra presente principalmente en compuestos como el agua (junto con el oxígeno) o en hidrocarburos (especialmente junto al carbono) y es muy escaso en su forma molecular, por lo que su obtención dependerá de tecnologías diseñadas por el ser humano.

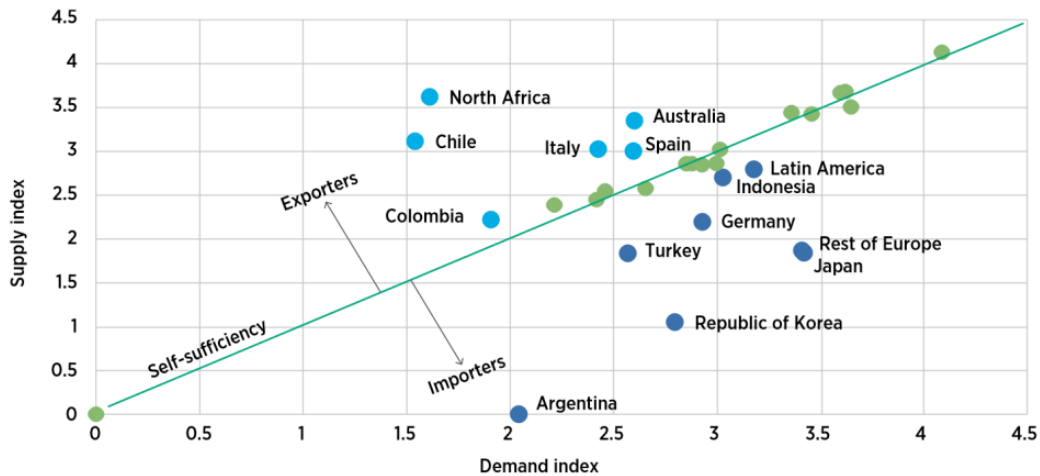


Figura 1.6: Índices de suministro y demanda de H_2V para el año 2050 en distintos países.

La producción global de H_2 alcanzó las 95 megatoneladas métricas en 2022, lo que supone un aumento del 3% respecto a comparado al 2021. Sin embargo, de la producción total de H_2 , alrededor del 99 % proviene de materias primas de hidrocarburos (como metano, petróleo y carbón), mientras que solamente el 0.1% se obtiene mediante la electrólisis del agua [10]. Es por esto que actualmente existen un elevado número de proyectos en el mundo relacionados con la búsqueda de una producción de hidrógeno baja en emisiones contaminantes, como se observa en la Figura 1.7, la cual muestra los proyectos de producción de H_2 anunciados a nivel mundial, donde se simboliza con un cuadrado los proyectos de electrólisis del agua y con un triángulo los basados en captura de CO_2 (CCUS), indicando también su producción en kilotoneladas al año.

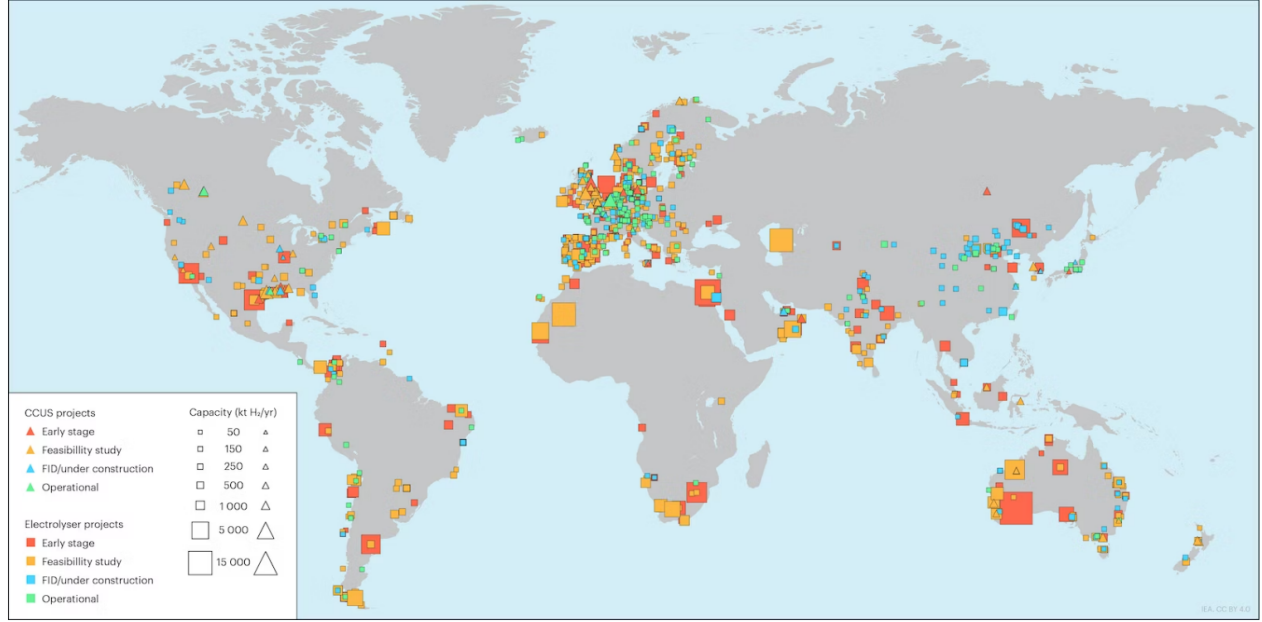


Figura 1.7: Mapa de proyectos anunciados de producción de H_2 de bajas emisiones [10].

El hidrógeno, así como el H_2V , puede ser quemado en una reacción que se caracteriza por no emitir CO_2 . Sin embargo, se deben tener en cuenta las diferentes propiedades que pueden tener en comparación con los hidrocarburos (HC). La Tabla 1.1 compara algunas propiedades del H_2 con las del gas natural (GN). En ella se aprecia que el H_2 cuenta con una altísima densidad energética por unidad de masa, reflejada en el valor del poder calorífico inferior de casi 120 MJ/kg, el cual es prácticamente tres veces superior a la de la gasolina [11]. Sin embargo, por unidad de volumen, esta es menor que la del GN, como se ve reflejada en la comparativa del poder calorífico inferior en MJ/Nm³. El H_2 tiene una temperatura de llama adiabática superior a la del GN y unos límites de flamabilidad muy amplios, descritos en la Tabla 1.1 en términos de las razones de equivalencia de las premezclas correspondientes a los límites superior e inferior (ϕ_{LFS} y ϕ_{LFI} , respectivamente). A su vez, el H_2 puede llegar a tener una velocidad de llama laminar casi 8 veces mayor que la del GN [12]. En particular, la velocidad de llama laminar o velocidad de combustión de las mezclas H_2 -aire o H_2 - CH_4 -aire es un parámetro importante en el diseño de las medidas de seguridad en aplicaciones donde se utiliza el hidrógeno como combustible [14].

Como se mencionó anteriormente, la combustión del H_2 está exenta de emisiones de CO_2 , así como de otros gases de efecto invernadero y demás contaminantes. Sin embargo, las altas temperaturas que se alcanzan durante su combustión pueden provocar la formación de NO_x térmicos mediante el mecanismo de Zeldovich [13]. Esto puede solucionarse al trabajar con mezclas pobres en combustible, ya que el mayor nivel de emisiones se genera cerca de la estequiometría [15].

Tabla 1.1: Propiedades principales del hidrógeno y gas natural

Propiedad	H_2	GN
Densidad (kg/Nm^3)	0.0899	0.72
Poder calorífico Inferior (MJ/kg)	119.96	45.8
Poder calorífico Inferior (MJ/Nm^3)	10.78	32.98
Índice de Wobbe Inferior (MJ/Nm^3)	40.65	48.52
Límite de flamabilidad inferior (ϕ_{LFI})	0.14	0.4
Límite de flamabilidad superior (ϕ_{LFS})	7.14	1.7
Velocidad de llama laminar (cm/s)	185($\phi = 1.0$) 300($\phi = 1.8$)	38($\phi = 1.0$)
Temperatura de llama adiabática estequiométrica (K)	2483	2214

El hidrógeno puede ser usado en la gran mayoría de los sectores demandantes de suministro energético, pudiendo ser almacenado en grandes cantidades por periodos de tiempo indefinidos sin pérdidas considerables [16]. Sectores económicos como el de transporte, energía, construcción e industrial son los que actualmente más implicancia tienen con el desarrollo y utilización de este combustible, también denominado vector o “portador energético”, así como la electricidad. De hecho, existe una estrecha relación entre estos vectores energéticos, ya que el H_2 también puede ser convertido en electricidad mediante el uso de un dispositivo electroquímico conocido como celda de combustible. A diferencia de las baterías, una celda de combustible opera de forma continua en presencia de hidrógeno y oxígeno, obteniendo como subproductos calor y agua. Estos dispositivos pueden ser fabricados tanto para propósitos energéticos pequeños como para su uso a escala industrial o gran escala [17]. La Figura 1.8 muestra el esquema del funcionamiento de la celda de combustible y los elementos químicos implicados en el mismo.

Volviendo a la combustión del H_2 , su potencial como combustible gracias a su gran poder calorífico inferior también tiene la contra parte referida al tema de seguridad operacional, principalmente debido a la elevada velocidad de llama laminar e inestabilidad de su combustión. Es por esto que durante los últimos años se ha buscado generar mezclas con metano, amoníaco y gas natural para permitir un uso del H_2 como combustible de manera estable y segura. La utilización de hidrógeno en las ya instaladas redes de distribución es una realidad de algunos países, donde se ha logrado mezclar de manera exitosa el hidrógeno con gas natural para la utilización doméstica, apoyando la descarbonización de la matriz energética. Sin ir más lejos, en Chile, en las ciudades de La Serena y Coquimbo se encuentra implementada la central de hidrógeno verde, la cual incorpora hidrógeno a la red de gas natural, creando una mezcla de hasta un 20% de hidrógeno [18].

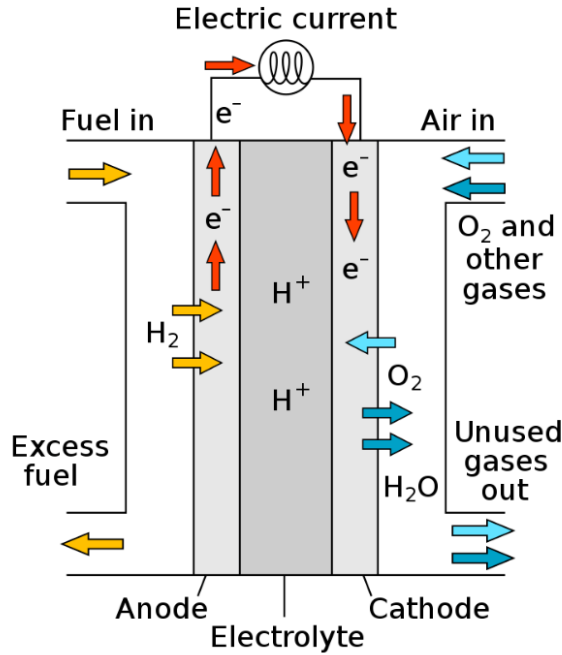


Figura 1.8: Funcionamiento de la celda de combustible de hidrógeno [17].

Chile, al ser un país con gran potencial en la producción de H_2V , necesita de tecnologías que faciliten su uso y producción industrial, para asegurar una implementación segura en la red e incrementar así su demanda tanto local como internacional. Debido a lo anterior, el Ministerio de Energía de Chile ha desarrollado la Estrategia Nacional de Hidrógeno Verde, buscando transformar a Chile en un exportador neto de energía, fomentando la formación del capital humano necesario para potenciar la educación, investigación, desarrollo e innovación asociada al H_2V [19]. Así, Chile podría convertirse en exportador tanto del recurso en sí, como en el conocimiento y las tecnologías asociadas al desarrollo del mismo, donde este será un eje esencial, considerando que muchas industrias en la actualidad trabajan en base a tecnologías de combustión de carbón, petróleo y demás combustibles fósiles, por lo que estarían comenzando a buscar alternativas en base gas natural (GN) en el corto plazo y a H_2V desde 2030 [20], por motivos de legislaciones ambientales y razones económicas.

De esta forma, el desarrollo de tecnologías de combustión adaptadas a las características distintivas del H_2V es un punto de vital importancia para alcanzar las metas de carbono neutralidad para 2050. El proceso de transición energética actual requiere de quemadores eficientes, con bajísimas emisiones de contaminantes y con flexibilidad en cuanto al combustible utilizado, para permitir un cambio gradual entre HC e H_2V sin incurrir en excesiva inversión. Una definición de eficiencia de combustión ampliamente usada en la actualidad se basa en la razón entre la cantidad de CO_2 gen-

erado y el máximo teórico en las mismas condiciones operacionales [21]. En cuanto a las emisiones, en Chile se cuenta con el Decreto 29 de 2013 del Ministerio del Medio Ambiente [58], el cual define la norma de emisión para incineración, coincineración y coprocesamiento. Una tecnología atractiva considerando todos estos requisitos corresponde a la combustión en Medio Poroso Inerte (MPI), la cual ofrece una serie de ventajas muy llamativas, entre las cuales se hace mención especial al uso eficiente de combustible y a la baja generación de emisiones contaminantes. Por esta razón, se profundizará y discutirá sobre esta tecnología en el capítulo Marco Teórico de este trabajo.

1.3 Motivación

El escenario actual muestra como la demanda energética ha ido en constante aumento desde hace más de un siglo. Hoy en día, en la tercera década del siglo veintiuno, los combustibles fósiles siguen siendo el principal sostén del suministro energético mundial. Sin embargo, este periodo puede ser definido como uno de transición, ya que fuentes de energía alternativas cada vez cobran más relevancia. Se buscan formas de producir altas cantidades de energía de forma limpia, segura y sostenible en el tiempo y, con ello, se generan bastas oportunidades de investigación de tecnologías y procesos que sean un aporte al panorama energético mundial de presente y futuro.

La combustión del hidrógeno verde es un proceso que, a nivel global, está en desarrollo y constante investigación. Una forma de comenzar a atribuir un uso práctico al H_2V en este proceso es el mezclarlo con gas metano, el cual presenta una composición y características similares al gas natural. Esta mezcla $CH_4 - H_2$ cumple con la función de ser una suerte de intermedio o transición entre la combustión fósil del metano puro y la combustión del H_2V libre de emisiones de gases de efecto invernadero.

La oportunidad de poder contribuir a la generación de conocimiento en este campo, mediante la realización de pruebas experimentales en laboratorio y posterior análisis de resultados, funciona como factor motivación para el desarrollo de este trabajo de título.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

En el marco del proyecto FONDEF-VIU22P0010, el objetivo general del presente trabajo de titulación es desarrollar una investigación experimental de la combustión de gas metano con alta

concentración de hidrógeno ($> 50\%$) en un reactor de medio poroso divergente. Los objetivos específicos son:

1.4.2 Objetivos específicos

1. Analizar el estado del arte referente a reactores de medio poroso de área transversal variable (divergente).
2. Desarrollar pruebas experimentales de combustión hasta la máxima concentración de H_2 que permita un frente de combustión estabilizado.
3. Definir parámetros de operación de frentes de combustión estabilizados: velocidades de filtración y relación de equivalencia.
4. Analizar los gases producto de la combustión de la mezcla metano - hidrógeno.

Capítulo 2

Marco teórico

2.1 Combustión en MPI

La combustión es un conjunto de procesos físico-químicos en los cuales se produce la liberación controlada de una porción de la energía interna de un combustible, donde parte de esta energía liberada se manifiesta en forma de calor. Para llevar a cabo el proceso de combustión es necesario contar entonces con un combustible (formado principalmente por moléculas de carbono e hidrógeno) y una sustancia oxidante, siendo el aire la más común (con una composición de 21 % de oxígeno y 78% de nitrógeno aproximadamente). De esta forma, la combustión es un tipo de reacción de oxidación en la cual se libera energía en forma de calor.

Un medio poroso inerte o MPI se puede entender como una inserción sólida porosa o matriz porosa la cual se ubica en la zona de la combustión, específicamente donde se forma la llama. Generalmente, se suelen utilizar como material de confección de estos MPI esponjas cerámicas de elementos como alúmina, zirconio o carburo de sílice, o bien, lechos empacados de esferas de alúmina u otro material similar. La Figura 2.1 muestra un MPI de carburo de sílice (SiC) en un reactor apagado (Figura 2.1a) y en uno en operación (Figura 2.1b). Esta matriz porosa permite reciclar una porción del calor mediante los mecanismos de conducción y radiación, mientras que la convección transfiere el calor entre las dos fases. Esto favorece tanto en la eficiencia del traspaso energético hacia el combustible, como también la dispersión que tiene éste en el material, ayudando así a los mecanismos de transferencia de calor y masa gracias a la gran área específica de la matriz y a los intrincados caminos formados en la misma, respectivamente.

De esta forma, la adición de un medio poroso en la zona donde ocurre la combustión genera una serie de ventajas en comparación a la combustión en quemadores convencionales, principalmente debido a que en los quemadores de MPI se alcanzan mayores temperaturas de combustión, lo que

puede contribuir a la obtención de una mayor potencia sin necesidad de una adición de energía externa [22]. Lo anterior trae consigo el poder operar con combustibles de bajo poder calorífico, ampliando además los límites de inflamabilidad y disminuyendo las emisiones de contaminantes [23], como por ejemplo, en el caso de la operación con mezclas pobres, la disminución de NO_x en los gases producto de la combustión.

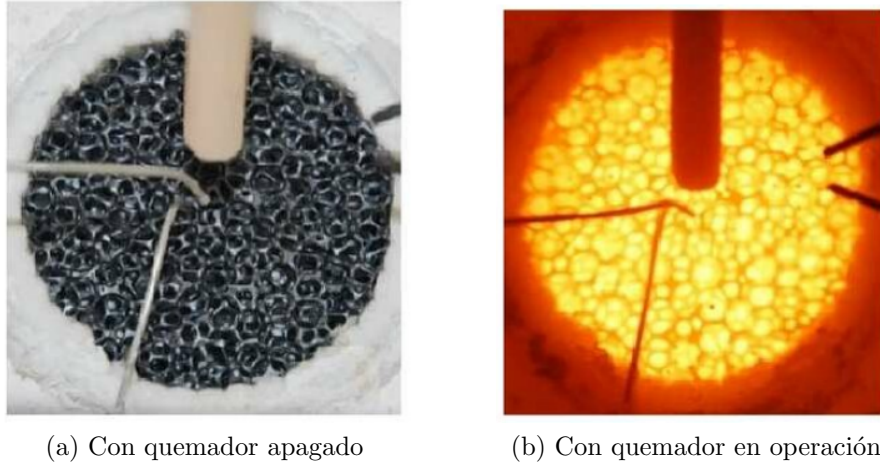


Figura 2.1: Matriz porosa de un quemador de MPI de SiC.

2.1.1 Parámetros operacionales

Para establecer las condiciones de operación de la combustión en medios porosos inertes se presentan a continuación algunos de los parámetros más importantes

2.1.1.1 Razón de equivalencia

La razón de equivalencia de una premezcla corresponde a la razón combustible-aire (F/A) real normalizada por la razón combustible-aire estequiométrica, como detalla la ecuación 2.1:

$$\phi = \frac{(F/A)_{\text{real}}}{(F/A)_{\text{esteq}}} \quad (2.1)$$

Según el valor de ϕ se pueden dar 3 condiciones:

- $\phi = 1$: condición estequiométrica. La relación de aire/combustible teórica y real son iguales.
- $\phi > 1$: condición en la cual la cantidad de aire real suministrada es menor a la cantidad estequiométrica requerida para la combustión. En este caso, la mezcla de gases se conoce como mezcla rica o con exceso de combustible.

- $\phi < 1$: condición en la cual la cantidad de aire es mayor a lo requerido estequiométricamente en la combustión. En este caso, la mezcla se conoce como mezcla pobre o con exceso de aire.

2.1.1.2 Velocidad de filtración

La velocidad de filtración de una premezcla es la velocidad con la cual la mezcla de aire y combustible fluye a través de la matriz porosa. Se expresa mediante la letra u y se calcula determina mediante la ecuación 2.2:

$$u = \frac{v}{\epsilon} \quad (2.2)$$

Donde v corresponde a la velocidad de entrada de la pre-mezcla de aire y combustible y ϵ representa la porosidad o fracción de huecos del material poroso.

2.1.1.3 Velocidad del frente de combustión

Corresponde a la distancia por unidad de tiempo que recorre el frente de combustión a través del medio poroso en sentido longitudinal. Este parámetro se calcula, de manera experimental, a través de la medición del tiempo que demora el frente en desplazarse desde una termocupla hacia otra. En una operación con frente estabilizado se espera que la velocidad del frente de combustión sea 0.

2.1.2 Modos de combustión en MPI

La combustión llevada a cabo en quemadores de MPI puede darse en dos modalidades: la combustión estabilizada superficialmente y la combustión sumergida [23].

La combustión estabilizada superficialmente, también llamada modalidad estacionaria, se caracteriza por estabilizar la zona de combustión en el medio poroso mediante condiciones de borde impuestas. La ubicación específica del frente de combustión queda sujeta a parámetros tales como: la geometría, tamaño y porosidad de la matriz sólida, la relación de equivalencia, la velocidad de filtración, entre otros. Se utiliza principalmente en quemadores radiantes y estufas debido a la alta emisividad radiante del sólido, donde además siempre cuenta con temperaturas subadiabáticas y velocidades de llama menores a su valor correspondiente en llama libre, por las altas pérdidas al ambiente [24].

Por su parte, la combustión sumergida, también llamada modalidad transiente, se caracteriza por una intensa recirculación de calor permitiendo que se alcancen temperaturas superadiabáticas y velocidades de llama que pueden llegar a 5 veces su valor correspondiente en llama libre [25]. En este modo de funcionamiento existe la posibilidad de que el frente de combustión se desplace dentro del reactor, ya sea aguas arriba o aguas abajo con velocidades del orden de 10^{-3} (cm/s), según los parámetros del flujo como la razón de equivalencia o la velocidad de filtración. En el desplazamiento aguas arriba, la dirección de desplazamiento del frente de combustión es contrario al flujo de reactantes, debido a que el contenido de combustible en la mezcla se encuentra entre los límites superior e inferior de inflamabilidad, provocando así temperaturas superadiabáticas. Mientras tanto, en el desplazamiento aguas abajo, la dirección del frente de combustión es el mismo que del flujo de reactante, debido al exceso de entalpía en el sistema, la cual genera que el medio poroso eleve su temperatura permitiendo el movimiento del frente de combustión, provocando entonces temperaturas subadiabáticas [26, 27]. Estos hallazgos son respaldados por soluciones analíticas desarrolladas a partir de modelos matemáticos simplificados, como puede ser el trabajo realizado por Zhdanok et al. [28], donde se propuso una relación entre la variación de temperatura característica del proceso de combustión (ΔT_c) y la variación de temperatura correspondiente a una llama adiabática (ΔT_{ad}), la cual se muestra en la Ecuación 2.3. En ella, u_w corresponde a la velocidad con la que se desplaza el frente de reacción, y $u_t = u(c_p\rho)_g/(c_p\rho)_s$ corresponde a la velocidad característica de la onda térmica asociada a la combustión, donde u corresponde a la velocidad de filtración del gas, y c_p , ρ al calor específico y la densidad, de ambas fases.

$$\Delta T_c = \frac{\Delta T_{ad}}{1 - \frac{u_w}{u_t}} \quad (2.3)$$

Para que las soluciones de la ecuación tengan sentido físico, se debe cumplir que $|u_w| < u_t$, por lo que $-1 < \left(\frac{u_w}{u_t}\right) < 1$. De esta manera, si el frente de combustión se desplaza aguas abajo ($u_w > 0$), se esperan temperaturas superiores a las alcanzadas en el caso adiabático, y viceversa.

2.1.3 Exceso de entalpía

La teoría del exceso de entalpía fue propuesta en primera instancia por Alfred Egerton en la década de los 50 del siglo pasado y posteriormente por los científicos Weinberg [30] y Fateev [31], planteando que la temperatura en un sistema puede ser mayor que la temperatura adiabática teórica, si los productos quemados precalientan los reactantes.

Weinberg, a inicios de la década de los 70, plantea el principio de recirculación de calor de manera teórica en un quemador. La Figura 2.2, compara el proceso sin y con recirculación de calor, respectivamente. A su vez, en la misma figura, se muestra un esquema de la variación de entalpía

al avanzar en la dirección del flujo, donde se puede apreciar como el calor recirculado aumenta la entalpía del sistema en el centro, mientras que la entrada y salida del quemador se mantienen invariantes respecto al primer escenario. Al poco tiempo, el quemador diseñado teóricamente por Weinberg tuvo pruebas experimentales exitosas [32]. Sin embargo, su construcción requería largos de tubería considerables para que el sistema de recirculación alcanzase la transferencia de calor necesaria. A raíz de esto, Takeno et al. [33, 34], propuso la incorporación de un medio poroso en el interior de la zona de combustión, facilitando así la recirculación de calor y simplificando el diseño del quemador.

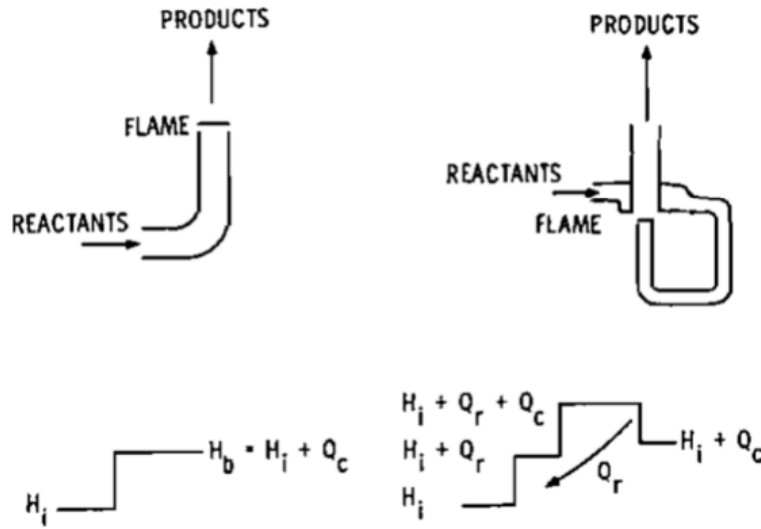


Figura 2.2: Proceso de recirculación de calor planteado por Weinberg [30].

De esta forma, la principal ventaja que existe en este tipo de quemadores es la gran recirculación de calor que se produce en su interior, desde la zona de productos hasta la zona de reactantes. De esta manera se produce un aumento en la entalpía gracias al calor recirculado, logrando así posteriormente alcanzar temperaturas superadiabáticas. Propiedades importantes como las velocidades de combustión y límites de inflamabilidad se ven afectadas gracias a la obtención de una mayor cinética de reacción, que a su vez, emite una menor cantidad de material particulado al momento de la combustión comparado al caso de una combustión de llama libre. La figura 2.3 esquematiza los mecanismos de transferencia de calor en un quemador de MPI, en el cual la llama producida desde la zona de combustión caliente de manera convectiva el medio sólido, que a su vez transfiere el calor a través de mecanismos de conducción y radiación hacia la región aguas arriba de la llama, para precalentar la entrada de la mezcla. Así, la turbulencia generada por los intrincados espacios vacíos del medio poroso contribuye al aumento de las tasas de transferencia de calor y de masa.

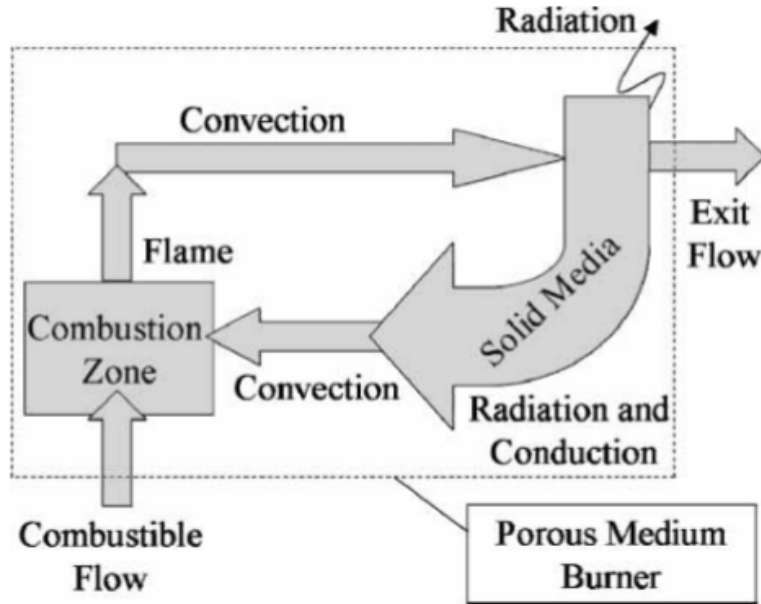


Figura 2.3: Mecanismos de transferencia de calor y recirculación en un reactor de MPI [29].

2.1.4 Técnicas de estabilización en quemadores de MPI

La estabilización de un frente de combustión o frente de llama en un quemador de MPI se logra obteniendo un equilibrio local entre la velocidad de la reacción química generada y la velocidad del flujo de la mezcla combustible - oxidante utilizada. El conseguir un frente de combustión estabilizado dará a su vez un frente de llama estacionario, el cual tiene diversas aplicaciones como procesos de combustión controlada, generación de energía, tratamiento y síntesis de materiales e investigación científica.

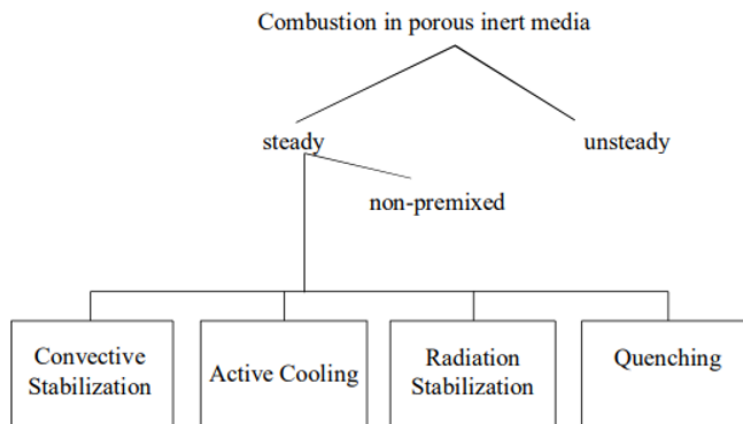


Figura 2.4: Esquema con algunos de los métodos de estabilización del frente de llama [35].

Se han propuesto distintas técnicas de estabilización en la literatura. La Figura 2.4 muestra una visión general de algunos de los métodos existentes. No obstante, se han probado más técnicas de estabilización del frente de combustión, entre las cuales se destacan la variación de la matriz porosa utilizada y la variación de la geometría del quemador. Hsu et al. [36] propuso en primera instancia modificar la morfología del MPI. Posteriormente, los trabajos de Babkin et al. [37] y Trimis y Durst [38] lograron formalizar la propuesta mediante el cálculo de un número adimensional denominado Péclet modificado (Pe), el cual se muestra en la ecuación 2.4:

$$Pe = \frac{S_l d_m C_p \rho}{k} \quad (2.4)$$

Y donde se tienen los siguientes parámetros:

- S_l : Velocidad laminar del flujo.
- d_m : Diámetro equivalente de poro.
- C_p : Calor específico del combustible.
- ρ : Densidad del combustible.
- k : Conductividad térmica del combustible.

De esta forma, el número de Peclet permite determinar si la estructura de llama es capaz de sostenerse. El valor crítico definido, o menor valor posible, para la estabilización es $Pe^* \geq 65$, de manera que se tienen dos posibles escenarios:

- Si $Pe < Pe^*$, entonces el frente de combustión se fija en una zona determinada.
- Si $Pe > Pe^*$, entonces el frente de combustión se propaga.

Por otro lado, se tiene la técnica de variar la geometría del quemador para conseguir la estabilización de llama. Se ha demostrado que la utilización de una zona de sección transversal divergente en un quemador ayuda a la estabilización de la combustión dentro del mismo. Esta zona divergente permite equilibrar de forma dinámica la velocidad de llama local con la velocidad del flujo que aumenta al reducirse la sección transversal. A su vez, el efecto de la divergencia genera un aumento en el área de salida y, por ende, un mayor área de transferencia de calor con el ambiente, por lo que se generan más pérdidas de calor, retrasando la ocurrencia de blow-out y, de nuevo, ayudando a la estabilidad. Hashemi y Hashemi [39] estudiaron la estabilización de un frente de llama de metano-aire en un quemador cónico divergente de forma numérica, donde

mostraron que para una razón de equivalencia constante, el frente de llama se mueve aguas abajo al aumentar la velocidad de filtración. Además determinaron que la modificación del ángulo de divergencia permite mejorar los rangos de estabilidad, siendo el óptimo cercano a 60° .

2.1.5 Combustión de hidrógeno en MPI

La combustión de hidrógeno es una de las formas más limpias y eficientes de obtener energía. Al quemar hidrógeno, se produce una reacción química que libera energía en forma de calor y luz, lo que puede utilizarse para generar electricidad, impulsar vehículos, calentar viviendas, etc. Además, este tipo de combustión tiene una serie de beneficios de gran importancia en materias de eficiencia y sostenibilidad. El H_2 , al tener más energía por unidad de masa que otros combustibles fósiles, lo que la convierte en una opción más eficiente. Y también, como se ha mencionado, su reacción química no produce emisiones de CO_2 , lo que significa que puede contribuir a reducir la huella de carbono de los países en el mundo. En suma, la combustión de hidrógeno es una forma limpia, eficiente y segura de obtener energía, que solo produce agua como producto de esta y que cuenta con un gran potencial como combustible del futuro.

Para iniciar la transición hacia procesos energizados con H_2V , o lo que es lo mismo que H_2 obtenido a partir de electrólisis del agua, se ha propuesto utilizar los gasoductos existentes para transportar mezclas de gas natural-hidrógeno, considerándose hasta un 20% de este último. De esta manera, no existen aún aplicaciones industriales a gran escala que utilicen exclusivamente H_2 como combustible y, por ahora, es más un tema de investigación y proyecto a largo plazo. En la literatura, existen estudios sobre mezclas de hidrógeno-gas natural (o hidrógeno-metano) en quemadores de MPI, pero son escasos. Dichas investigaciones han reportado ampliación de los límites de flamabilidad [40, 41] y, en cuanto a emisiones normalizadas por unidad de energía, para mezclas con 60% de hidrógeno, se registraron reducciones de 33 % en CO_2 , leves aumentos en emisiones de CO y hasta 4 veces más emisiones de NO_x , en comparación con llamas libres [40]. Rørtveit [41] mostró que las emisiones de CO tienden a decrecer al incrementar el porcentaje añadido de hidrógeno en la mezcla, llegando a niveles similares a los de otras tecnologías de combustión.

Zangeneh y Alipoor [42] estudiaron numéricamente la combustión de premezclas hidrógeno-aire en un quemador de MPI con una sección divergente, para diferentes ángulos de divergencia y potencias, buscando averiguar cómo estos parámetros afectan en la estabilización del frente de llama del quemador. En su trabajo, concluyeron que el ángulo de divergencia del reactor no afecta los límites de blowout y flashback, contrario a lo estipulado por Hashemi y Hashemi [39], quienes no utilizaron hidrógeno. Sin embargo, esto no sería una contradicción, ya que el usar H_2 como combustible repercute de gran manera en los resultados de las simulaciones.

El hidrógeno es un combustible particular por su alta difusividad másica, baja emisividad y altísima velocidad de llama, lo que provoca que el conocimiento generado en base a hidrocarburos (HC) no sea directamente aplicable al trabajar con H_2 . Un ejemplo de esto es el cálculo del número de Péclet crítico, que en el caso de los HC ha sido determinado en 65, pero para mezclas pobres de hidrógeno-aire, se ha estimado entre 5 y 30 [35], lo que supone una gran diferencia al momento de determinar la estabilidad de un frente de llama.

Mbarawa et al. [43] investigaron experimentalmente la combustión de H_2 - aire sumergida en un reactor usando carburo de sílice (SiC) como MPI. Para una velocidad de filtración de 145 cm/s encontraron que la curva de velocidades del frente de combustión en función de la razón de equivalencia tiene forma de V, como se muestra en la Figura 2.5. Se aprecia que cerca de $\phi = 0.5$ se tiene un punto estable, el cual se identifica gracias a la línea horizontal con velocidad 0. Luego de la zona de desplazamiento aguas abajo que se tiene para mezclas con el frente de combustión se desplaza aguas abajo $\phi < 0.5$, iniciando con velocidades aguas abajo en la zona de mezclas pobres para luego de pasar por una delgada zona estable alcanzar su máxima velocidad aguas arriba con ϕ cercano a 1.5 y luego acercarse a la zona de estabilización, sin llegar a alcanzarla incluso para razones de equivalencia cercanas a 6.

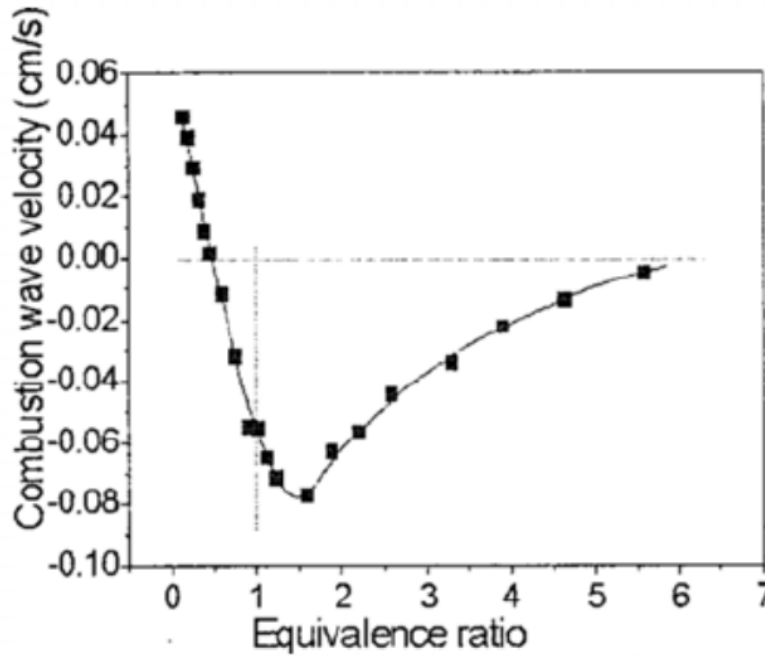


Figura 2.5: Velocidades del frente de combustión para mezclas H_2 -aire a diferentes razones de equivalencia [43].

Mario Toledo et al. [44] estudiaron el comportamiento térmico y de emisiones sobre la adición de H_2 a LPG en 3 distintos tipos de reactores: Un calentador de gas, calentador de agua y un quemador de medio poroso. Los resultados indicaron que el quemador de MPI tuvo el mejor desempeño en las pruebas realizadas. Estas mostraron que la eficiencia en la combustión se incrementó marginalmente respecto a la línea base y que las emisiones de CO disminuyeron un 30% en mezclas desde 0 a 58% de H_2 , como se observa en la Figura 2.6

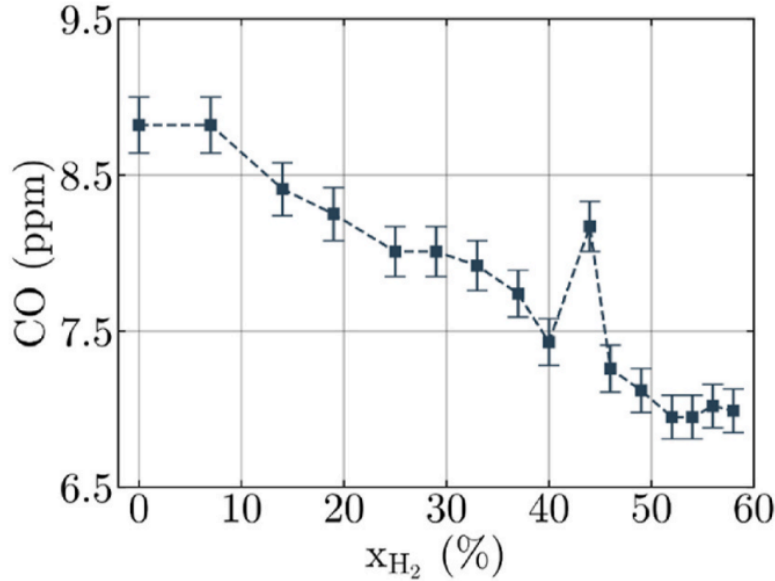


Figura 2.6: Emisiones de CO en mezclas LPG- H_2 en un quemador de MPI operando a 6[kW] de potencia [44].

La combustión de hidrógeno ha sido también estudiada en el contexto de la micro-combustión por su alto poder calorífico, rápida difusión, corto tiempo de reacción y alta velocidad de llama. Estos quemadores tienen por objetivo emitir radiación hacia sistemas termofotovoltaicos, por lo que no utilizan ningún tipo de aislante en sus paredes y suelen tener una mayor razón superficie/volumen. El grupo de investigación liderado por Li ha realizado diversas investigaciones y estudios paramétricos en quemadores que no superan los 20 mm de longitud con un entramado de acero inoxidable 316L como medio poroso, buscando analizar el efecto de las diversas variables de diseño en las eficiencias de radiación y perfiles de temperatura de pared. Pudieron determinar que la recirculación de calor aumenta al disminuir la porosidad, la razón de equivalencia o aumentar la conductividad del sólido [45]. Otros estudios en microcombustores, como el realizado por Pan et al. [46], también han analizado el uso de oxígeno puro como oxidante y han señalado la razón de difusividades térmicas del sólido y el gas como un parámetro importante en el diseño para controlar las pérdidas al ambiente y asegurar combustión completa.

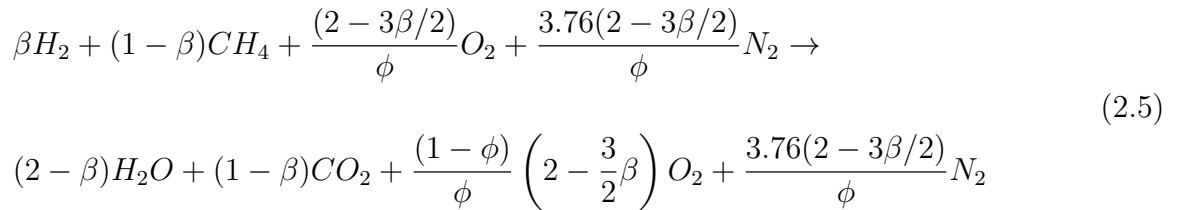
2.2 Mezclas metano-hidrógeno

Los estudios de mezclas metano - hidrógeno han demostrado que la adición de H_2 al gas natural o al gas metano CH_4 mejora las condiciones de operación de los sistemas de combustión, debido a que la estructura de llama y sus efectos cinéticos se ven alterados. La baja velocidad de reacción del metano es aumentada cuando se mezcla con hidrógeno, con lo cual se mejora su ignición y estabilidad de llama. También la dosificación de H_2 aumenta la velocidad de deflagración, tanto en motores de combustión interna como en aplicaciones industriales [47].

A su vez, otra de las principales ventajas del uso de hidrógeno es la capacidad de reducir el dosado necesario en la mezcla y aumentar la velocidad de combustión, que es aproximadamente cinco veces mayor que la del metano en condiciones estequiométricas y además tiene un límite de inflamabilidad más bajo que los de los combustibles fósiles convencionales. Por lo anterior es que, al utilizar este combustible, se trata de trabajar con dosados inferiores al estequiométrico (mezcla pobre). Esto permite un ahorro de combustible lo suficientemente interesante como para ser aplicado, por ejemplo, en motores de automoción, con además una reducción de emisiones contaminantes [48].

2.2.1 Combustión completa de mezclas $CH_4 - H_2$

La reacción química global que describe la combustión completa de mezclas metano - hidrógeno $CH_4 - H_2$ usando aire como oxidante se muestra en la ecuación 2.5. El parámetro β corresponde a la fracción molar de hidrógeno en la mezcla combustible, es decir, sin considerar la presencia de aire, por lo que $\beta \in [0, 1]$. En los casos extremos $\beta = 0$ y $\beta = 1$, se obtienen las reacciones globales de combustión del metano y el hidrógeno, respectivamente.



2.2.2 Composición de la premezcla

En base a la reacción estequiométrica mostrada en la ecuación 2.5, las fracciones molares de cada especie en la entrada del reactor, para una mezcla con razón de equivalencia ϕ y presencia de H_2 en una fracción molar β , están dadas por las ecuaciones 2.6 - 2.10

$$x_{H_2}^0 = \frac{2 \cdot \beta \phi}{2\phi + 4.76(4 - 3\beta)} \quad (2.6)$$

$$x_{CH_4}^0 = \frac{2 \cdot (1 - \beta) \phi}{2\phi + 4.76(4 - 3\beta)} \quad (2.7)$$

$$x_{O_2}^0 = \frac{(4 - 3\beta)}{2\phi + 4.76(4 - 3\beta)} \quad (2.8)$$

$$x_{N_2}^0 = 1 - x_{H_2} - x_{CH_4} - x_{O_2} \quad (2.9)$$

$$x_i^0 = 0 \quad , \quad i \neq H_2, CH_4, O_2, N_2 \quad (2.10)$$

2.2.3 Propiedades principales

2.2.3.1 Fracción molar-volumétrica, másica y energética

Existen diferentes formas de describir una mezcla de combustibles gaseosos. En este trabajo se utilizan principalmente fracciones volumétricas (x_i), que son equivalentes a fracciones molares, dado el supuesto de gas ideal. Estas indican qué porcentaje del volumen o de moles presentes corresponden a cada especie. Otra alternativa es trabajar con fracciones másicas (y_i), las cuales indican qué porcentaje de la masa de la mezcla corresponde a cada especie. Finalmente, se puede trabajar con fracciones energéticas (z_i), las cuales indican qué porcentaje de la potencia, calculada en base al poder calorífico inferior de cada combustible, aporta cada gas.

La diferencia entre las masas molares y los poderes caloríficos del H_2 y el CH_4 ocasionan que la conversión entre fracciones volumétricas-molares (x), másicas (y) y energéticas (z) sean no lineales. La Figura 2.7 muestra la relación entre estas tres formas de caracterizar las mezclas de combustible consideradas en esta investigación. Para alcanzar un 50% de aporte energético por parte del H_2 , se debe trabajar con $x_{H_2} = 77\%$, mientras que para tener un 50% de aporte en masa, se debe utilizar $x_{H_2} = 89\%$. Esto debe tenerse en cuenta a la hora de juzgar el aporte de inyecciones volumétricas bajas de H_2 en sistemas de combustión, entendiendo que la complejidad técnica escalará aceleradamente al incrementar la presencia de H_2 .

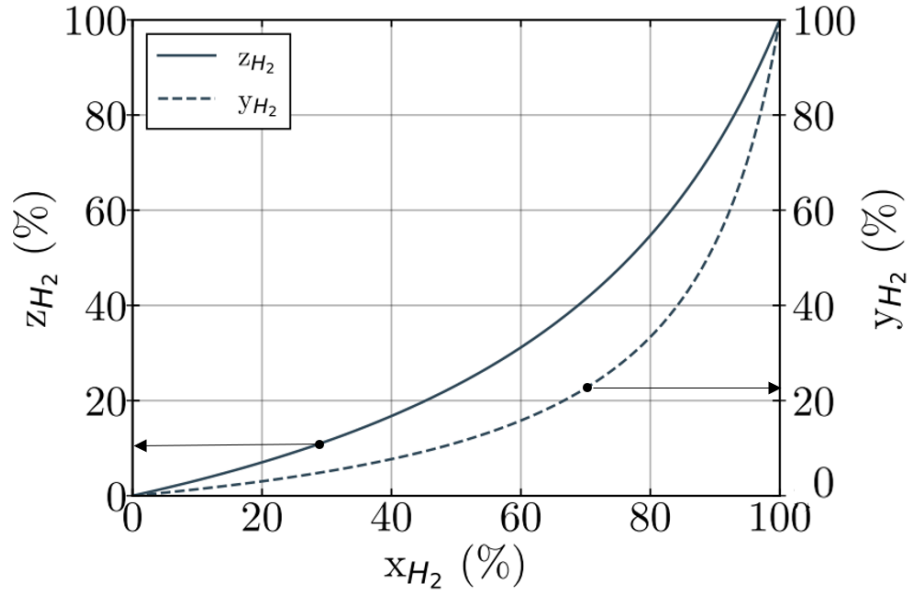


Figura 2.7: Relación entre fracción volumétrica-molar (x), másica (y) y energética (z) de H_2 en una mezcla H_2-CH_4 .

2.2.3.2 Índice de Wobbe

La norma UNE-EN 437:2003+A1:2009 [49] define familias y grupos de combustibles según su índice de Wobbe (IW). La segunda familia definida por esta norma reúne a los gases naturales y mezclas hidrocarburos-aire con IW superiores entre 39.1 y 54.7 MJ/m³, en condiciones de referencia de 15 °C y 1 atm. La Figura 2.8 muestra el IW superior para mezclas $CH_4 - H_2$ para diferentes porcentajes volumétricos de H_2 , indicando los límites para la segunda familia de combustibles de la norma UNE-EN 437:2003+A1:2009. Se aprecia que las mezclas se mantienen dentro del rango de esta familia de gases combustibles.

A medida que aumenta el contenido de H_2 se produce una disminución del IW superior de la mezcla desde los 54.7 MJ/m³ iniciales, alcanzando un mínimo en torno a $x_{H_2} = 0.8$. Luego de este punto, el IW aumenta hasta cerca de 50 MJ/Nm³. La asimetría de la gráfica se asocia a la conversión entre fracción volumétrica y energética mostrada en la Figura 2.7, donde el H_2 cobra relevancia en torno a $x_{H_2} = 0.8$.

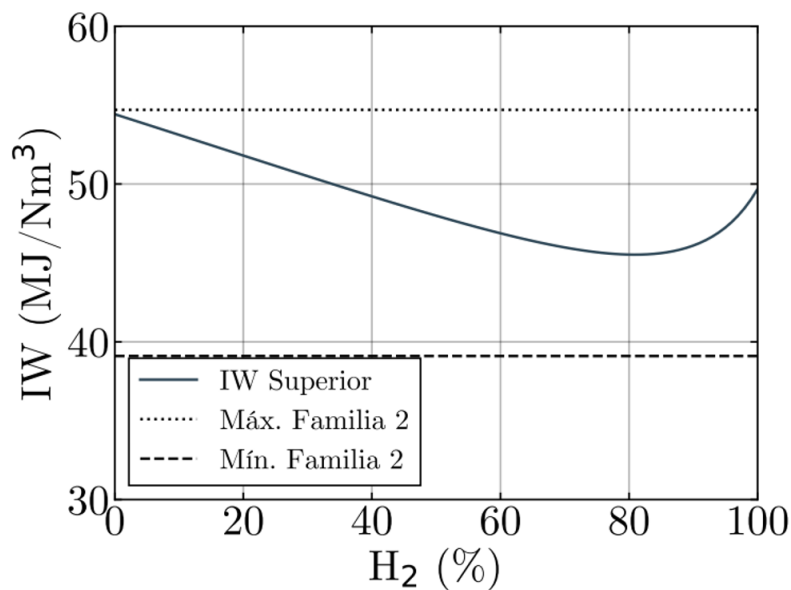


Figura 2.8: Índice de Wobbe superior para mezclas H₂-CH₄.

2.2.3.3 Poder calorífico inferior

La Figura 2.9 muestra la evolución del Poder Calorífico Inferior (PCI) másico y volumétrico al aumentar la presencia de H₂ en mezclas H₂-CH₄. Se observa que el PCI volumétrico evoluciona de forma lineal, reduciéndose desde 35.8 MJ/Nm³, correspondientes al metano puro, hasta 10.8 MJ/Nm³, correspondientes al hidrógeno. Esta reducción está asociada a la baja densidad del H₂ a presión atmosférica, que es un orden de magnitud menor que la de otros hidrocarburos gaseosos. Sin embargo, al considerar el PCI en base másica, se tiene un aumento de 50 a 120 MJ/kg.

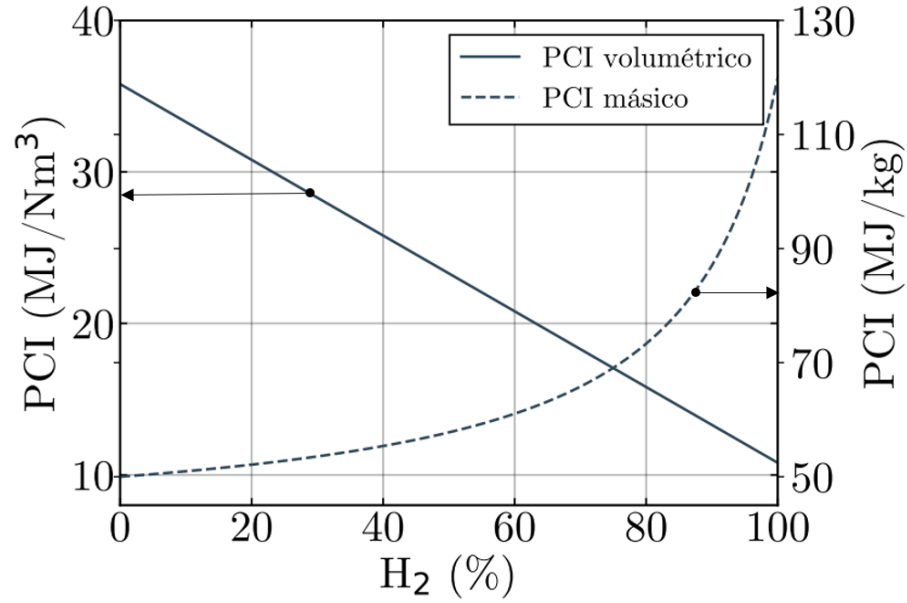


Figura 2.9: Poder calorífico inferior en bases volumétrica y másica para mezclas H_2 - CH_4 .

2.2.3.4 Temperatura de llama adiabática

La Figura 2.10 presenta la temperatura de llama adiabática en función de la razón de equivalencia para mezclas H_2 - CH_4 con diferentes porcentajes de H_2 en ellas. La flecha indica la dirección en que crece el % de H_2 en la mezcla. Se observa que en el rango de mezclas pobres en combustible, al aumentar la razón de equivalencia, también lo hace la temperatura de llama adiabática. De igual manera, aumentar la presencia de H_2 en la mezcla también aumenta la temperatura de llama laminar. Se puede apreciar que, a pesar de graficarse incrementos uniformes en la fracción de H_2 , las curvas obtenidas no se encuentran equiespaciadas, sino que se concentran en torno a la correspondiente a metano puro. Esto se explica considerando la conversión entre fracción volumétrica y fracción energética presentada en la Figura 2.7.

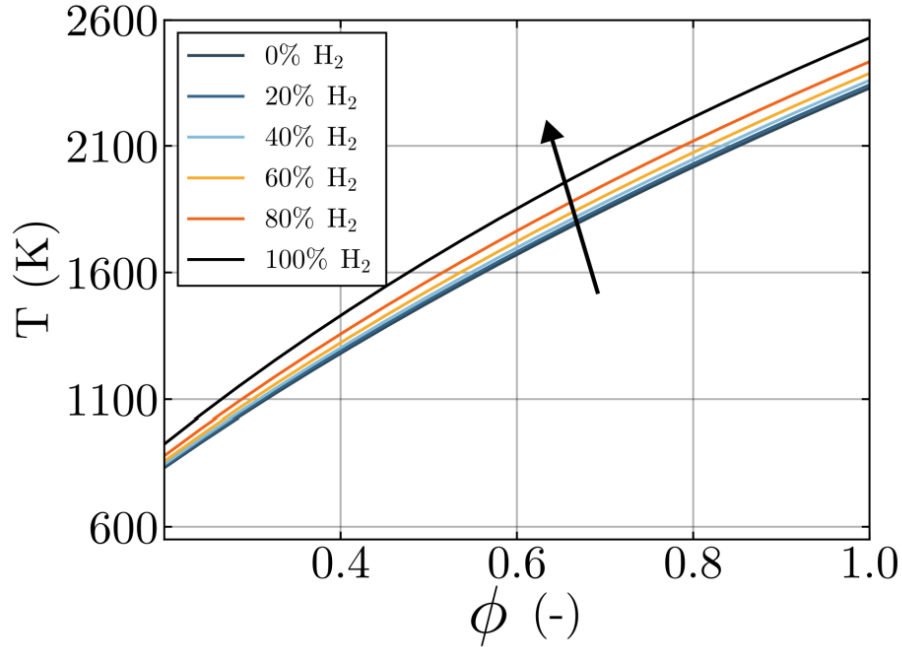


Figura 2.10: Temperaturas de llama adiabática en función de la razón de equivalencia para diferentes mezclas H_2 - CH_4 .

2.3 Reactores de sección transversal divergente

Los quemadores de medio poroso divergentes (DPMB por su sigla en inglés) se han adoptado principalmente en la combustión pobre, es decir de $\phi < 1$, para mejorar la estabilidad de la llama y la eficiencia de la combustión. Como se explicó anteriormente, la incorporación de una sección transversal divergente ayuda a la estabilización del frente de combustión. Esto sucede gracias a dos mecanismos conjuntos: Primero, la reducción del área de transferencia de calor con el medio al desplazarse el frente aguas arriba, y con ello de las pérdidas de calor, y segundo, el aumento de la velocidad media del flujo al desplazarse aguas arriba por la reducción del área transversal.

Weijuan Yang et al. [50] realizaron una investigación experimental y numérica sobre combustión H_2 -aire. Utilizaron un canal divergente y su trabajo encontró que este fue beneficioso para la estabilización de la llama porque su sección en expansión ralentiza el flujo y aumenta el tiempo de residencia y, a su vez, la transferencia de calor. Otro estudio sobre combustión H_2 -aire es el realizado por Qian et al. [51], donde investigaron las características de la combustión y radiación en una mesoescala de un quemador de MPI divergente. Sus resultados mostraron que la incorporación de un canal divergente extendió los límites de “blowout” en un 167 % y 186 % para mezclas con $\phi = 0.6$ y $\phi = 0.8$, respectivamente, comparado a utilizar un canal recto, esto debido al efecto

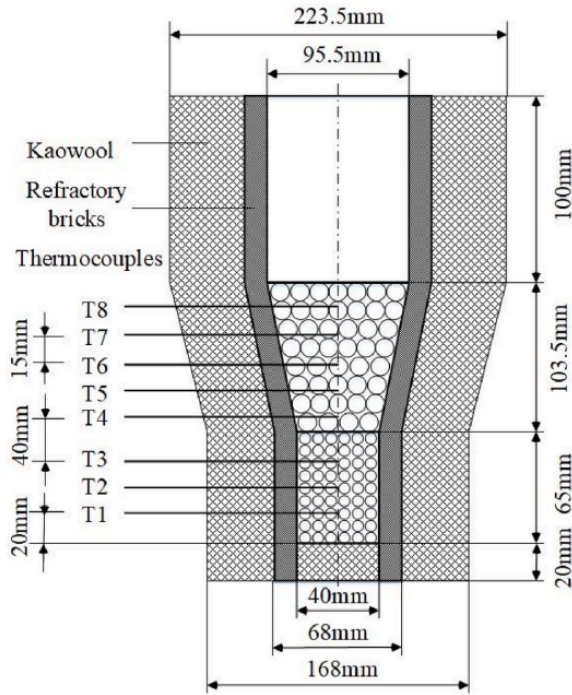
del precalentamiento aumentado y al campo de flujo. Además la eficiencia de la radiación del canal divergente aumenta en pruebas con razón de equivalencia dentro del rango 0.4 - 0.8, llegando a aumentar como máximo un 70 % al compararlo con las pruebas realizadas en quemadores de canal recto.

Otra investigación que utilizó un quemador de sección transversal divergente para la combustión de premezclas de H_2 fue la ya mencionada Zanganeh y Alipour et al. [42]. En su trabajo encontraron que se registraron llamas estables para Firing Rates de hasta 216 MW/m² y pudieron determinar que aumentar la potencia térmica desplaza el frente de llama aguas abajo y ensancha la zona de precalentamiento, mientras que al reducirla ocurre lo contrario.

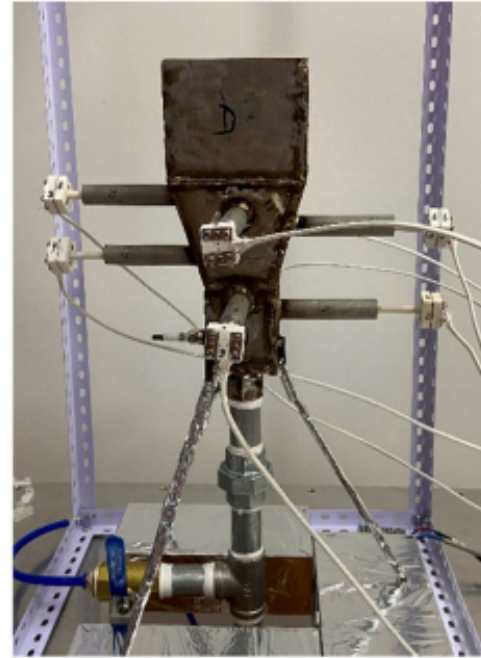
Cabe destacar que no todas las investigaciones realizadas con DPMB utilizan H_2 como combustible. Trabajos como el de Al-Hamamre et al. [52] y Loukou et al [53] propusieron un quemador de dos secciones con forma cónica y cilíndrica, para analizar los efectos de diferentes materiales porosos en la distribución de temperatura y la concentración de gas en condiciones de mezcla pobre. Al-Hamamre et al. [52] investigó la producción de hidrógeno por oxidación parcial de combustibles hidrocarburos, mientras que Loukou et al. [53] investigó de manera experimental y numérica la producción de syngas a partir de la oxidación parcial de metano. Bakry et al. [54] diseñó un DPMB con un ángulo de 40° y descubrió que esta forma especial mejoraba enormemente la estabilidad de la llama y la eficiencia de la combustión en una amplia gama de presiones y temperaturas de funcionamiento. El ya mencionado trabajo de Hashemi y Hashemi [39] construyó un modelo DPMB bidimensional para estudiar la combustión premezclada de metano. En él se encontró que la divergencia del ángulo cambió significativamente el límite de estabilidad de la llama y el rango límite más amplio apareció cuando el ángulo de divergencia del reactor es de 60°.

También en condiciones de mezcla pobre se realizó la investigación de Yang Liu et al [55]. En ella se estudió la estabilidad de llama y las emisiones en la combustión de mezclas pobres de CH_4 - aire en un reactor de medio poroso divergente, ilustrado en la Figura 2.11. Se demostró que en sus ensayos el límite de estabilidad de llama del quemador divergente aumentó con el incremento de la razón de equivalencia y comparando con las pruebas realizadas en un reactor cilíndrico normal, el límite de “blowout” aumentó un 300 %. La posición del frente de llama estabilizado se movió gradualmente aguas abajo y, además, la longitud de la zona de precalentamiento aumentó gradualmente a medida que velocidad de entrada de la mezcla aumenta. En cuanto a las emisiones, cuando la velocidad de entrada es menor a 0.4 m/s las emisiones de CO fueron relativamente altas, con un máximo de 132 ppm, mientras que cuando la velocidad de entrada es mayor a 0.4 m/s las emisiones de CO fueron bajas. Se registraron emisiones de NO menores a 20 ppm para todo

el rango de operación. Esta investigación resulta ser bastante similar al trabajo realizado en este trabajo de título, especialmente en la confección y Set - Up del reactor, con la diferencia de que el combustible escogido en esta memoria incorpora además el uso de hidrógeno verde.



(a) Esquema del reactor



(b) Reactor en laboratorio

Figura 2.11: Reactor de medio poroso divergente utilizado por Yang Liu et al [55].

Luego, existen algunos estudios hechos en DPMB utilizando mezclas ricas en combustible. Ejemplo de este tipo de investigación es la recién mencionada realizada por Loukou et al. [53]. Se logró la producción de gas de síntesis con concentraciones medidas que variaron del 20 % al 22 % para el H_2 , y del 12 % al 14 % en el caso del CO . Se observó que la relación de equivalencia tiene una mayor influencia en la composición del gas de síntesis en comparación con la potencia térmica y la temperatura de precalentamiento. En la Figura 2.12 se observa como se obtuvieron temperaturas superadiabáticas para los ensayos realizados con $\phi > 2.4$.

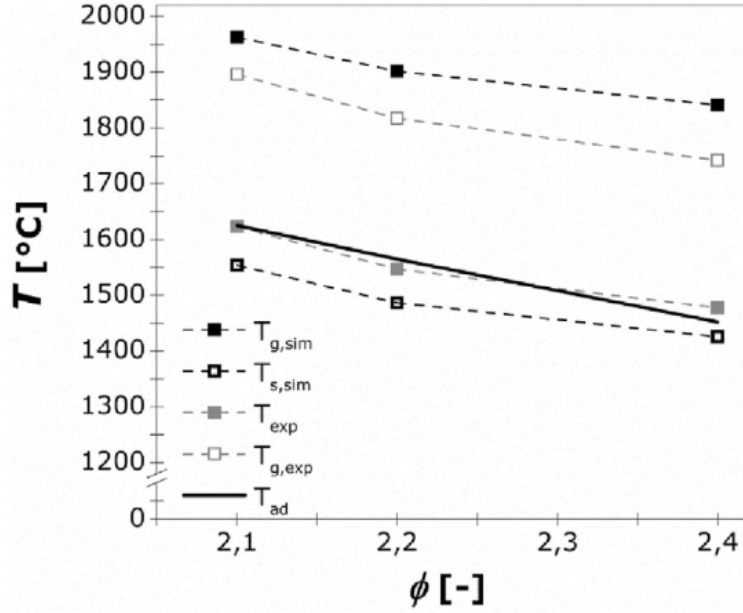


Figura 2.12: Temperaturas máximas en la zona de reacción para distintos ϕ encontradas por Loukou et al [53].

Dai et al. [56], de manera similar al trabajo de Loukou et al. [53], estudiaron la producción de syngas a partir de la combustión de metano - aire de mezclas ricas en DPMB. Se encontró que el límite superior de velocidad se redujo gradualmente a medida que la razón de equivalencia aumentó. El aumento del ángulo divergente dentro de un cierto rango contribuye a la conversión del metano, y el quemador con 15 ángulos divergentes parece tener la mejor producción de H_2 . Se modificó la ubicación de la interfaz entre 2 medios porosos de distinto diámetro y se demostró que las fracciones molares de H_2 y CO disminuyen gradualmente cuando las ubicaciones de la interfaz se mueven desde la región cilíndrica a la divergente. Además, a medida que la razón de equivalencia aumentó de 1.3 a 3.5, las concentraciones de H_2 y CO y la eficiencia de conversión de energía del gas de síntesis aumentan primero y luego disminuyen, y la eficiencia máxima del 45.9 % aparece en la relación de equivalencia $\phi = 2.0$.

Capítulo 3

Diseño y procedimiento experimental

3.1 Diseño del reactor

En el desarrollo del presente trabajo se utilizó un quemador diseñado en el marco de la investigación de magister de Claudio Muñoz [57]. El quemador, esquematizado en la figura 3.1, fue fabricado en acero estructural a partir de una tubería y una expansión de diámetro, con un espesor de 2 mm presentando una divergencia de 45° . Además, es sujetado a una estructura metálica de 40x40x52 cm de ancho, largo y alto respectivamente, mediante 6 pernos M8, el conjunto se puede apreciar en la figura 3.2.

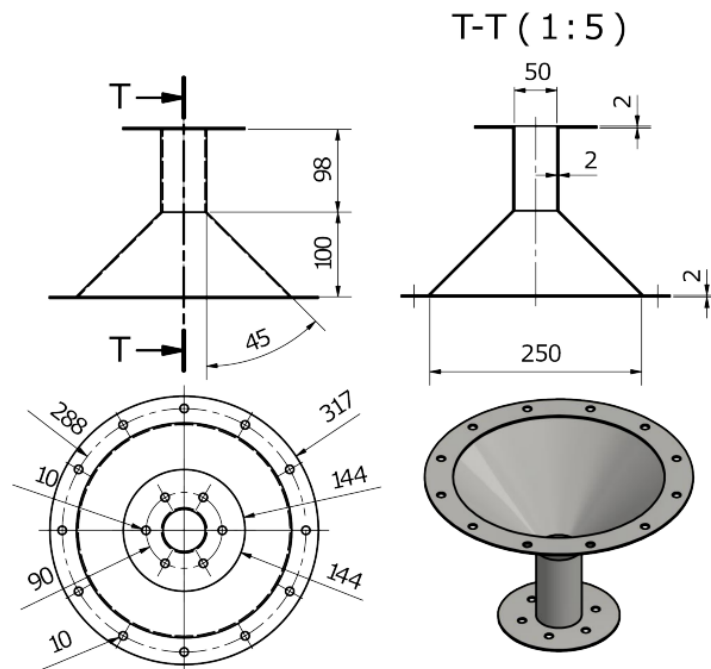


Figura 3.1: Vista isométrica del quemador.

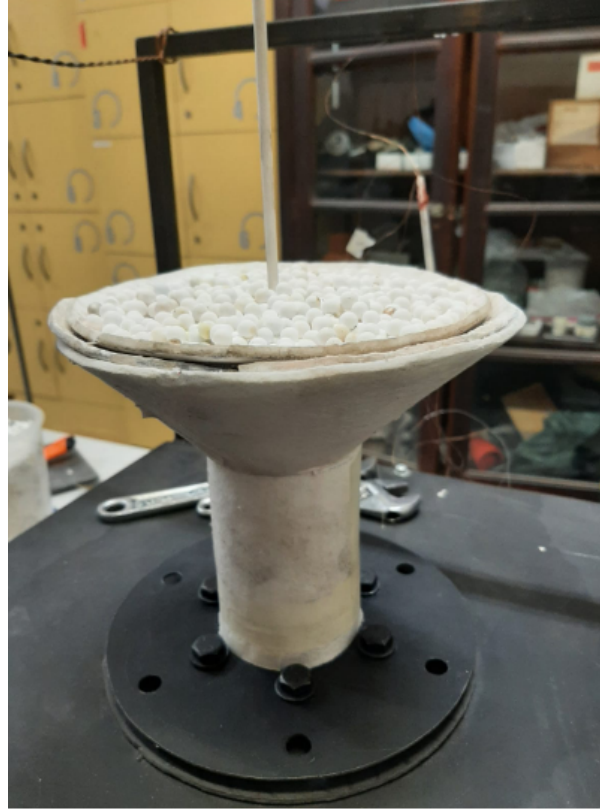


Figura 3.2: Quemador utilizado.

También, se diseñó un difusor, con su respectiva base para asegurar una distribución homogénea de la premezcla al interior del reactor. El difusor tiene un diámetro mayor de 50.7 mm y un diámetro menor de 45.2 mm, con una altura de 32 mm, y se muestra a detalle en la figura 3.3. La base tiene un diámetro de 120 mm y presenta 6 agujeros para pernos de 8 mm de diámetro, y se puede observar en la figura 3.4. Difusor y base están hechos a partir de aluminio.

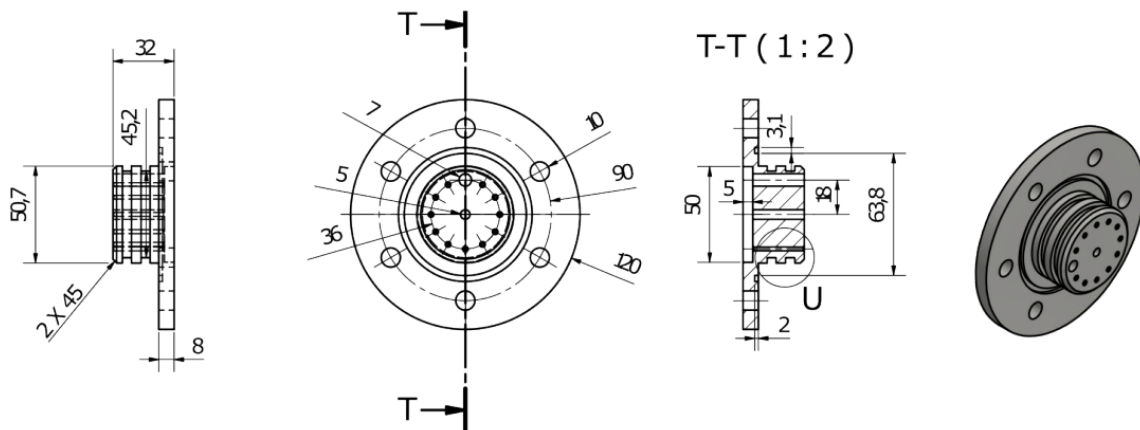


Figura 3.3: Vista isométrica del difusor.

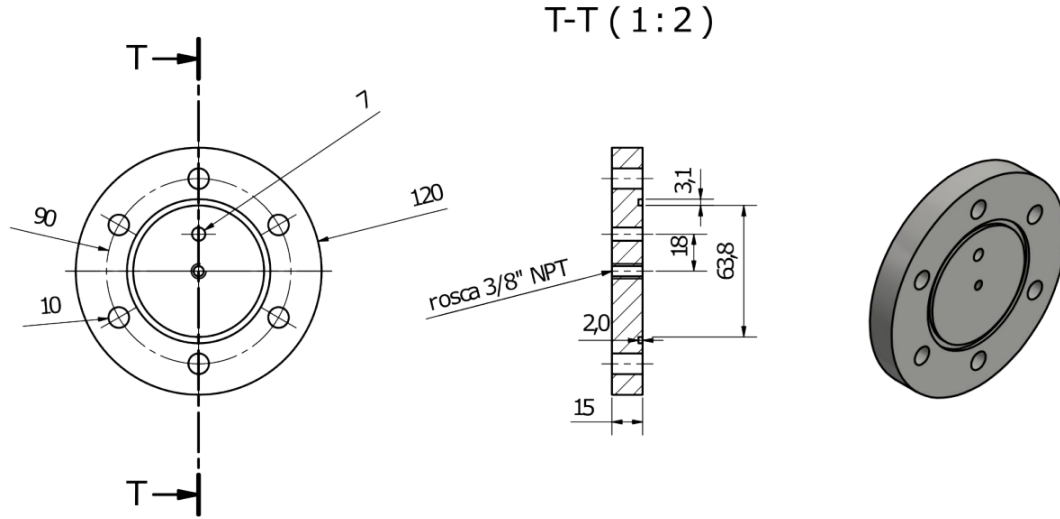


Figura 3.4: Vista isométrica de la base.

La premezcla, transportada por una línea de acero inoxidable ingresa por una unión en T acoplada a la base del difusor, elemento que se ubica por debajo de la placa de soporte de la estructura. El difusor se ubica sobre dicha placa y cuenta con 12 agujeros pasantes encargados de homogeneizar la entrega de la mezcla aire combustible al interior del quemador. Cabe destacar que, para asegurar estanqueidad en las uniones difusor-quemador, difusor-placa y base-placa, se utilizaron juntas tóricas u O' rings de goma de 50 mm de diámetro y 4 mm de espesor. El diseño del difusor y su base consideran dos agujeros pasantes alineados: uno centrado para el paso de una varilla de alúmina de 5 mm en la que van ubicadas las termocuplas, y uno excéntrico, el cual fue pensado para el paso de un tubo de acero inoxidable para la inyección exclusiva de hidrógeno, sin embargo se decidió premezclar el hidrógeno en las líneas de acero inoxidable junto al metano y el aire, como se detalla en la Sección 3.2. Se dio esta modificación debido a que sólo se contaba con una válvula arresta llama, por lo que de otra forma una de las dos líneas de combustible no contaría con este elemento de seguridad.

3.1.1 Medio poroso inerte

El medio poroso utilizado consta de 2 tipos de elementos separados en 3 distintas zonas dentro del reactor. Primero, en la zona cilíndrica del quemador se colocó una espuma de níquel (Figura 3.5) de 20 mm de ancho con una porosidad del 95% y sobre esta, se situó una cama de esferas de alúmina (Al_2O_3) de 2.5 mm de diámetro que se extiende hasta el inicio de la zona divergente. Ambos elementos son los encargados de reducir la probabilidad de que la llama se propague hacia el interior de las líneas de combustible, ya que como cuentan con una gran superficie es-

pecífica de transferencia de calor, entre ambas serán capaces de reducir la temperatura de la llama contribuyendo a la extinción de esta. Por sobre estos, ya en la zona divergente, se usan esferas de alúmina de 5.6 mm de diámetro como medio poroso principal, cubriendo la totalidad de la zona.



Figura 3.5: Espuma de níquel.



Figura 3.6: Esferas de alúmina.

3.1.2 Aislación

El quemador es aislado de forma interna y externa usando papel de fibra cerámica ISOTER (Figura 3.7) de 3 mm de espesor. En la parte interna, para tener una mayor superficie cubierta por el MPI, se utilizó solo una capa de fibra cerámica, dejando el espesor interno del quemador en 3 mm, tanto para la parte cilíndrica como en la zona divergente. Luego, en la parte externa, para evitar las pérdidas de calor al ambiente a través de las paredes del quemador, se utilizaron 2 capas de fibra cerámica, por lo que se tiene un espesor externo de 6 mm.



Figura 3.7: Fibra cerámica ISOTER.

En la Figura 3.8 se observa el recubrimiento externo del quemador. Para fijar la fibra cerámica a la pared metálica se hace uso de cinta adhesiva de papel, de manera tal que solo el aislante esté en contacto con la superficie caliente del quemador. Tanto el aislante térmico de fibra cerámica como la cinta adhesiva pueden ennegrecerse ligeramente después de utilizar el reactor, por el calor alcanzado durante las pruebas, sin suponer ningún problema durante la realización de las mismas.



Figura 3.8: Quemador con aislación externa de fibra cerámica.

3.2 Set-Up experimental

El Set-Up experimental puede verse esquematizado en la Figura 3.9. Los componentes utilizados en el mismo, enumerados del 1 al 14, se detallan en la Tabla 3.1.

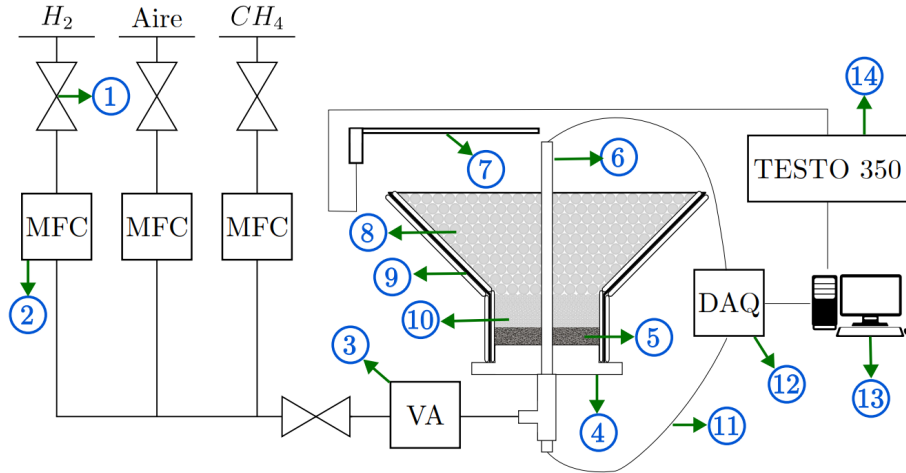


Figura 3.9: Esquema del Set-Up experimental.

Tabla 3.1: Elementos utilizados en el Set-Up experimental

n°	Elemento
(1)	Válvula de paso
(2)	Controlador de flujo
(3)	Válvula arrestallama
(4)	Difusor y base del reactor
(5)	Espuma porosa de níquel
(6)	Varilla de alúmina
(7)	Sonda del TESTO 350
(8)	Lecho de esferas de alúmina de 5.6 mm de diámetro
(9)	Aislante térmico
(10)	Lecho de esferas de alúmina de 2.5 mm de diámetro
(11)	Cable compensado y termocupla
(12)	Adquisidor de datos
(13)	Computador
(14)	Analizador de gases TESTO 350

El montaje del Set-Up en el laboratorio de termodinámica se puede apreciar en la Figura 3.10.



Figura 3.10: Set-Up utilizado en el laboratorio.

3.2.1 Suministro de flujos

Para la realización de las pruebas, se tienen líneas de H_2 y de CH_4 , ambas con una presión regulada en torno a 1 bar manométrico. La alimentación de estas líneas está dada por cilindros de gas, tanto de H_2 como de CH_4 , adquiridos por la Universidad a proveedores locales, los cuales son instalados a las afueras del recinto del laboratorio. La misma presión de 1 bar se fija en el compresor utilizado para alimentar la línea de aire, mostrado en la Figura 3.11, el cual tiene una capacidad de hasta 65 lpm. El aire suministrado por el compresor es tratado por la unidad Filtro-Regulador-Lubricador (FRL) ilustrado en la Figura 3.12

Cabe señalar que, al momento de realizar la premezcla combustible-oxidante (H_2 - CH_4 -Aire), la presión aumenta por la suma de estos tres caudales. A su vez, la presión varía dependiendo de los caudales utilizados en cada prueba, por lo que dependerá de la relación aire-combustible utilizada. De esta forma, la última presión medida varió entre 1.6 y 2.1 bares manométricos durante las pruebas realizadas.



Figura 3.11: Compresor de aire.

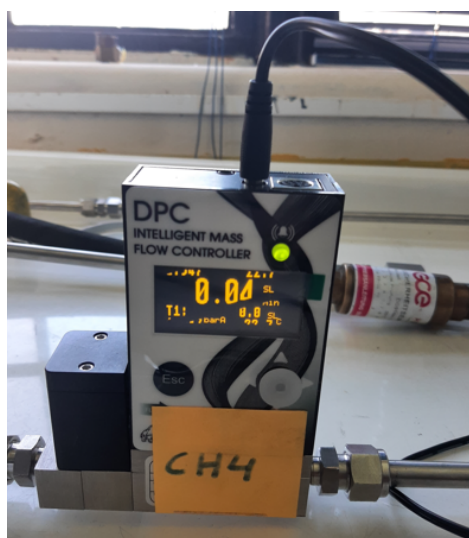


Figura 3.12: Unidad FRL.

3.2.2 Sistemas de control

Para una correcta operación del reactor es necesario contar con un adecuado sistema de control de flujos, para así regular con precisión la cantidad de combustible u oxidante suministrada en el ensayo. Los flujos de gases fueron regulados utilizando controladores de flujo. En el caso del metano y el hidrógeno se usaron dos controladores Aalborg modelo DPC17, mostrados en la Figura 3.13

(a) y 3.13 (b), de ajuste mediante panel electrónico y con un rango de medición de 0-20 slpm (litro por minuto estándar), con una precisión de $\pm (0.04 \text{ slpm} + 0.5 \% \text{ RD})$, donde RD corresponde al valor leído en el instrumento. Los controladores de este modelo además permiten medir la presión en la línea, por lo que se utilizó el controlador ubicado lo más próximo a la entrada del reactor para medir la presión de la premezcla. Luego, en el caso del aire, se utilizó un controlador Aalborg GFC 37, de ajuste mediante válvula electromagnética y con un rango de operación 0-50 slpm, con una precisión de $\pm 0.5 \text{ slpm}$, el cual se muestra en la figura 3.13 (c). Este último controlador está diseñado para regular un flujo de CH_4 , por lo que se toma en cuenta el valor entregado y se corrige por el factor 1.31 para obtener el caudal de aire real utilizado.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.13: Controladores de flujo.

Por temas de seguridad se cuenta con una válvula arrestallama, la cual se muestra en la Figura 3.14, instalada en una zona posterior a la unión de los tres caudales, es decir, donde ya haya sido realizada la premezcla. Esta válvula arrestallama está encargada de prevenir el paso del frente de reacción hacia los cilindros combustibles en caso de flash-back.



Figura 3.14: Válvula arrestallama.

3.2.3 Medición de temperatura

Para poder realizar el estudio del perfil térmico obtenido en los ensayos en el reactor es necesaria la medición de temperatura, la cual se obtiene mediante el uso de termocuplas. A su vez, se utiliza una varilla cerámica de 5 mm de diámetro externo, que además tiene orificios pasantes de 0.8 mm de diámetro en dirección longitudinal, para ubicar los termopares en diferentes puntos del eje de simetría del quemador. Se utilizaron termocuplas tipo S marca Omega, de aleación Pt vs Pt-10 % Rh. Estas termocuplas cuentan con un rango de medición 0-1450 °C y con una precisión de 1.5 °C o 0.25 %, considerando el uso de cable compensado.

La distribución de las termocuplas a lo largo del eje de simetría del reactor se muestra en la Figura 3.15. Se observa como las termocuplas ubicadas dentro de la zona de estabilización (T_2 , T_3 , T_4 y T_5) distan 10 mm las unas de las otras, mientras que las termocuplas ubicadas fuera de esta zona (T_1 y T_6) distan 20 mm de la termocupla más cercana. Esto fue pensado así porque el estudio del perfil térmico a realizar ha de mostrar cambios de temperatura más abruptos en la zona de estabilización. La termocupla indicada en el esquema como T_{gases} es propia del analizador de gases utilizado y mostrará la temperatura de los productos de la combustión.

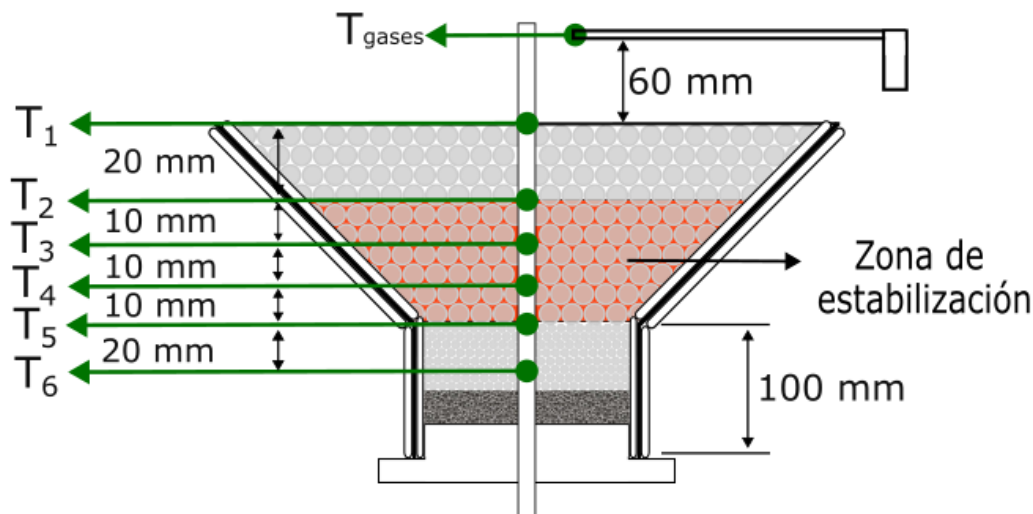


Figura 3.15: Termocuplas a lo largo del eje de simetría del reactor.

El funcionamiento de las termocuplas se basa en principios físicos de naturaleza eléctrica. Cuando dos conductores hechos de diferentes metales se unen en ambos extremos y uno de esos extremos se calienta, se genera una corriente eléctrica en el circuito resultante. Si el circuito se interrumpe en el medio, se produce un voltaje neto de circuito abierto, conocido como voltaje de “Seebeck”. Este voltaje depende de la temperatura en la unión y de la composición de los dos metales. La Figura 3.16 muestra un diagrama de una termocupla tipo S con sus elementos básicos.

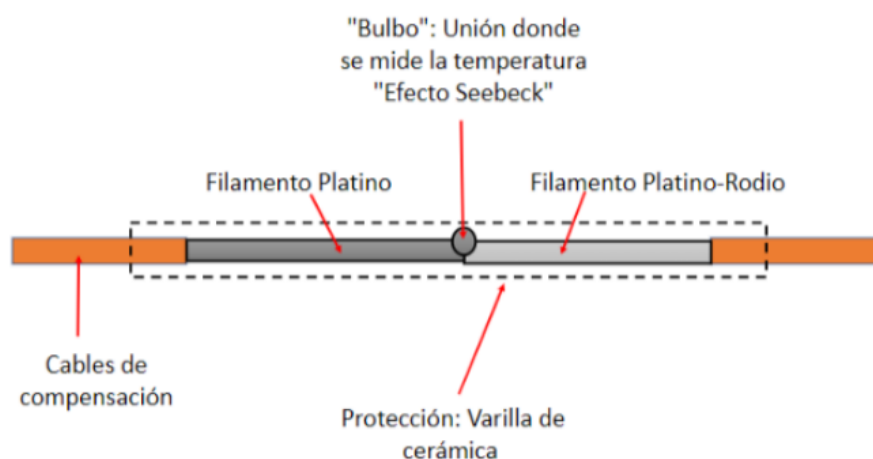


Figura 3.16: Esquema de termocupla tipo S.

Las señales eléctricas generadas en los termopares son captadas y decodificadas por el Adquisidor de datos OMEGA modelo OMB-DAQ 56, mostrado en la Figura 3.17, el cual cuenta con una precisión de ± 3.1 °C para termocuplas tipo S. Para conectar cada termopar al Adquisidor de datos

se utilizó cable compensado, también de la marca OMEGA. Este cable compensado debe ser de un tipo en específico y conectarse de la manera apropiada al termopar, más detalles se dan en la Sección B del Anexo. Una vez las termocuplas fueran soldadas a su respectivo cable compensado, se utilizó un aislante térmico en forma de tubo termocontraíble para proteger estos componentes al momento de utilizar el reactor. Al estar en posición, se utilizó una pistola de calor, la cual eyecta una corriente de aire caliente, para así fijar los termocontraíbles al cable compensado y termocuplas.

Una vez las termocuplas fueran soldadas a su respectivo cable compensado, se utilizó un aislante térmico en forma de tubo termocontraíble para proteger estos componentes al momento de utilizar el reactor. Al estar en posición, se utilizó una pistola de calor, la cual eyecta una corriente de aire caliente, para así fijar los termocontraíbles al cable compensado y termocuplas.

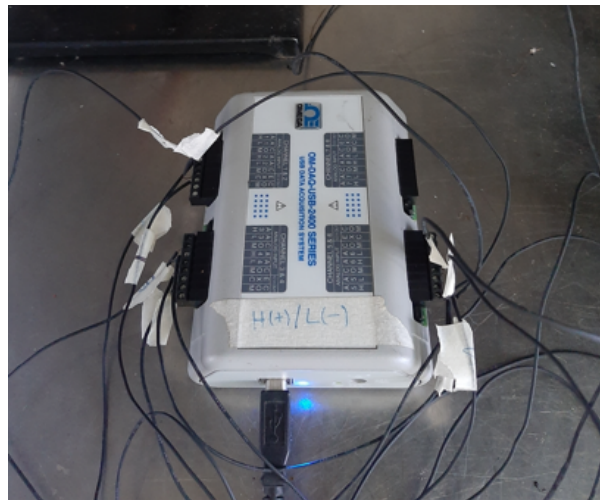


Figura 3.17: Adquisidor de datos OMEGA.

3.2.4 Medición de emisiones gaseosas

Los contaminantes gaseosos fueron medidos utilizando un analizador de gases portátil TESTO 350, ilustrado en la Figura 3.18, el cual fue usado para medir emisiones de CO, NO, NO₂, HC, O₂, H₂ y CO₂, además de la temperatura de los gases de combustión. En los rangos utilizados, la precisión en la medición de CO es de ± 2 ppm, para NO es de ± 5 ppm, para NO₂ es de ± 5 ppm, para HC es de ± 400 ppm, para O₂ es de 0,2% volumétrico, para CO₂ es de 0,3% volumétrico más 1% del volumen medido y en el caso de la temperatura, tiene una precisión de $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Las emisiones de gases como NO o HC no fueron consideradas en este trabajo. Además, las temperaturas de los gases de combustión medidas por este equipo fueron analizadas mas no consideradas dentro del alcance de este trabajo.



Figura 3.18: Analizador de gases portatil TESTO 350.

La Figura 3.19 muestra una imagen ampliada del Set-Up para observar los sistemas de medición de temperaturas y emisiones gaseosas. En un principio se intentó puentear las termocuplas entre sí en la parte superior de la varilla de alúmina, de manera de que salga solo un cable de la parte superior del reactor. Sin embargo, esta idea no funcionó como se esperaba, de manera que se tuvo que conectar cada termocupla (con su respectivo cable compensado) al adquisidor de datos OMEGA. También se puede observar que, para fijar la sonda del analizador de gases TESTO 350 a la altura deseada, se utilizó un soporte de acero encontrado en el laboratorio. Este soporte cuenta con unas perillas tipo mariposa, para asegurar la estabilidad del equipo.

La sonda del analizador se conecta con el equipo TESTO 350, el cual a su vez se conecta con un computador portátil con el programa “testo easy emission” en cualquiera de sus versiones, destacando que durante el desarrollo de estas pruebas se utilizó la versión 2.9 del software.



Figura 3.19: Quemador con los sistemas de medición de temperatura y emisiones.

3.3 Procedimiento experimental

Para realizar pruebas experimentales en un reactor de las características propuestas, en primer lugar, se debe seguir un protocolo de seguridad adecuado para operar de manera correcta y así prevenir lo máximo posible la ocurrencia de accidentes de cualquier tipo. Se utilizaron elementos de seguridad tales como zapatos de seguridad y lentes de protección y, además, se incorporaron de válvulas de seguridad y una válvula arrestallama en la instalación del reactor. A su vez, las pruebas se realizaron dentro de un espacio cerrado y protegido por un cristal, el cual en caso de que se produzca un “blowout” que arroje fuera las esferas de alúmina y, en última instan-

cia, se contó con extintores en caso de emergencia. Las pruebas fueron realizadas siempre con el apoyo de personal académico calificado con experiencia en la operación de reactores de este calibre.

Para comenzar la operación del reactor se energiza primero el compresor de aire y se habilitan las líneas de combustible, manteniendo cerrada la válvula de paso del hidrógeno. El encendido se realizó con una razón de equivalencia de $\phi = 1.10$, obtenido mediante un caudal de metano de 2.25 lpm y un caudal de aire de 19.52 lpm, no se utiliza H_2 para el encendido. Al observarse que la llama se surgía en el MPI, luego de transcurrir aproximadamente 20 minutos y que la temperatura medida por la termocupla 1 ronde los 750 °C, se fijaban los caudales para iniciar el primer ensayo.

Se establecieron pruebas a realizar manteniendo una razón de equivalencia fija y, a medida que el frente estabilizara para las distintas composiciones de mezclas $CH_4 - H_2$, se iría aumentando el porcentaje de hidrógeno en las mismas. De esta forma se irán obteniendo distintos puntos de estabilización dentro del reactor. Se realizaron pruebas para $\phi = 0.7, 0.6$ y 0.5 , comenzando por la razón de equivalencia mayor $\phi = 0.7$. La potencia de cada ensayo no es constante y se calcula a partir de los caudales utilizados en la misma. Las primeras pruebas tuvieron un carácter exploratorio, comenzando con una fracción de hidrógeno en la mezcla de $x_{H_2} = 0$ % y, conforme el frente estabilice, aumentar el porcentaje de hidrógeno hasta hallar un punto el cual no estabiliza de ninguna manera. Una vez sucediera esto, se cambiaría a la razón de equivalencia menor, en este caso $\phi = 0.6$, procediendo de manera similar.

Para determinar la estabilidad de un punto de operación es necesario instaurar un criterio de estabilización, con el conocimiento de que siempre existirán pequeñas fluctuaciones en torno a los valores estables y, además, tomando en cuenta el error asociado a los instrumentos de medición. Un punto se considera estable cuando muestra una variabilidad de ± 5 °C en un rango de tiempo de 6 minutos. Para observar que ocurra esto, es necesario estar atento a una baja variabilidad en las lecturas en tiempo real de temperatura medidas, las cuales se muestran en la pantalla del computador del Set -Up. Una vez encontrado un punto estable, se inicia la medición de esa prueba. Las mediciones de temperatura y emisiones realizadas, para cada prueba, tuvieron una duración de 4 minutos y se considera el promedio en este intervalo de tiempo como el único dato experimental medido. Finalizada la medición, se cambian los caudales para avanzar al siguiente punto de interés.

Luego, se realizaron otras dos series de ensayos para cada mezcla de combustible y para cada punto estable encontrado, configurando los caudales de igual manera en todos los ensayos. Debido a fluctuaciones en la presión de las líneas, los ensayos pueden diferir ligeramente en la potencia del reactor, pero no en las demás características como razón de equivalencia y fracción de hidrógeno.

La medición final de temperatura y emisiones para cada prueba se realiza calculando el promedio de los tres ensayos realizados, considerando como error experimental la desviación estándar muestral de estos datos.

Capítulo 4

Resultados y análisis

4.1 Puntos de operación con frente de reacción estabilizado

Durante este trabajo, se encontraron de manera experimental 12 puntos de operación con frente de reacción estabilizado, en el rango de 0 - 70 % de fracción volumétrica de H_2 y para mezclas con una relación de equivalencia de $\phi = 0.7$, 0.6 y 0.5. La Figura 4.1 muestra en un diagrama $x_{H_2} - \phi$ los puntos de estabilización encontrados.

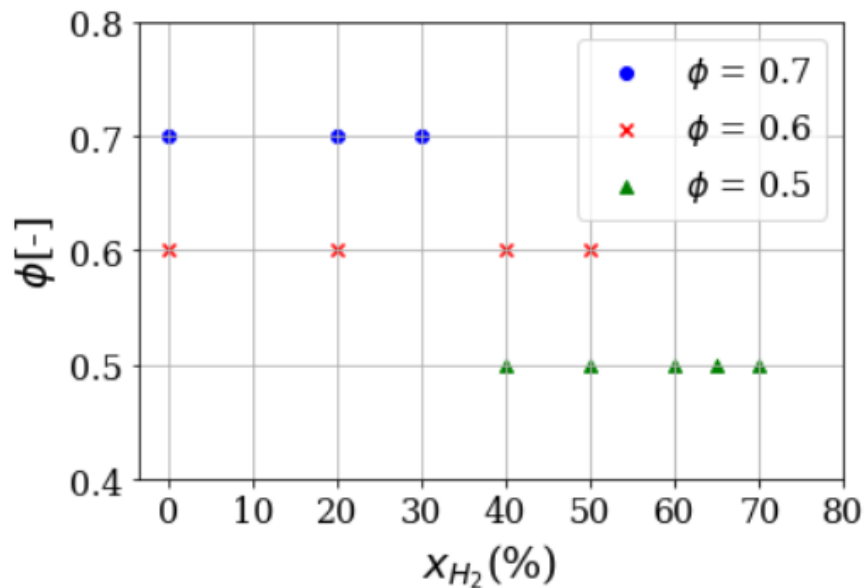


Figura 4.1: Puntos de operación con frente estabilizado encontrados experimentalmente.

Los puntos de estabilización encontrados concuerdan con lo esperado para este tipo de reactor. Se aprecia que a medida que se disminuyó la razón de equivalencia ϕ se encontraron más puntos

de operación estables y con mayor fracción molar de hidrógeno β en la premezcla. Para el caso de $\phi = 0.7$ el reactor operó de manera estable sin problemas con mezclas con porcentaje de hidrógeno x_{H_2} de hasta un 30 %, no obstante para mezclas con x_{H_2} mayores el frente de llama no estabilizó. Para mezclas con $\phi = 0.6$ el reactor operó de manera estable con mezclas de x_{H_2} de hasta un 50 % y con $\phi = 0.5$ con mezclas de x_{H_2} de hasta un 70 %. Cuando se trabajó con mezclas de fracción molar de hidrógeno β superiores al límite encontrado para cada ϕ el frente de llama no estabilizó, comenzando a aparecer el fenómeno de “flashback”, lo que significa que el frente de llama comenzó a viajar aguas arriba del reactor en dirección a la inyección de gases de la premezcla.

El reducir la razón de equivalencia permitió trabajar con mezclas con alta concentración de hidrógeno de manera estabilizada, con el frente de llama en la zona definida en la figura 3.15. Esto es posible gracias a dos mecanismos: En primer lugar, el reducir ϕ implica aumentar el caudal de aire en la premezcla, lo que se traduce en un aumento del caudal total y, por consiguiente, de la velocidad de filtración, favoreciendo el equilibrio entre la velocidad de llama y la velocidad con que se desplaza el fluido; En segundo lugar, el contenido de combustible se diluye en la mezcla, viéndose forzado a calentar una mayor cantidad de aire. Esto provoca menores temperaturas de llama y, por ende, menores tasas de reacción, ralentizando la velocidad del frente de reacción.

4.2 Caudales utilizados

Para obtener los puntos de estabilización mostrados anteriormente, es necesario haber determinado de manera correcta los caudales de operación del reactor. Estos caudales fueron determinados de manera que, una vez normalizados, permitan obtener los parámetros ϕ y β de cada punto de operación con frente estabilizado. La ecuación 4.1 muestra como se determinan los caudales de referencia utilizados:

$$Q_{ref} = \frac{Q_{med} P_{med} T_{ref}}{T_{med} P_{ref}} \quad (4.1)$$

Donde los términos P_{med} y T_{med} corresponden a la presión y temperatura medidas y P_{ref} y T_{ref} corresponden a la presión y temperatura de referencia utilizada. En este caso, $P_{ref} = 1$ bar y $T_{ref} = 15^\circ\text{C}$.

Como se mencionó anteriormente, la presión de la premezcla de gases para cada ensayo está sujeta a fluctuaciones, por ello se consideró para cada punto de estabilización el promedio de las presiones medidas en los 3 ensayos realizados. La temperatura medida corresponderá siempre a la

temperatura ambiente del laboratorio, la cual se estimó en 15 °C.

De este modo, la fracción molar de H_2 en la premezcla β se puede obtener mediante la ecuación 4.2:

$$\beta = \frac{Q_{ref,H_2}}{Q_{ref,H_2} + Q_{ref,CH_4}} \quad (4.2)$$

Luego, considerando las ecuaciones 2.1 y 2.5, se puede calcular la razón de equivalencia para una mezcla $CH_4 - H_2$, conociendo los caudales reales normalizados y la fracción molar β utilizada:

$$\phi = \frac{\frac{Q_{ref,H_2} + Q_{ref,CH_4}}{Q_{ref,aire}}}{4.76 \cdot (2 - \frac{3\beta}{2})} \quad (4.3)$$

Siguiendo esta metodología, se obtuvieron los caudales tanto de combustible $CH_4 - H_2$ como de oxidante aire. La tabla 4.1 muestra los caudales utilizados (Q_{med}) para cada prueba, así como las presiones promedio medidas en las mismas.

Tabla 4.1: Caudales utilizados y presiones medidas en cada punto estabilizado

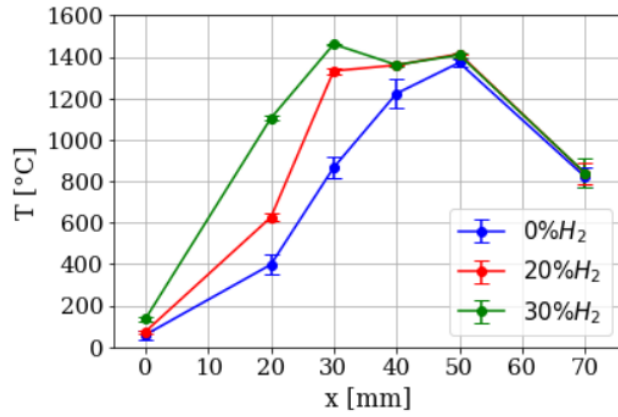
ϕ	% H_2	Q_{aire} [lpm]	Q_{CH_4} [lpm]	Q_{H_2} [lpm]	P_{med} [bar]
0.7	0	50.8	3.75	0	1.839
	20	51.1	3.55	0.88	1.820
	30	50.4	3.35	1.43	1.830
0.6	0	53.7	3.40	0	1.861
	20	53.7	3.20	0.80	1.848
	40	54.8	2.94	1.96	1.871
	50	53.1	2.68	2.68	1.846
0.5	40	64.2	2.90	1.93	1.990
	50	64.2	2.70	2.70	2.050
	60	62.9	2.40	3.60	1.998
	65	62.2	2.25	4.18	1.990
	70	62.2	2.05	4.78	2.008

De la tabla 4.1 se observa como el caudal de aire requerido aumenta a medida que disminuye la razón de equivalencia ϕ y cómo los caudales de H_2 y CH_4 aumentan y disminuyen respectivamente a medida que la fracción molar β aumenta. La presión de la línea de entrada al reactor de la premezcla se mantuvo entre 1.820 y 2.050 bar. Se aprecia que a medida que aumenta el caudal de

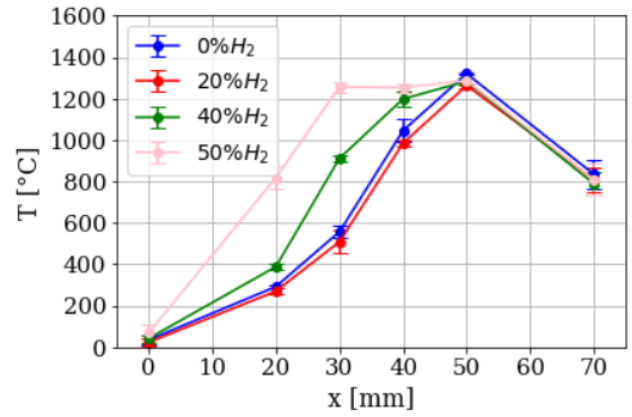
entrada de la premezcla, lo cual sucede para las mezclas más pobres de $\phi = 0.5$, también aumenta la presión de la línea.

4.3 Comportamiento térmico

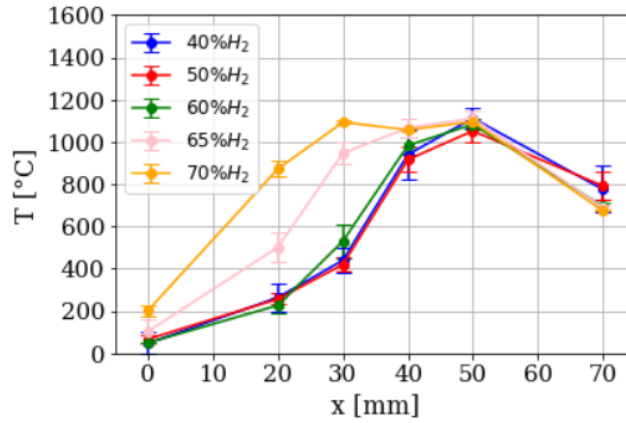
La Figura 4.2 muestra las temperaturas medidas experimentalmente en condiciones con frente de reacción estabilizado a lo largo del eje de simetría del reactor para diferentes mezclas $H_2 - CH_4$. Se define el eje “x” como el eje de simetría que atraviesa el reactor desde su base, es decir, la parte cilíndrica, hasta su salida, es decir, al acabar su sección divergente. La forma del perfil obtenido concuerda con lo esperado para este tipo de reactores y las temperaturas se encuentran dentro del rango esperado.



(a) Con $\phi = 0.7$



(b) Con $\phi = 0.6$



(c) Con $\phi = 0.5$

Figura 4.2: Temperaturas a lo largo del eje de simetría “x” obtenidas experimentalmente para distintas mezclas $CH_4 - H_2$ con $\phi = 0.7, 0.6$ y 0.5 .

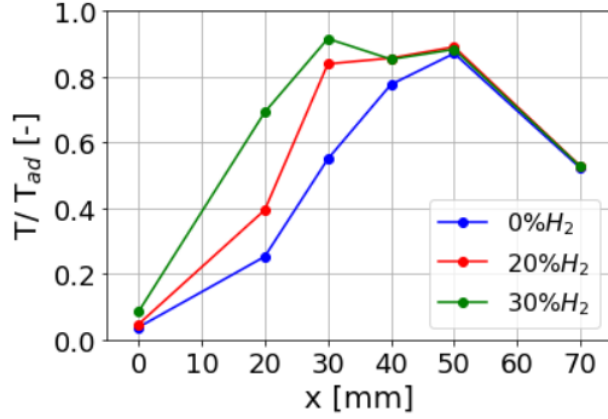
Se observa que la forma de los perfiles de temperatura son similares en mezclas de combustible

con baja fracción volumétrica de hidrógeno x_{H_2} , mientras que al aumentar la presencia de H_2 el perfil térmico tiende a “estirarse”, debido a que las temperaturas de la base del cono del reactor comienzan a elevarse. Este fenómeno se evidencia de mejor manera en el gráfico para mezclas con $\phi = 0.5$ en la Figura 4.2c, donde el perfil térmico es muy similar para mezclas entre 40 y 60 % de H_2 , pero luego cambia para las mezclas con 65 y 70 % de H_2 , donde el frente de llama estabilizó más cerca de la base del cono, es decir, más abajo en el reactor.

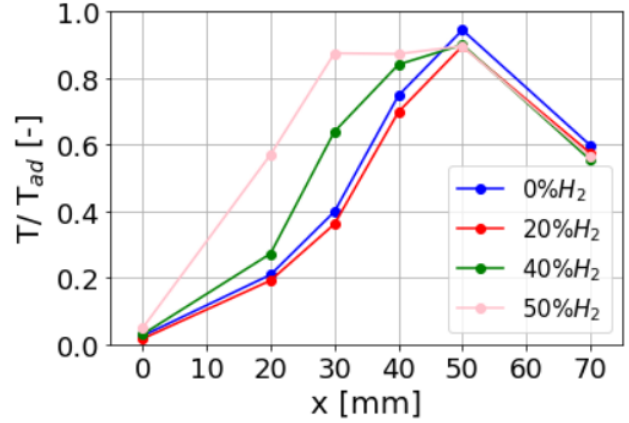
Se observa además que las temperaturas alcanzadas comienzan a disminuir a medida que se disminuye la razón de equivalencia, hecho que se evidencia al comparar el perfil térmico del punto estabilizado con $\phi = 0.6$ y $x_{H_2} = 40$ % y el punto con $\phi = 0.5$ y $x_{H_2} = 40$ %, donde la forma del perfil es similar pero se redujeron las temperaturas alcanzadas en todo el reactor.

La termocupla ubicada en la sección cilíndrica del reactor ($x = 0$ mm) se mantuvo debajo de los 200 °C en todas las pruebas realizadas. Las temperaturas en la zona de estabilización ($x = 20$ a $x = 50$ mm) se mantuvieron entre 1100 y 1500 °C, donde las temperaturas máximas obtenidas son en mezclas con $\phi = 0.7$. La termocupla ubicada en la superficie incandescente ($x = 70$ mm) se mantuvo entre 700 y 900 °C. Esta última tiene una menor temperatura que las anteriores en la zona de estabilización por la alta tasa de transferencia de calor con el ambiente. Los tres gráficos de la Figura 4.2 muestran los perfiles térmicos con el error experimental asociado a cada prueba, representado con líneas verticales hacia arriba y abajo en cada punto.

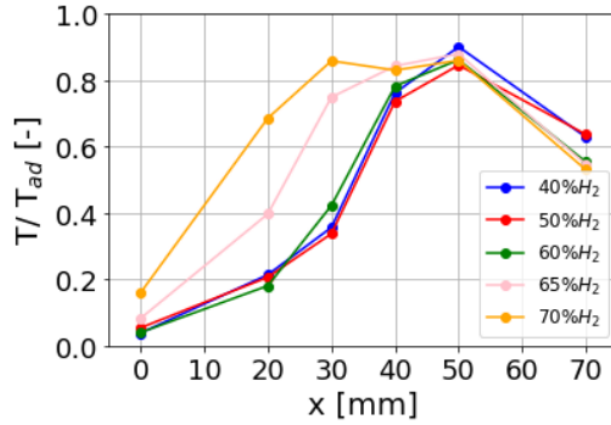
La Figura 4.3 muestra las temperaturas medidas experimentalmente en condiciones estables a lo largo del eje de simetría del reactor para diferentes mezclas $H_2 - CH_4$, normalizadas por la temperatura de llama adiabática correspondiente a cada caso. Se aprecia que las temperaturas llegan a alcanzar hasta un 95 % de la T_{ad} , por lo que se obtuvieron temperaturas cercanas a las superadiabáticas. Además, se observa que la adición de H_2 a ϕ constante reduce mínimamente el factor T/T_{ad} alcanzado en el punto de temperatura máxima, mientras que en los demás puntos de medición dentro del reactor la adición de H_2 a ϕ constante aumenta factor T/T_{ad} . Este fenómeno puede ser explicado debido a la propia recirculación de calor generada por el medio poroso inerte.



(a) Con $\phi = 0.7$



(b) Con $\phi = 0.6$



(c) Con $\phi = 0.5$

Figura 4.3: Temperaturas a lo largo del eje de simetría “x” obtenidas experimentalmente normalizadas por la temperatura de llama adiabática correspondiente a cada punto estabilizado para distintas mezclas $CH_4 - H_2$ con $\phi = 0.7$, 0.6 y 0.5 .

Los perfiles obtenidos en la Figura 4.3 a partir de normalizar la temperatura medida por la temperatura de llama adiabática de cada punto de estabilización son similares a los obtenidos para las temperaturas medidas a razón de equivalencia constante. Sin embargo, existe una diferencia ya que en la Figura 4.2 se observa una clara disminución de la temperatura en los puntos estabilizados con $\phi = 0.5$, mientras que para las temperaturas normalizadas T/T_{ad} la reducción de ϕ no afecta de gran manera, estando las temperaturas normalizadas máximas siempre dentro de un rango entre 0.85 y 0.95.

4.4 Aporte en potencia

La potencia de salida del reactor $\dot{W}_T$ se calcula a partir de los poderes caloríficos de los combustibles CH_4 y H_2 , y de los caudales de estos combustibles así como del aire, considerando la presión y temperatura del último punto de medición de flujo de entrada de los gases. También será necesario utilizar la densidad de referencia a condiciones normales de los combustibles. Las ecuaciones 4.4 y 4.5 muestran cómo se calcularon los aportes en potencia de cada combustible:

$$\dot{W}_{CH_4} = \frac{Q_{ref,CH_4}[\text{lpm}] PCI_{CH_4}[\text{kJ/kg}] \rho_{CH_4}[\text{kg/m}^3]}{1000 * 60} [kW] \quad (4.4)$$

$$\dot{W}_{H_2} = \frac{Q_{ref,H_2}[\text{lpm}] PCI_{H_2}[\text{kJ/kg}] \rho_{H_2}[\text{kg/m}^3]}{1000 * 60} [kW] \quad (4.5)$$

Donde se conoce que el poder calorífico inferior del metano es $PCI_{CH_4} = 50000 [\text{kJ/kg}]$ y del hidrógeno es $PCI_{H_2} = 120000 [\text{kJ/kg}]$. Además las densidades de referencia de los combustibles son $\rho_{CH_4} = 0.67 [\text{kg/m}^3]$ y $\rho_{H_2} = 0.083 [\text{kg/m}^3]$

La potencia total de salida del reactor $\dot{W}_T$ se calcula como la suma de las potencias aportadas por cada combustible:

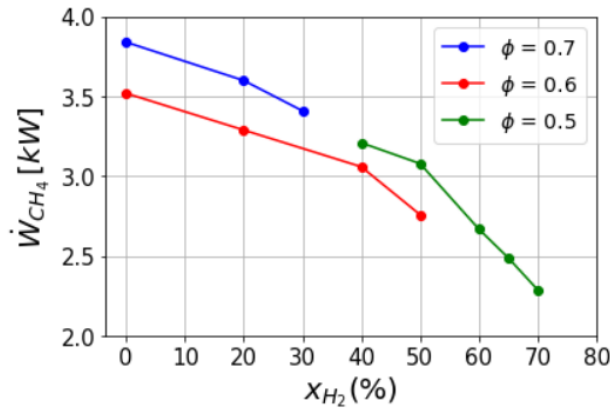
$$\dot{W}_T = \dot{W}_{CH_4} + \dot{W}_{H_2} [kW] \quad (4.6)$$

La Tabla 4.2 muestra las potencias aportadas por cada combustible y la potencia total de salida de cada prueba. Se observa como las potencias netas de salida del reactor están dentro del rango 3.52 - 4.01 kW. En este trabajo no se buscó realizar pruebas a potencia constante, pero si se fijó un rango de operación para este parámetro como el señalado anteriormente, común en operación de reactores de estas características. No se buscó operar a potencias superiores ya que serían necesario utilizar mayores caudales, lo que supondría un mayor consumo de combustibles metano e hidrógeno.

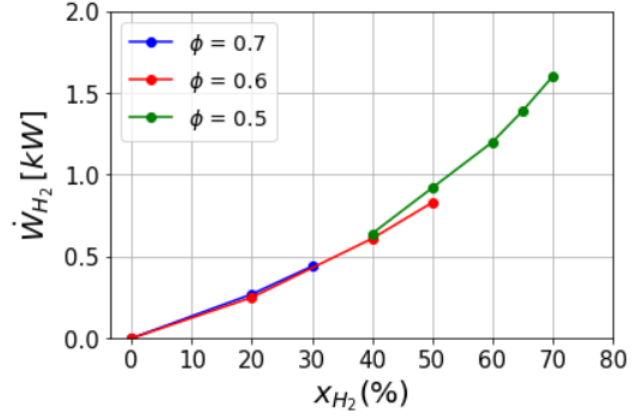
Tabla 4.2: Aporte en potencia de cada combustible y potencia de salida del reactor

ϕ	% H_2	$\dot{W}_{CH_4}$ [kW]	$\dot{W}_{H_2}$ [kW]	$\dot{W}_T$ [kW]
0.7	0	3.84	0	3.84
	20	3.60	0.27	3.87
	30	3.41	0.44	3.85
0.6	0	3.52	0	3.52
	20	3.29	0.25	3.54
	40	3.06	0.61	3.68
	50	2.76	0.83	3.58
0.5	40	3.21	0.64	3.86
	50	3.08	0.92	4.01
	60	2.67	1.20	3.87
	65	2.49	1.39	3.88
	70	2.29	1.60	3.90

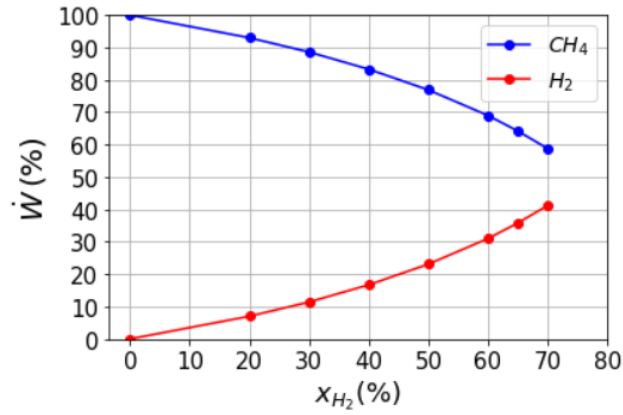
En la Figura 4.4 se pueden apreciar en un gráfico los aportes en potencia de cada combustible en cada punto de estabilización, así como el aporte de potencia en porcentaje de cada uno. Se observa como la potencia entregada por el CH_4 estuvo en el rango 2.29 - 3.84 kW y la potencia entregada por el H_2 en el rango 0 - 1.6 kW. Se aprecia en la Figura 4.4(a) como un punto con igual fracción volumétrica de hidrógeno puede tener mayor aporte de potencia de CH_4 con ϕ mayor, como es el caso de los puntos con $x_{H_2} = 0$ % y $\phi = 0.7$ y 0.6, y también puede tener mayor aporte de potencia de CH_4 con ϕ menor, como es el caso de los puntos con $x_{H_2} = 40$ % y $\phi = 0.5$ y 0.6. Esto no es una contradicción, ya que el aporte en potencia individual de cada combustible dependerá exclusivamente de los caudales utilizados en cada prueba y de la presión medida en la línea de la premezcla de los gases. A su vez, se observa en la Figura 4.4(c) como la potencia aportada por el hidrógeno no supera el 50 % del total en ninguna de las pruebas realizadas. Esto es así debido a que, aunque el PCI del H_2 sea muy alto por unidad de masa, la densidad del hidrógeno es muy baja, por lo que para igualar en aporte de potencia al metano se necesitará una mezcla con al menos 77 % de H_2 , como se señaló anteriormente en el gráfico de la Figura 2.7.



(a) Aporte en potencia del metano



(b) Aporte en potencia del hidrógeno



(c) Aporte en potencia de cada combustible en porcentaje

Figura 4.4: Potencias entregadas por cada combustible en cada punto de estabilización.

4.5 Velocidad de filtración

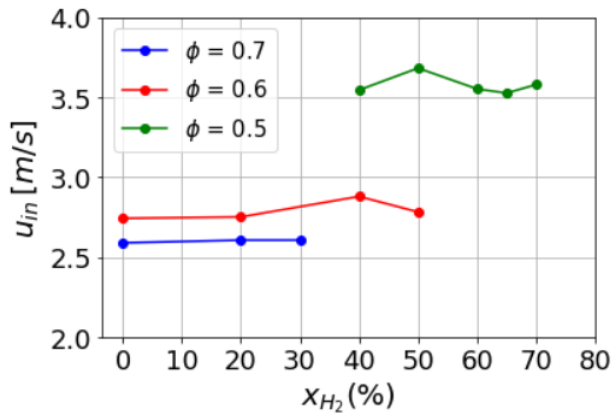
Se calcula la velocidad de filtración en base a la ecuación 2.2. Al tratarse de un reactor divergente o de sección transversal variable, se pueden determinar velocidades de filtración u de entrada y de salida mediante la ecuación 4.7:

$$u = \frac{v}{\epsilon} = \frac{\frac{Q_{ref,Total} [lpm]}{1000 * 60}}{3.14 \epsilon d^2 [m]} \quad (4.7)$$

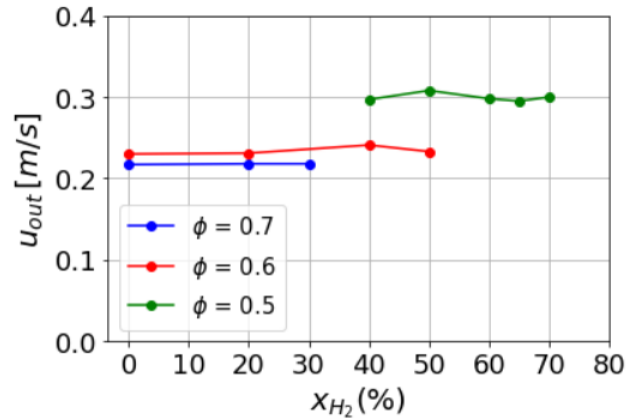
Donde $Q_{ref,Total}$ corresponde a la suma de los caudales normalizados de los 3 gases que componen la premezcla, ϵ es la porosidad del medio y d es el diámetro de entrada o salida del reactor.

Se estima que la porosidad de un lecho empacado de esferas de alúmina que componen una matriz de medio poroso inerte es de $\epsilon = 0.41$ [-], independiente del diámetro de las mismas esferas. Los diámetros efectivos de entrada y de salida del reactor son 0.044 y 0.144 m, que corresponden al diámetro de la sección cilíndrica y al diámetro de la sección circular en la parte superior del cono, respectivamente.

La Figura 4.5 muestra las velocidades de filtración de entrada y salida del reactor para cada punto de estabilización encontrado. Se observa como las velocidades de filtración de salida del reactor disminuyen drásticamente al compararlas con las velocidades de filtración de entrada. Esto se explica por la morfología de naturaleza divergente del quemador utilizado, donde para cumplir con la ecuación de continuidad, la velocidad a la salida debe disminuir, ya que el área va en aumento aguas abajo mientras el caudal de la premezcla permanece constante para cada prueba de manera individual.



(a) Velocidad de filtración de entrada



(b) Velocidad de filtración de salida

Figura 4.5: Velocidades de filtración de entrada y salida del reactor para cada punto de estabilización.

Se observa que la velocidad de filtración de entrada del reactor está en un rango de 2.6 a 3.7 m/s en las pruebas realizadas, mientras que la velocidad de filtración de salida está entre los 0.2 a 0.3 m/s, lo que supone una reducción considerable. A su vez, se aprecia como las velocidades de filtración para una misma relación de equivalencia apenas varían con el aumento de porcentaje de hidrógeno en la premezcla de combustible, por lo que el parámetro más crítico en el cálculo de la velocidad de filtración es la razón de equivalencia ϕ . Lo anterior es explicado ya que, en las pruebas realizadas, se trabajó aumentando el porcentaje de hidrógeno manteniendo ϕ constante y además variando la potencia del reactor lo menos posible, lo que supone al mismo tiempo variar el caudal total que pasa por el reactor de igual forma reducida. Por otro lado, al realizar pruebas

con un ϕ menor, se necesitó de mayor caudal de aire y, por esto, mayor caudal total de premezcla de combustible, lo que explica que al trabajar con menor ϕ supone encontrarse con mayores velocidades de filtración.

La velocidad de filtración es variable a lo largo del eje de simetría del reactor, con un máximo en la salida y un mínimo en la entrada del mismo. La Figura 4.6 muestra las velocidades de filtración en el punto de estabilización de cada prueba de manera individual, el cual puede encontrarse a diferentes alturas dentro del reactor, dependiendo fundamentalmente de la razón de equivalencia y el porcentaje de hidrógeno utilizado en la prueba en específico. Para determinar la velocidad de filtración en cada punto estabilizado es necesario conocer esta altura, o al menos estimarla de forma precisa. Por esto, para conocer la posición de cada punto estabilizado, se procedió de manera similar a lo realizado por Yang Liu et al. [55] (Fig 7 y 9), donde se determina la posición del frente de llama dependiendo de en que termocupla se alcanza la temperatura máxima dentro del reactor.

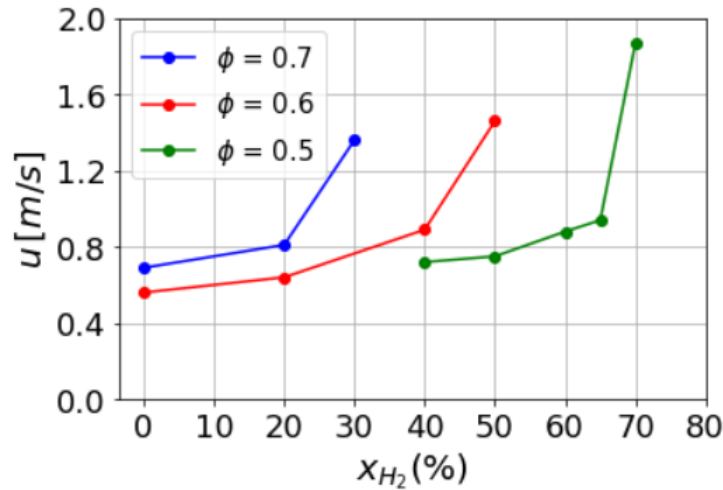


Figura 4.6: Velocidad de filtración en el punto de estabilización del reactor.

Se observa como las velocidades de filtración en los puntos con frente de llama estabilizado varían entre los 0.6 a 1.9 m/s, siendo más baja en las pruebas con menor fracción de hidrógeno para cada relación de equivalencia. Se aprecia que, para pruebas con ϕ constante la velocidad de filtración en el punto estabilizado aumenta a medida que crece β , llegando a un punto máximo en la prueba con mayor fracción de hidrógeno. Esto se puede explicar debido que la adición de hidrógeno dificulta la estabilización del frente, y en el caso particular de estos puntos el frente de llama está estabilizado con la mayor proporción de H_2 en la premezcla admisible, ya que al aumentar la fracción del mismo se produjo flashback, lo que significó que el frente se empezó a mover aguas arriba en dirección contraria a la que ingresa la premezcla de combustible.

4.6 Comportamiento de emisiones gaseosas

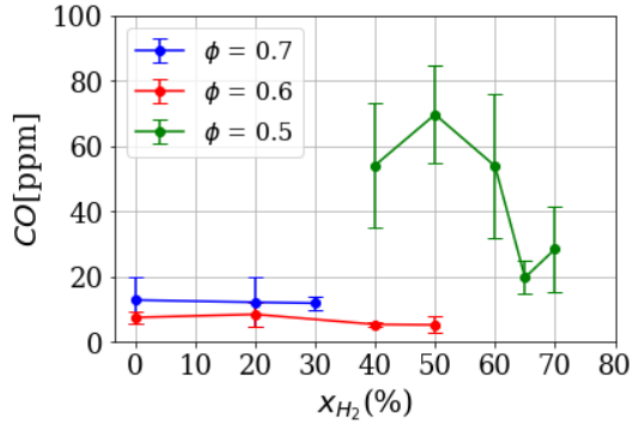
Durante el transcurso de las pruebas experimentales se midieron las emisiones de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrógeno (NO_x) y oxígeno molecular (O₂). Los resultados obtenidos por el analizador de gases se encuentran en base seca y se observan en partículas por millón (ppm) para el CO y NO_x, y en porcentaje volumétrico (%) en los casos del CO₂ y O₂, los cuales se muestran en un gráfico con su error experimental asociado.

Para determinar las emisiones de gases (E) en mg/Nm³ y al mismo tiempo normalizarlas al 15% de oxígeno molecular se utilizó la ecuación 4.8:

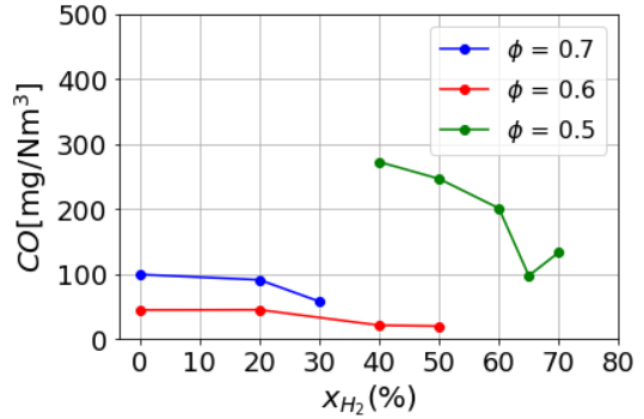
$$E[mg/Nm^3] = \frac{21 - O_{ref}}{21 - O_{med}} \times \frac{PM(g/mol)}{22.4} \times E(ppm) \quad (4.8)$$

Donde $O_{ref} = 15$, O_{med} corresponde al oxígeno real medido en los gases de combustión y PM es el peso molecular del compuesto. Se utiliza esta expresión para calcular las emisiones de CO y NO_x en la unidad deseada. En el caso del CO₂, al estar en porcentaje volumétrico, se omiten los dos últimos términos, de manera que se solo se normaliza por el oxígeno de referencia. En el caso del O₂, no es necesario utilizar esta expresión.

La Figura 4.7 muestra las emisiones de CO registradas para los distintos puntos de operación estables en ppm (a) y mg/Nm³ normalizadas a un 15% de oxígeno de referencia (b). Se observa como las emisiones de CO en pruebas con menor cantidad de oxígeno en la premezcla, es decir $\phi = 0.7$ y 0.6 , no superan las 16 ppm o los 100 mg/Nm³. Por otra parte, las emisiones registradas en pruebas con mayor cantidad de oxígeno en la premezcla, $\phi = 0.5$, alcanzan las 70 ppm o los 272 mg/Nm³. En emisiones con igual razón de equivalencia, se observa una tendencia a la baja conforme la fracción volumétrica de H_2 aumenta, con la excepción del mínimo local observado en las pruebas con $\phi = 0.5$ y $x_{H_2} = 0.65$. La normativa vigente en Chile [58] estipula un máximo de emisiones de CO para la combustión e incineración en 50 mg/Nm³. Sin embargo, esta norma no considera las emisiones normalizadas a un 15% de O₂, en dejar de considerar la normalización de las emisiones supone reducir estas mismas aproximadamente 3 veces su valor, lo que significa que las pruebas con $\phi = 0.7$ y 0.6 cumplen con la norma impuesta. En cuanto a las barras de error, se observa un aumento del mismo en las pruebas con $\phi = 0.5$, lo cual también explica el alza en emisiones para pruebas con esta razón de equivalencia.



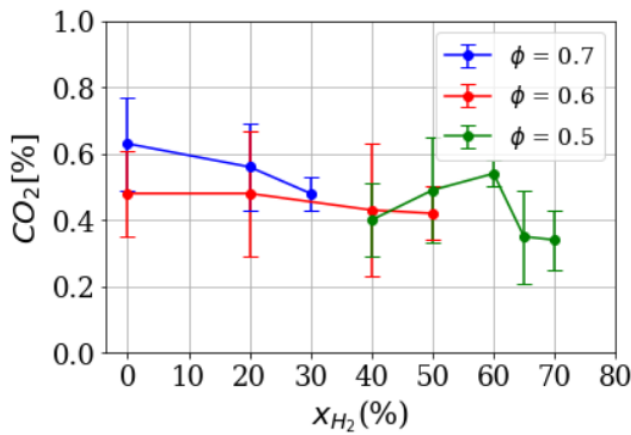
(a) Emisiones de CO en ppm



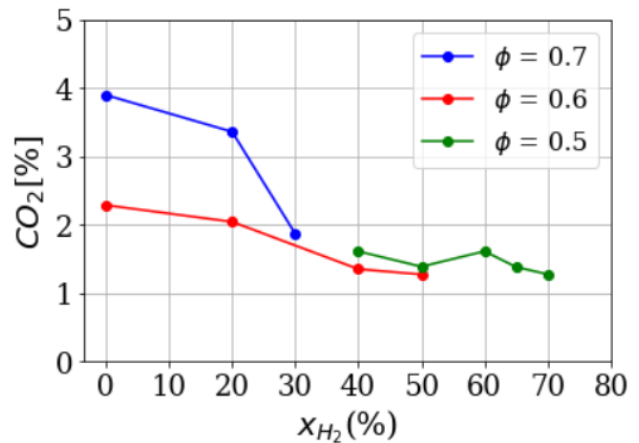
(b) Emisiones de CO en mg/Nm³ (15% O₂)

Figura 4.7: Emisiones de CO registradas para cada punto de estabilización.

La Figura 4.8 muestra las emisiones de CO₂ medidas con tecnología de infrarrojos (IR) registradas para los distintos puntos de operación estables en porcentaje (a) y normalizadas a un 15 % de oxígeno de referencia (b). Se aprecia una tendencia a la baja de este compuesto cuando el porcentaje de H₂ aumenta en la premezcla, lo cual guarda relación con la disminución de metano en la misma, con la excepción del máximo encontrado en las pruebas con $\phi = 0.5$ y $x_{H_2} = 0.60$, aunque al seguir aumentando el H_2 las emisiones vuelven a disminuir. Se observa una emisión de CO₂ de hasta 0.6 % volumétrico o 4 % en el caso normalizado al 15 % de O₂ en el caso con $\phi = 0.7$ y $x_{H_2} = 0$. Además, se aprecia que las emisiones de CO₂ tienden a disminuir conforme la razón de equivalencia disminuye, teniendo las emisiones más altas con $\phi = 0.7$ y las más bajas con $\phi = 0.5$. Esto se puede explicar ya que al disminuir ϕ , aumenta a su vez la presencia de aire en los gases producto, diluyendo el CO₂.



(a) Emisiones de CO₂ en %



(b) Emisiones de CO₂ normalizadas al 15% O₂

Figura 4.8: Emisiones de CO₂ infrarrojo registradas para cada punto de estabilización.

La Figura 4.9 muestra las emisiones de NO_x registradas para los distintos puntos de operación estables en ppm (a) y mg/Nm^3 normalizadas a un 15 % de oxígeno de referencia (b). Se obtuvieron mediciones muy bajas de este compuesto, muy por debajo de lo que estipula la norma vigente en Chile [58], que equivale a un máximo de $300 \text{ mg}/\text{Nm}^3$. De hecho, se puede destacar que en las pruebas realizadas con razones de equivalencia de $\phi = 0.6$ y 0.5 no se midieron emisiones de NO_x para ninguna premezcla independientemente de la fracción de H_2 de la misma, y es en las pruebas realizadas a $\phi = 0.7$ donde las emisiones de NO_x fueron registradas, alcanzando un máximo de 2.4 ppm o $30 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ con $x_{\text{H}_2} = 0$ y un mínimo de prácticamente 0 ppm con $x_{\text{H}_2} = 0.30$. De esta forma, se observa una clara tendencia a la baja al añadir H_2 a la mezcla combustible. Esto puede explicarse por el mecanismo térmico o de Zeldovich para la formación de NO_x , el cual es altamente dependiente de la temperatura, ya que se conoce que las temperaturas disminuyeron al trabajar a menores ϕ . Sin embargo, existen más factores que influyen en la formación de estos compuestos y más mecanismos de formación de los mismos, destacando que la mayor cinética de reacción que proporciona la adición de H_2 puede disminuir los tiempos de residencia de los gases en zonas de altas temperatura, reduciendo así la formación de NO_x térmicos.

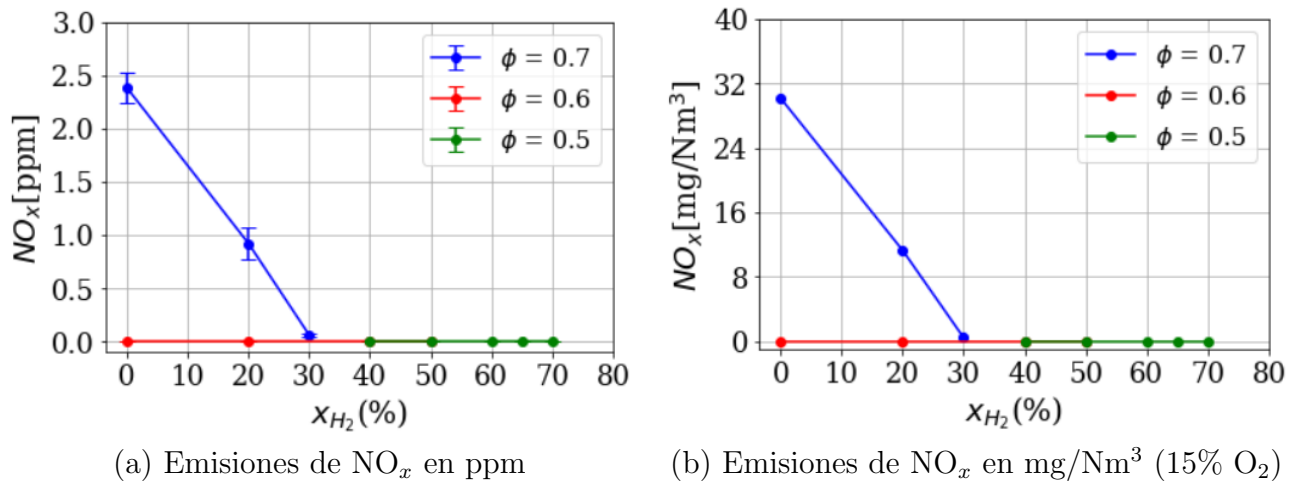


Figura 4.9: Emisiones de NO_x registradas para cada punto de estabilización.

La Figura 4.10 muestra las emisiones de O_2 registradas para los distintos puntos de operación estables en porcentaje. Si bien no se trata de un gas contaminante, su medición ayuda a determinar emisiones normalizadas a, en este caso, un 15 % de O_2 , además de dar un indicativo de que tan diluidos están los demás gases producto contaminantes. Se observa como prácticamente la totalidad de las pruebas registran un contenido de O_2 de entre un 19 y 20 % volumétrico en los gases producto, con un máximo en las pruebas con $\phi = 0.7$ y $x_{\text{H}_2} = 0$ y 0.20 y un mínimo en las pruebas con $\phi = 0.5$ y $x_{\text{H}_2} = 0.50$. Se aprecia una tendencia a la baja al aumentar el H_2 en la premezcla combustible, con la excepción de las pruebas a $\phi = 0.5$, donde la medición de O_2 fue

menor en pruebas con $x_{H_2} = 0.50$ y 0.60 que después en pruebas con mayor porcentaje de H_2 . Esto puede deberse a que el oxígeno se encuentra reaccionando con el carbono, generando compuestos como CO y CO_2 , lo cual explicaría la mayor presencia de estos gases contaminantes en las pruebas en que el oxígeno molecular medido es más bajo.

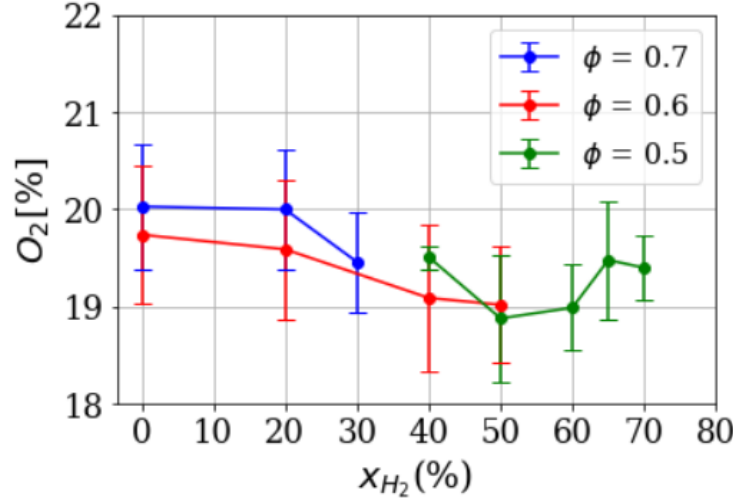


Figura 4.10: Emisiones de O_2 registradas para cada punto de estabilización.

Otra forma utilizada actualmente para medir emisiones de gases contaminantes es la relacionada a unidades de energía. Esto es particularmente útil en el contexto de la generación y consumo de la misma, ya que permite comparar de una manera estandarizada que tan limpio es un proceso de producción o uso energético. De manera similar a lo realizado por Dutka et al. [59] (ecuación 6), la ecuación 4.9 muestra como calcular emisiones (E) de un compuesto en mg/kWh a partir del combustible utilizado:

$$E[mg/kWh] = \frac{E(mg/Nm^3) \cdot 22.4 \cdot n_{prod}(kmol) \cdot 3600}{PM_{fuel}(kg/kmol) \cdot PCI_{fuel}(kJ/kg)} \quad (4.9)$$

Donde n_{prod} corresponde al número de kmoles de productos generados a partir de un kmol de combustible, PM_{fuel} al peso molecular de la mezcla combustible y PCI_{fuel} al poder calorífico inferior de la mezcla combustible.

Para determinar n_{prod} se utilizó la ecuación de la combustión completa de mezclas $CH_4 - H_2$ 2.5 definida en la sección 2.2.2, mientras que para calcular PM_{fuel} y PCI_{fuel} se usó el análisis elemental correspondiente a cada mezcla combustible. La tabla 4.3 muestra estos valores para las distintas mezclas $CH_4 - H_2$ utilizadas:

Tabla 4.3: Número de moles de productos, peso molecular y poder calorífico inferior de las distintas mezclas CH_4 - H_2 utilizadas como combustible

ϕ	% H_2	n_{prod} [kmol]	PM_{fuel} [kg/kmol]	PCI_{fuel} [kJ/kg]
0.7	0	14.60	16.042	49998
	20	12.46	13.24	52130
	30	11.39	11.83	53575
0.6	0	16.87	16.04	49998
	20	14.39	13.24	52130
	40	11.91	10.43	55409
	50	10.67	9.03	57813
0.5	40	14.19	10.43	55409
	50	12.65	9.03	57813
	60	11.17	7.63	61101
	65	10.43	6.93	63244
	70	9.69	6.22	65870

De la misma tabla 4.3 se observa que, a medida que se incrementa la presencia de H_2 en la mezcla combustible, los kmoles de producto generados de la combustión y el peso molecular de la premezcla disminuyen, mientras que el poder calorífico inferior de la misma aumenta, ya que el hidrógeno aporta un mayor poder energético por unidad de masa.

La Figura 4.11 muestra las emisiones de CO registradas para los distintos puntos de operación estables en mg/kWh. Estas fueron calculadas a partir de las mediciones registradas en mg/Nm³ expuestas en el gráfico de la Figura 4.7 (b), por lo que se encuentran normalizadas a un 15 % de O_2 . Las emisiones en pruebas con $\phi = 0.7$ y 0.6 están dentro del rango de 32 a 146 mg/kWh, mientras que en pruebas realizadas con $\phi = 0.5$ se tuvo un máximo de 536 mg/kWh. De igual manera que en las emisiones de CO medidas en otras unidades, se observa una tendencia a la baja al incrementar la presencia de H_2 en la premezcla. Considerando que las están normalizadas, las emisiones se encuentran dentro de un espectro esperable [55]. El incremento de emisiones por unidad de energía en mezclas muy pobres puede deberse a factores relacionados con la cinética de reacción y química de la combustión, un ejemplo de esto es la aparición de una reacción incompleta, lo que favorece la oxidación parcial del metano y la aparición de CO.

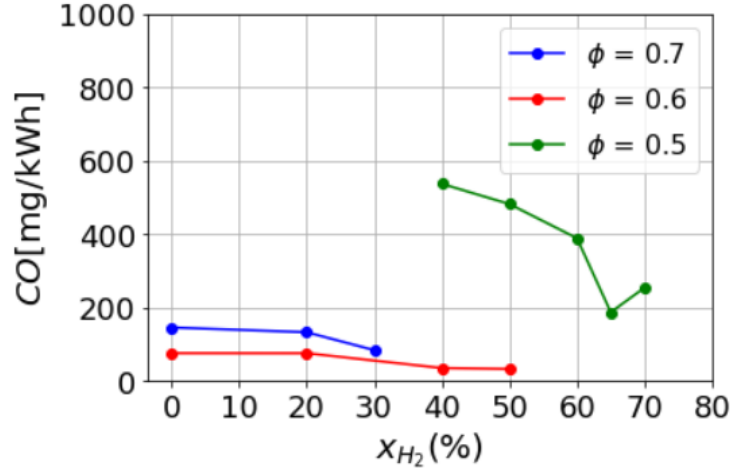


Figura 4.11: Emisiones de CO en mg/kWh para cada punto de estabilización.

La Figura 4.12 muestra las emisiones de NO_x registradas para los distintos puntos de operación estables en mg/kWh. Estas, igual que anteriormente para el CO, fueron calculadas a partir de las mediciones registradas en mg/Nm³ expuestas en el gráfico de la Figura 4.9 (b), por lo que se encuentran normalizadas a un 15 % de O₂. Se observa un máximo de emisiones de 44 mg/kWh para pruebas con $\phi = 0.7$ y $x_{H_2} = 0$, pruebas con $\phi = 0.6$ y 0.5 no registraron emisiones de NO_x . De igual manera que en las emisiones de NO_x medidas en otras unidades, se observa una tendencia a la baja al incrementar la presencia de H₂ en la premezcla. Estos rangos de medición de NO_x se encuentran dentro de un rango esperable y son similares a lo encontrado por Dutka et al. [59] en su investigación.

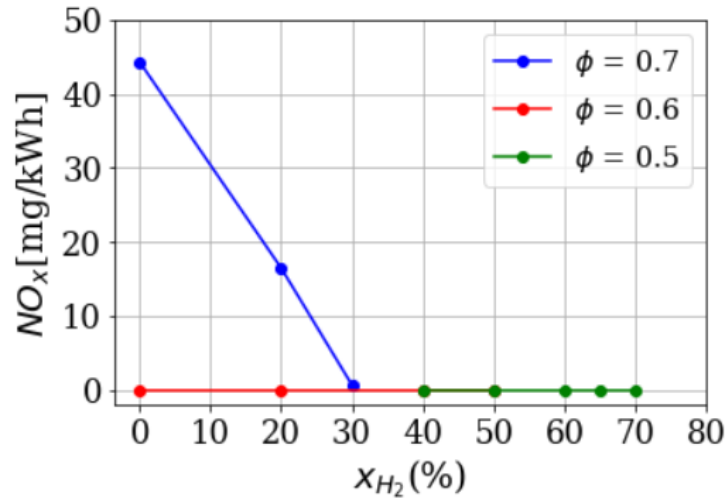


Figura 4.12: Emisiones de NO_x en mg/kWh para cada punto de estabilización.

Capítulo 5

Conclusiones y comentarios

En este trabajo se llevó a cabo una investigación experimental del proceso de combustión de metano con alta concentración de hidrógeno en un reactor divergente de medio poroso inerte.

Se realizó un Set - Up en laboratorio y se desarrolló un respectivo procedimiento experimental para operar el reactor y medir variables de interés como temperatura, caudales, potencia, velocidad de filtración y emisiones de gases.

Se puso en marcha el reactor utilizando esferas de alúmina como medio poroso y mezclas CH_4 - H_2 como combustible. Se encontraron 12 puntos de operación con frente de reacción estabilizado, utilizando mezclas con relación de equivalencia de $\phi = 0.7, 0.6$ y 0.5 , en el rango de 0 - 70 % de fracción volumétrica de H_2 . Las mezclas con menor relación de equivalencia permitieron conseguir un frente de llama estabilizado con mayor presencia de H_2 , sin que aparezca el fenómeno de flash-back. De esta forma, se consiguió operar de manera segura en un quemador MPI con mezclas CH_4 - H_2 de hasta un 70 % de H_2 en volumen.

Los caudales totales utilizados para conseguir los puntos de operación con frente de reacción estabilizado aumentaron al disminuir la razón de equivalencia, igual que la presión medida de la línea de entrada al reactor de la premezcla.

Durante el desarrollo de pruebas se alcanzaron temperaturas de hasta 1460 °C. Además, las temperaturas dentro del reactor se redujeron al disminuir a razón de equivalencia. Los perfiles de temperatura tendieron a “estirarse” al aumentar la presencia de H_2 en la mezcla, debido a que las temperaturas de la base del cono del reactor se elevan. Perfiles similares se obtuvieron al normalizar las temperaturas por la temperatura de llama adiabática correspondiente a cada caso, donde aumentar la fracción de H_2 significó aumentar la razón T/T_{ad} , llegando a alcanzar un valor

máximo de 0.95 [-].

El reactor operó con potencias totales comprendidas en un rango de 3.52 - 4.01 kW. En todas las pruebas realizadas la potencia entregada por el CH₄ superó a la entregada por el H₂, debido a la baja densidad de este último.

Se obtuvieron velocidades de filtración de 2.6 - 3.7 m/s en la entrada del reactor y 0.2 - 0.3 m/s en la salida, esta reducción es debida a la naturaleza divergente del quemador. Para una misma razón de equivalencia, las velocidades de filtración de entrada y salida permanecen constantes, mientras que al disminuir ϕ estas aumentaron. La velocidad de filtración en el punto de estabilización aumentó al ser mayor la fracción de H₂ en la mezcla combustible.

Se registraron emisiones de CO de hasta 16 ppm o 100 mg/Nm³ para mezclas con $\phi = 0.7$ y 0.6, para mezclas con $\phi = 0.5$ estas subieron hasta las 70 ppm o 272 mg/Nm³. El CO₂ infrarrojo medido superó apenas un 0.6 % volumétrico y no llega al 4 % al normalizar al 15 % de O₂. Las emisiones de NO_x fueron de 0 ppm para mezclas con $\phi = 0.6$ y 0.5, y solo se registraron en mezclas con $\phi = 0.7$ llegando a alcanzar las 2.4 ppm o 30 mg/Nm³. El O₂ medido se mantuvo en un rango de entre 19 - 20 % volumétrico de los gases producto. En cuanto a unidades de energía, el CO registró emisiones en un rango de 32 a 146 mg/kWh para mezclas con $\phi = 0.7$ y 0.6 y un máximo de 536 mg/kWh en mezclas con $\phi = 0.5$, mientras que el NO_x tuvo un máximo de 44 mg/kWh en mezclas con $\phi = 0.7$. Se observa una tendencia general de todas las emisiones a reducirse conforme la presencia de H₂ en la mezcla aumenta, por lo que se puede concluir que el añadir hidrógeno al metano hace la combustión más limpia en reactores de MPI divergentes.

Referencias

- [1] International Energy Agency IEA. Global energy review 2021, 2021.
- [2] Mario Toledo et al. Hydrogen and syngas production by hybrid filtration combustion: Progress and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 177, p. 113213, 2023.
- [3] M. Hamroyev K. Khalilova D. Zaynutdinova N. Komilova, K. Egamkulov. The impact of urban air pollution on human health. *Medicni perspektivi*, 28(3):170–179, 2023.
- [4] World Health Organization WHO. Ambient (outdoor) air pollution, 2022.
- [5] World Health Organization WHO. World health statistics, 2023.
- [6] International Energy Agency IEA. World energy outlook 2023, 2023.
- [7] Energy Institute. Statistical review of world energy 2023, 2023.
- [8] Generadoras de Chile. Reporte anual 2022, 2022.
- [9] McKinsey Company. Chilean hydrogen pathway final report, 2020.
- [10] International Energy Agency IEA. Global hydrogen review, 2023.
- [11] Maximilian Fichtner and Farikha Idrissova. Fundamental properties of hydrogen. in michael ball and martin wietschel, editors. *The Hydrogen Economy*, page 271–276, Cambridge University Press, 1 edition, 2009.
- [12] Charles E. Baukal and editors John Zink Hamworthy Combustion. The john zink hamworthy combustion handbook. *Industrial combustion series*, CRC Press, Taylor Francis Group, Boca Raton, FL, second edition, 2013.
- [13] Yakov Borisovich Zeldovich. *Selected Works of Yakov Borisovich Zeldovich, Volume I: Chemical Physics and Hydrodynamics*, Princeton University Press, 1992.
- [14] Kumar S. Raman. Laminar burning velocities of lean hydrogen–air mixtures, 1998.

- [15] W Peschka. Hydrogen combustion in tomorrow’s energy technology. *International Journal of Hydrogen Energy*, 12(7):481–499, 1987.
- [16] M Kaltschmitt Mueller-Langer, E Tzimas. Techno-economic assessment of hydrogen production processes for the hydrogen economy for the short and medium term, 2014.
- [17] Adedayo Adeyanju and Oluranti Agboola. Fuel cells: An overview of its green value and readiness levels. 2023.
- [18] Ministerio de Energía. Gobierno de Chile. “comienza inyección de hidrógeno verde en red de gas natural en la serena y coquimbo,” 2022.
- [19] Ministerio de Energía. Gobierno de Chile. Estrategia nacional de hidrógeno verde, 2020.
- [20] Sonja van Renssen. The hydrogen solution? *Nature Climate Change*, 10(9):799–801, 2020.
- [21] Fabián Guerrero Jaime Gómez, Thomas Neumann and Mario Toledo. Experimental investigation on combustion and emission characteristics for heavy fuel and used motor oils blends in a free-flames burner. *Fuel*, page 307, 2022.
- [22] Erica L. Belmont Janet L. Ellzey and Colin H. Smith. Heat recirculating reactors: Fundamental research and applications, 2019.
- [23] M.Z. Abu Bakar A.A. Mohamad R.M.N. Muhad M. Abdul Mujeebu, M.Z. Abdullah and M.K. Abdullah. Combustion in porous media and its applications – a comprehensive survey. *Combustion Theory and Modelling*, 6(3):383–411, 2002.
- [24] E Mastorakos D J Diamantis and D A Goussis. Simulations of premixed combustion in porous media. *Journal of Environmental Management*, 90(8):2287–2312, 2009.
- [25] Amanda J Barra and Janet L Ellzey. Heat recirculation and heat transfer in porous burners. *Combustion and Flame*, 137(1-2):230–241, 2004.
- [26] Lawrence A Kennedy, Jacques P Bingue, Alexei V Saveliev, A A Fridmana, and Serguei I Foutko. Heat recirculation and heat transfer in porous burners, 2000.
- [27] Comparative study of filtration combustion from lean to rich methane/air, ethane/air, and propane/air mixtures. page 8, 2006.
- [28] S Zhdanok, Lawrence A Kennedy, and G Koester. Superadiabatic combustion of methane air mixtures under filtration in a packed bed. *Combustion and Flame*, 100:221–231, 1995.

- [29] M. M. Kamal and A. A. Mohamad. Combustion in porous media. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 220(5):487–508, 2006.
- [30] Weinberg FJ. Combustion temperature – the future? *Nature*, 233(5317):239–241, 1971.
- [31] Fateev GA. Heat transfer in a reacting porous body during filtration of a gas. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Foreign Technology Div Wright-Patterson AFB Ohio, 1972.
- [32] Weinberg FJ and D. R. Hardesty. Burners producing large excess enthalpies. *Combustion Science and Technology*, 8(5-6):201–214, 1973.
- [33] Tadao Takeno and Kenji Sato. An excess enthalpy flame theory. *Combustion Science and Technology*, 20(1-2):73–84, 1979.
- [34] Tadao Takeno, Kenji Sato, and Kōji Hase. A theoretical study on an excess enthalpy flame. *Symposium (International) on Combustion*, 18(1):465–472, 1981.
- [35] D. Trimis and K. Wawrzinek. Flame stabilization of highly diffusive gas mixtures in porous inert media. *Journal of Computational and Applied Mechanics*, 5(2):367–381, 2004.
- [36] Pei Feng Hsu, William D. Evans, and John R. Howell. Experimental and numerical study of premixed combustion within nonhomogeneous porous ceramics. *Combustion Science and Technology*, 90:149–172, 1993.
- [37] V.S. Babkin, A.A. Korzhavin, and V.A. Bunev. Propagation of premixed gaseous explosion flames in porous media. *Combustion and Flame*, 87(2):182–190, 1991.
- [38] D. Trimis and F. Durst. Combustion in a porous medium-advances and applications. *Combustion Science and Technology*, 121(1-6):153–168, 1996.
- [39] Seyed Mohammad Hashemi and Seyed Abdolmehdi Hashemi. Numerical investigation of the flame stabilization in a divergent porous media burner. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 231(3):173–181, 2017.
- [40] Chung jen Tseng. Effects of hydrogen addition on methane combustion in a porous medium burner. *International Journal of Hydrogen Energy*, page 9, 2002.
- [41] Geir J. Rørtveita, Klaus Zepter, Øyvind Skreiberg, Morten Fossum, and Johan E. Hustad. A comparison of low-nox burners for combustion of methane and hydrogen mixtures. *Proceedings of the Combustion Institute*, 29(1):1123–1129, 2002.

- [42] Vahid Zangeneh and Alireza Alipoor. Stability study of hydrogen-air flame in a conical porous burner. *Energy*, page 215:119140, 2021.
- [43] M. Mbarawa, N. A. Kakutkina, and A. A. Korzhavin. Experimental investigation on peculiarities of the filtration combustion of the gaseous fuel-air mixtures in the porous inertia media. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 21(11):1799–1806, 2007.
- [44] Claudio Munoz-Herrera, Christian Hernandez, Paula Rojas, Luciano Bernal, Cristobal Monzo, Rodrigo Cartagena, Nicolás Ripoll, and Mario Toledo. Experimental investigation of the co-combustion of lpg-hydrogen blends on lpg-fueled systems. *Energy*, 284:129090, 2023.
- [45] Jun Li, Qingqing Li, Junrui Shi, Xueling Liu, and Zhaoli Guo. Numerical study on heat recirculation in a porous micro-combustor. *Combustion and Flame*, 171:152–171, 2016.
- [46] J.F. Pan, D. Wu, Y.X. Liu, H.F. Zhang, A.K. Tang, and H. Xue. Hydrogen/oxygen premixed combustion characteristics in micro porous media combustor. *Combustion and Flame*, 61:1279–1285, 2014.
- [47] Jorge Mario García Posada, Andrés Amell Arrieta, and Hugo Javier Burbano Martínez. Análisis comparativo de las propiedades de combustión de las mezclas metano-hidrógeno con respecto al metano, 2006.
- [48] Alexandra camaño. “estudio experimental y modelado cfd del proceso de combustión de mezclas combustibles de hidrógeno, metano y gas de síntesis en una bomba cilíndrica con acceso óptico”, 2021.
- [49] Asociación Española de Normalización UNE. Norma une-en 437:2003+a1:2009; gases de ensayo. presiones de ensayo. categorías de los aparatos, 2009.
- [50] Yang WJ, Deng C, Zhou JH, Liu JZ, Wang Y, and Cen KF. Experimental and numerical investigations of hydrogen-air premixed combustion in a converging-diverging micro tube. *Int J Hydrogen Energy*, 39:3469-76, 2014.
- [51] Peng Qian, Minghou Liu, Xinlong Li, Fubo Xie, Zizhen Huang, Chengyuan Luo, and Xiugen Zhu. Combustion characteristics and radiation performance of premixed hydrogen/air combustion in a mesoscale divergent porous media combustor. *Int J Hydrogen Energy*, 45:5002–5013, 2020.
- [52] Z. Al-Hamamre, S. Voß, and D. Trimis. Hydrogen production by thermal partial oxidation of hydrocarbon fuels in porous media based reformer. *Int J Hydrogen Energy*, 34:827–832, 2009.

- [53] A. Loukou, M.A.A. Mendes, I. Frenzel, J.M.C. Pereira, S. Ray, J.C.F. Pereira, and D. Trimis. Experimental and numerical investigation of methane thermal partial oxidation in a small-scale porous media reformer. *Int J Hydrogen Energy*, 42:652–663, 2017.
- [54] Ayman Bakry, Ahmed Al-Salaymeh, Ala’a H. Al-Muhtaseb, Ahmad Abu-Jrai, and D. Trimis. Adiabatic premixed combustion in a gaseous fuel porous inert media under high pressure and temperature: Novel flame stabilization technique. *Fuel*, 90:647–658, 2011.
- [55] Yang Liu, Yangbo Deng, Junrui Shi, Yongqi Liu, Xiaolong Wang, Bingquan Ge, and Zhenyu Min. Experimental investigation on flame stability and emissions of lean premixed methane–air combustion in a developed divergent porous burner. *Journal of Cleaner Production*, 405:137070, 2023.
- [56] Huaming Dai, Huiwei Zhu, Hongchao Dai, Ziwei Song, Zhiqiang Wang, Song He, and Xinyi Wang. Syngas production by methane-rich combustion in a divergent burner of porous media. *Int J Hydrogen Energy*, 46:23279–23291, 2021.
- [57] Claudio Munoz. Investigación del proceso de combustión de hidrógeno verde en reactores de medio poroso inerte con sección transversal variable, 2023.
- [58] Ministerio del Medio Ambiente. Gobierno de Chile. Decreto 29: Establece norma de emisión para incineración, coincineración y coprocesamiento y deroga decreto n^o 45, de 2007, del ministerio secretaría general de la presidencia, 2013.
- [59] Marcin Dutka, Mario Ditaranto, and Terese Løvås. Application of a central composite design for the study of nox emission performance of a low nox burner. *Energies*, 8:3606–3627, 2015.

Anexos

Anexo A

A continuación se muestra una imagen de la parte inferior del reactor. Se distingue la línea que lleva la premezcla aire - combustible desde los controladores de flujo hacia el quemador. Los cables de compensado salen de la parte inferior del reactor por la varilla de alúmina, la cual se sujetó al inyector por medio de silicona roja.

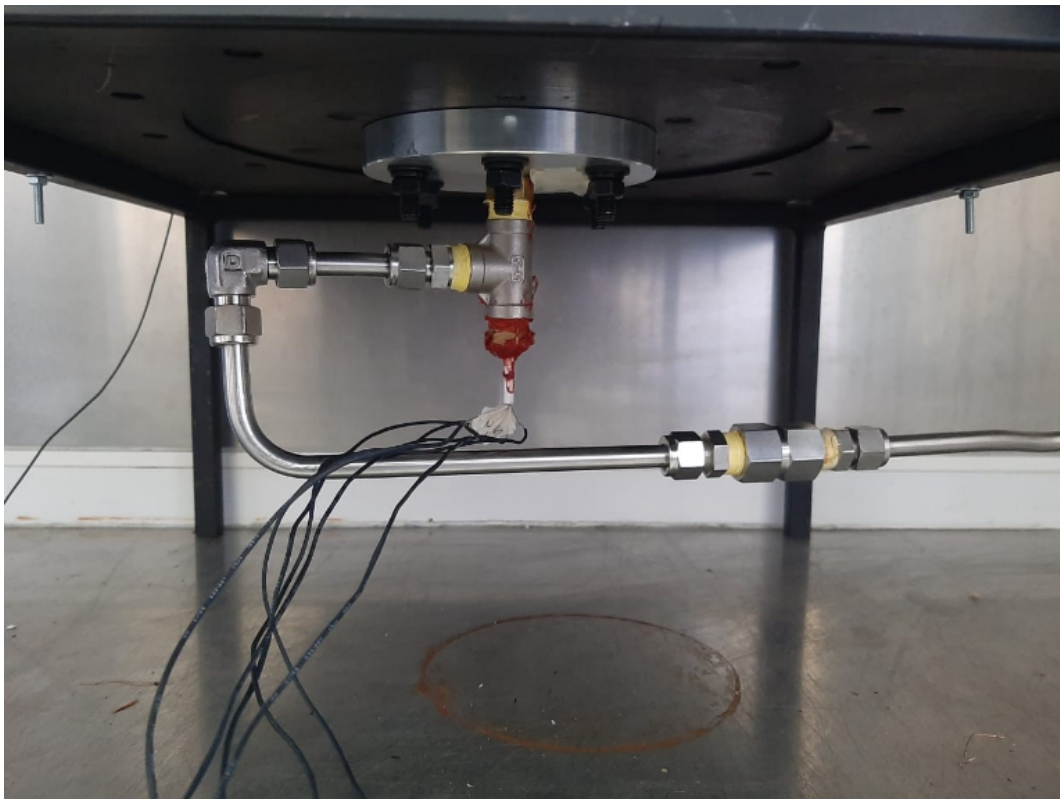


Figura 5.1: Parte inferior del reactor divergente de medio poroso inerte.

Anexo B

Para conectar de manera correcta la termocupla con el cable compensado se utilizó la tabla reflejada en la Figura 5.2, donde se emplea la norma ANSI para identificar el tipo de termocupla, en este caso tipo S, y el código de color correspondiente a los polos positivo y negativo del compensado, en este caso color negro para el polo positivo y color rojo para el polo negativo.

ANSI Code	Alloy Combination		Color Coding		Maximum Temperature Range	EMF (mV) Over Max. Temperature Range	Limits of Error (Whichever is Greater)	
	+ Lead	- Lead	Thermocouple Grade	Extension Grade			Standard	Special
J	IRON Fe (magnetic)	CONSTANTAN - COPPER-NICKEL Cu-Ni			-210 to 1200°C, -346 to 2193°F Thermocouple Grade 0 to 200°C, 32 to 392°F Extension Grade	-8.095 to 69.553	2.2°C or 0.75%	1.1°C or 0.4%
K	CHROMEGA™ NICKEL-CHROMIUM Ni-Cr	ALOMEGA™ NICKEL-ALUMINUM Ni-Al (magnetic)			-270 to 1372°C, -454 to 2501°F Thermocouple Grade 0 to 200°C, 32 to 392°F Extension Grade	-6.458 to 54.886	2.2°C or 0.75% Above 0°C 2.2°C or 2.0% Below 0°C	1.1°C or 0.4%
V*	COPPER Cu	CONSTANTAN COPPER-NICKEL Cu-Ni	NONE ESTABLISHED	NONE ESTABLISHED	0 to 80°C 32 to 176°F Extension Grade			
T	COPPER Cu	CONSTANTAN COPPER-NICKEL Cu-Ni			-270 to 400°C, -454 to 752°F Thermocouple Grade -60 to 100°C, -76 to 212°F Extension Grade	-6.258 to 20.872	1.0°C or 0.75% Above 0°C 1.0°C or 1.5% Below 0°C	0.5°C or 0.4%
E	CHROMEGA™ NICKEL-CHROMIUM Ni-Cr	CONSTANTAN COPPER-NICKEL Cu-Ni			-270 to 1000°C, -454 to 1832°F Thermocouple Grade 0 to 200°C, 32 to 392°F Extension Grade	-9.835 to 76.373	1.7°C or 0.5% Above 0°C 1.7°C or 1.0% Below 0°C	1.0°C or 0.4%
N	OMEGA-P™ Ni-Cr-Si	OMEGA-N™ Ni-Si-Mg			-270 to 1300°C, -450 to 2372°F Thermocouple Grade 0 to 200°C, 32 to 392°F Extension Grade	-4.345 to 47.513	2.2°C or 0.75% Above 0°C 2.2°C or 2.0% Below 0°C	1.1°C or 0.4%
R	PLATINUM- 13% RHODIUM Pt-13% Rh	PLATINUM Pt	NONE ESTABLISHED		-50 to 1768°C, -58 to 3214°F Thermocouple Grade 0 to 150°C, 32 to 300°F Extension Grade	-0.226 to 21.101	1.5°C or 0.25%	0.6°C or 0.1%
S	PLATINUM- 10% RHODIUM Pt-10% Rh	PLATINUM Pt	NONE ESTABLISHED		-50 to 1768°C, -58 to 3214°F Thermocouple Grade 0 to 150°C, 32 to 300°F Extension Grade	-0.235 to 18.693	1.5°C or 0.25%	0.6°C or 0.1%
U*	COPPER Cu	COPPER LOW NICKEL Cu-Ni	NONE ESTABLISHED		0 to 50°C 32 to 122°F Extension Grade			

Figura 5.2: Tipos de cables compensados para termocuplas.

Anexo C

A continuación se muestra una imagen del reactor divergente de medio poroso inerte en operación.



Figura 5.3: Reactor divergente de medio poroso inerte en operación.

Anexo D

A continuación se muestra una imagen de la pantalla del computador utilizando el software Daqview para la medición de temperaturas en tiempo real.

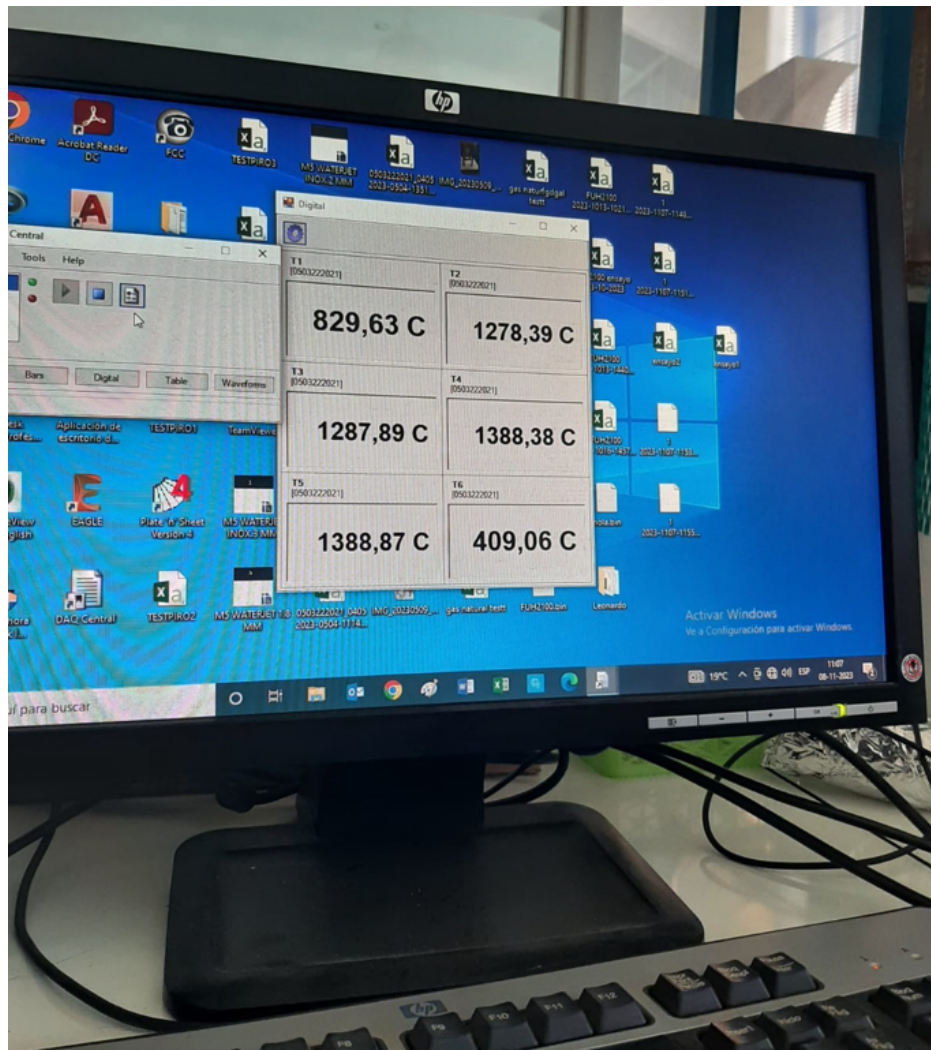


Figura 5.4: Medición de temperaturas en tiempo real.