Benemérita Universidad Autónoma de Puebla

Facultad de Ingeniería Química

“EFECTO DE LA MEZCLA CH_4/H_2 EN LA TEMPERATURA ADIABÁTICA DE REACCIÓN EN UNA TURBINA DE GAS”

TESIS PRESENTADA PARA OBTENER EL TITULO DE:
LICENCIATURA EN INGENIERÍA QUÍMICA

PRESENTA:

ISAAC HARO ZAMORA

ASESOR DE TESIS

DRA. MAYRA RUIZ REYES

ABRIL 2023

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi gratitud a todas las personas que me apoyaron durante la realización de este trabajo. En primer lugar, agradezco a mi madre Teresa y a mi padre Martin, quienes siempre me han brindado su amor incondicional y sobre todo su apoyo inquebrantable. Sin la ayuda de ellos, no habría sido posible alcanzar mis metas y culminar este proyecto.

Tambien quiero agradecer a mis hermanos, Paola e Israel, quienes siempre estuvieron ahí para mí, tanto en los momentos difíciles como en los mejores. Me inspiran a ser mejor constantemente y son fundamentales para mí en todos los proceso de formación personal y académica.

Agradezco a mis mejores amigos, quienes conocí durante esta etapa, me brindaron su amistad, su tiempo y su ayuda en todo momento. Gracias por su paciencia, por sus consejos y por sus palabras de aliento en los momentos de oscuridad.

Por último, quiero agradecer a la Dra. Mayra, mi asesor de tesis, por su guía, su sabiduría y su apoyo constante durante todo el proceso. Su compromiso y dedicación fueron elementales para lograr este resultado. Le agradezco su paciencia y comprensión, y espero no decepcionarla en el futuro.

Una vez más, gracias a todos los que hicieron posible la realización de esta tesis. Su ayuda y apoyo fueron fundamentales para lograr esta meta.

INDICE

AGRADECIMIENTOS I

INDICE II

INDICE DE FIGURAS IV

INDICE DE TABLAS VI

INDICE DE ECUACIONES VII

INTRODUCCIÓN 1

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 3

JUSTIFICACIÓN 3

HIPÓTESIS 3

OBJETIVOS 4

OBJETIVO GENERAL 4

OBJETIVOS ESPECÍFICOS 4

ANTECEDENTES 5

Introducción 5

Energía Eléctrica 6

Combustión 9

Combustibles 10

Relación de Equivalencia (ϕ) 11

Temperatura de la Llama Adiabática 12

Gases de Escape 13

Optimización de Procesos de Combustión 15

Intercambiabilidad de Gases 15

Combustión Asistida 16

Turbinas de Gas 17

Combustión Asistida por Hidrógeno en Turbinas de Gas 19

METODOLOGÍA 20
Introducción 20
Desarrollo de Modelo de Simulación en Aspen Plus 21
Selección de Trabajo Base 21
Modelo Termodinámico 22
Diseño Conceptual de Cada Etapa de la Turbina 23
Parámetros Monitoreados 25
RESULTADOS 28
Introducción 28
Validación del Modelo de Simulación 29
Validación del Proceso de Combustión 29
Comparación de la Distribución de Componentes de Descarga a esa Misma Temperatura de Llama Adiabática 30
Comparación Gráfica de la Llama Adiabática 31
Validación de la Turbina 33
Simulación Completa del Caso Base 36
Empleando Mezclas de CH_4/H_2 37
Emisiones de Hidrocarburos 39
Emisiones de Monóxido de Carbono (CO) 41
Emisiones de Dióxido de Carbono (CO_2) 43
Emisiones de Óxidos de Nitrógeno (NO_x) 45
Evaluación de Temperatura Adiabática de Reacción de las Mezclas 47
Evaluación de la Eficiencia Térmica de las Mezcla en la Turbina 49
CONCLUSIONES 51
REFERENCIAS 53

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. IEA, Participación en la Producción Bruta de Electricidad de la OCDE por Fuente, 1974-2020(parcial), París. https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/share-of-oecd-gross-electricity-production-by-source-1974-2020p 7

Figura 2. Porcentaje de Gas Natural vs Petróleo Crudo en la Producción de Energía en México. Fuente: Sistema de Información Energética, SENER. 7

Figura 3. Combustibles para la Generación de Energía. Fuente: https://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=cuadro&cvecua=IIIA1C07 8

Figura 4. Temperatura de Llama Adiabática como función de la relación de equivalencia. Fuente: (Law, 2010) doi:10.1017/cbo9780511754517.003..... 12

Figura 5. Inventario nacional de emisiones de gases de efecto invernadero (INEGYCEI), INECC. Emisiones de gases de efecto invernadero. https://datos.gob.mx/busca/dataset/inventario-nacional-de-emisiones-de-gases-y-compuestos-de-efecto-invernadero-inegycei 14

Figura 6. Configuración de Turbinas de Gas. Fuente: http://file.scirp.org/Html/5-2650044_40880.htm 18

Figura 7. Configuración con el sistema híbrido y sin el sistema híbrido. Fuente: (Li & Weng, Performance study of a solid oxide fuel cell and gas turbine hybrid system designed for methane operating with non-designed fuels, 2011) 21

Figura 8. Extracto Árbol de decisión..... 22

Figura 9. Mapas de Operación del Compresor (Izquierda) y de la turbina (Derecha) Capstone C30. Fuente: (Sannino & Gimelli , 2017) 25

Figura 10. Curvas de Operación de la Turbina..... 26

Figura 11. Diagrama de Flujo del Proceso de Combustión 30

Figura 12. Validación del Proceso de Combustión (Temperatura de Llama Adiabática vs Relación de Equivalencia) 32

Figura 13. Diagrama de Flujo de la Turbina de Gas 33

Figura 14. Desempeño de la Turbina sin la Curva Característica 34

Figura 15. Desempeño de la Turbina con la Curva Característica 35

Figura 16. Diagrama de Flujo de Proceso de la Simulación Completa 36

Figura 17. Emisiones de Hidrocarburos Empleando Mezclas de CH_4/H_2 39

Figura 18. Emisiones de Hidrocarburos Empleando Mezclas de CH_4/H_2 cuando $\phi = 0.30 - 0.35$ ... 40

Figura 19. Emisiones de CO Empleando Mezclas de CH_4/H_2 41

Figura 20. Emisiones de CO_2 Empleando Mezclas de CH_4/H_2 44

Figura 21. Emisiones de NO_X Empleando Mezclas de CH_4/H_2 45

Figura 22. Temperatura Adiabática de Reacción Empleando Mezclas de CH4/H2 47

Figura 23. Eficiencia Térmica Empleando Mezclas de CH_4/H_2 49

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Producción de Electricidad por Países, Fuente: https://es.enerdata.net/publicaciones/estadisticas-oferta-y-demanda-energia-mundial.html 6

Tabla 2. Índice de Wobbe para Diferente Combustibles. Fuente: Engineering ToolBox, 2003. https://www.engineeringtoolbox.com/wobbe-index-d_421.html..... 16

Tabla 3. Ecuaciones Termodinámicas “Clapstone C30”. Fuente: Y. Li, Y. Weng / Journal of Power Sources 196 (2011) 3824–3835..... 24

Tabla 4. Principales Parámetros “Capstone C30”. Fuente: Y. Li, Y. Weng / Journal of Power Sources 196 (2011) 3824–3835 24

Tabla 5. Variables de Operación del Proceso de Combustión 29

Tabla 6. Resultados Distribución de los Componentes de Descarga 31

Tabla 7. Condiciones de Entrada de la Turbina..... 33

Tabla 8. Valores Estequiométricos para cada Mezcla de CH_4/H_2..... 38

Tabla 9. Cantidad y Porcentaje de Reducción de Emisiones de CO_2 para Diferentes Valores de ϕ ... 43

Tabla 10. Incrementos de Temperatura Añadiendo 20% H_2 a Diferentes Valores de ϕ. 48

INDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Reacción General de Combustión 9

Ecuación 2. Relación de Equivalencia para Aire y Oxígeno 11

Ecuación 3. Balance de Energía para la Temperatura de la Llama Adiabática 12

Ecuación 4. Reacción Global de la Oxidación de Metano.* 16

Ecuación 5. Reacción Global de la Oxidación de Hidrógeno.** 16

Ecuación 6. Reacciones Químicas Reportadas 23

Ecuación 7. Eficiencia del Generador 25

Ecuación 8. Modelo Matemático de la Curva Característica. 26

Ecuación 9. Coeficiente de Correlación 32

Ecuación 10. Reacción de Combustión General con Aire 38

Ecuación 11. Reacción de Oxidación de CO 41

Ecuación 12. Reacción de Combustión General con Aire 43

Ecuación 13. Reacción Química para la formación de NO_2 45

Ecuación 14. Sistema de Reacciones para la Formación de NO Térmico 45

Ecuación 15. Eficiencia Térmica 49

INTRODUCCIÓN

La producción de energía eléctrica es el resultado de la transformación de las fuentes de energía primaria, el mayor productor de energía eléctrica en el mundo para el año 2020 fue China donde aproximadamente el 60.75% de su producción proviene del carbón. La tendencia mundial para el 2020 indica que la producción de combustibles fósiles disminuyó aproximadamente 5% con respecto a 2019, siendo el gas natural el menos afectado (International Energy Agency, 2022).

Actualmente en México para 2021, el gas natural es el combustible más usado para la generación de energía eléctrica. El 72.86% de la generación bruta de energía eléctrica proviene de tecnologías termoeléctricas actuales, estas tecnologías se dividen en 3.96% para las turbinas de gas, 12.14% las turbinas de vapor, 1% la combustión interna y el ciclo combinado con la aportación mayoritaria de energía en esta tecnología con aproximadamente 83.07%.

El Acuerdo de París estableció, debido a la amenaza del cambio climático, mantener el aumento de la temperatura media mundial muy por debajo de los 2 °C, sobre los niveles preindustriales, y proseguir los esfuerzos para limitar este aumento a 1.5 °C, reconociendo que esto reducirá significativamente los riesgos y los impactos del cambio climático (United Nations Framework Convention on Climate Change, 2015).

Por lo tanto, el uso de combustibles no fósiles y la optimización de los procesos de combustión dan como resultado la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero. Dentro de la optimización de los procesos actuales, la combinación de combustibles es un enfoque eficaz para obtener una combustión limpia (Boushaki, Dhué, Selle, Ferret, & Poinsot, 2012). El propósito es aprovechar las características de un combustible altamente térmico, como la capacidad de encender mezclas homogéneas con bajas proporciones de equivalencia y lograr reducir emisiones en los gases de escape debido a una alta eficiencia térmica (Vanblarigan, 1998).

Las turbinas de gas son una excelente opción para la generación de electricidad en períodos de máxima demanda eléctrica, debido a que permiten iniciarse y detenerse, por lo que pueden dar servicio rápidamente según sea necesario, en comparación con otras plantas generadoras de energía, las turbinas de gas funcionan sin problemas y su tiempo de finalización hasta la operación completa es más rápida.

En las turbinas de gas el gas natural es el combustible preferente debido a la alta eficiencia térmica que desarrolla. La mezcla de hidrógeno y gas natural ha alcanzado buenos resultados siendo el combustible

en turbinas de gas, demostrando buenos rendimientos con fracciones moderadas de hidrógeno (Shih & Liu, 2014). Así mismo, se ha comprobado que, a un flujo volumétrico constante, la adición del hidrógeno reduce tanto el flujo másico de la mezcla, como la velocidad de las reacciones químicas, por lo tanto, se reduce significativamente el nivel de emisión de CO con un aumento marginal en la emisión de NOx (Rajpara, Shah, & Banerjee, 2018).

Este trabajo de tesis tiene la finalidad de caracterizar y analizar una simulación basada en el diseño conceptual de una turbina de gas, con el objetivo de evaluar el efecto del uso de mezclas de CH_4/H_2 en la temperatura adiabática de reacción, así como los resultados en las emisiones de gases de efecto invernadero conforme se incrementa está adición de hidrógeno.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La alta demanda energética existente en el mundo ha originado un daño considerable al medio ambiente debido a la emisión de gases de efecto invernadero que se originan por el uso de combustibles fósiles; por lo tanto, la urgencia de encontrar alternativas más limpias para la generación de energía eléctrica. El hidrógeno es el futuro de las energías alternas ya que no genera emisiones y tiene una combustión más eficiente, pero su uso como combustible aún no es viable. La temperatura adiabática representa el valor máximo de temperatura de la llama presente en un proceso de combustión, este parámetro es uno de los más importantes en el análisis energético ya que depende directamente de la composición de las especies involucradas en la reacción de combustión, esto debido a que los mismos componentes dependen de la temperatura. La variación en la composición de las especies reactantes resultará en diferentes valores de temperatura, limitándose por el equilibrio químico de la reacción y las condiciones operativas del proceso. El uso de hidrógeno en combinación con otros combustibles brindará mayor carga energética, y condicionará los valores de temperatura adiabática, sin afectar la resistencia térmica de los materiales actuales, ya que el uso de hidrógeno como combustible sigue siendo una frontera desafiante, dificultando la transición de tecnología hacia la descarbonización de los combustibles, por lo que, es necesario realizar investigaciones y estrategias energéticas que permitan la transición tecnológica hacia el uso de hidrógeno.

JUSTIFICACIÓN

El estudio de la combinación de combustibles como el gas natural con hidrógeno mediante simulación permite encontrar alternativas y directrices en la transición de tecnología actual hacia el uso de fuentes de energía alternas sin la necesidad de hacer modificaciones físicas o mecánicas rigurosas que no sean viables económicamente, con el fin de lograr un mayor rendimiento en la combustión resultando en la disminución en la emisión de gases de efecto invernadero. En búsqueda de soluciones a problemas energéticos, económicos y ambientales.

HIPÓTESIS

Los procesos que utilizan turbinas de gas convencionales pueden operar con hidrógeno sin la necesidad de modificar los materiales de construcción. La combinación del combustible convencional con hidrógeno permite no rebasar la resistencia térmica de los materiales de construcción logrando con ello un beneficio en el desempeño del proceso.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

- Evaluar el efecto en la temperatura adiabática de mezclas CH_4/H_2 en una turbina de gas.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Desarrollar un modelo de simulación en Aspen Plus de una turbina de gas.

2. Validar el modelo de simulación de una turbina de gas, sujeto a la combustión asistida de CH_4 con H_2, en modo de alimentación conjunta.

3. Evaluar la temperatura adiabática en la cámara de combustión, empleando mezclas de CH_4/H_2.

4. Medir las emisiones de efecto invernadero resultantes del uso de mezclas de CH_4/H_2.

ANTECEDENTES

Introducción

La energía eléctrica es el proceso de generación derivado de las fuentes de energía primaria, la mayor parte de la generación en el mundo proviene de centrales eléctricas que utilizan una turbina. En la OCDE, la generación eléctrica ha sido dominada por el gas natural desde el 2017, de igual manera en México, el gas natural es el combustible más usado para la generación de energía eléctrica. Aproximadamente el 72.86% de la generación bruta de energía eléctrica en México proviene de tecnologías termoeléctricas actuales, donde el 3.96% proviene de turbinas de gas.

Las turbinas de gas son equipos que tienen la finalidad de extraer energía proveniente de un proceso de combustión. Estos procesos dependen de la composición del combustible, la composición de los gases de escape, la relación de equivalencia y la temperatura adiabática.

La temperatura de adiabática es la energía liberada en los productos de combustión, a menudo este parámetro se investiga como función del flujo de oxidante y combustible en el proceso. Este parámetro es importante ya que relaciona la eficiencia térmica del proceso.

En todos los procesos de combustión los gases de escape dan como resultado, en mayor o menor medida, monóxidos de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), óxidos de nitrógeno (NOx), además de los hidrocarburos no reaccionados. La medición de los gases de efecto invernadero es importante para contrarrestar la amenaza del cambio climático.

La combinación del hidrógeno con el gas natural aprovecha las características altamente térmicas del hidrógeno, como la capacidad de encender mezclas homogéneas con bajas proporciones de equivalencia, reduciendo las emisiones de gases de escape debido al incremento de la alta eficiencia térmica.

El uso de la mezcla de hidrógeno con gas natural dentro de las turbinas de gas permitirá reducir la cantidad de combustible y aumentar la eficiencia térmica del equipo, este trabajo pretende sintetizar en una simulación el efecto de esta combinación. Por lo que este capítulo aborda el enfoque global, regional y nacional de la producción de energía eléctrica, además de revisar toda la información relevante para analizar los procesos de combustión y su importancia en las turbinas de gas.

Energía Eléctrica

La energía eléctrica es la energía transmitida por electrones en movimiento, y es de suma importancia para los sectores en que se desagrega el consumo final de energía como lo son: transporte, industria, agropecuario, residencial, comercial y público (Sistema de Energía, 2020). Al ser considerada fuente de energía secundaria, la energía eléctrica es el proceso de generación donde se agrupan los productos derivados de las fuentes de energía primaria, aquellos productos captados directamente de la naturaleza (carbón mineral, petróleo, condensados, gas natural, nucleoenergía, hidroenergía, geoenergía, energía eólica, energía solar, bagazo de caña, leña y biogás).

De acuerdo con el "World Energy & Climate Statistics Yearbook 2021" de Enerdata, los referentes a la producción de energía eléctrica en el mundo se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1 Producción de Electricidad por Países, Fuente: https://es.enerdata.net/publicaciones/estadisticas-oferta-y-demanda-energia-mundial.html

Producción de Electricidad [TWh]												
País	**2015**		**2016**		**2017**		**2018**		**2019**		**2020**	
Mundo	**24,347.60**		**25,060.53**		**25,733.60**		**26,738.13**		**27,063.07**		**26,905.64**	
China	1	7,797.56	1	6,217.97	1	6,635.48	1	7,181.80	1	7,519.35	**1**	**7,797.56**
Estados Unidos	2	4,262.46	2	4,322.04	2	4,286.43	2	4,455.44	2	4,400.63	**2**	**4,262.46**
India	3	1,557.10	3	1,449.29	3	1,519.16	3	1,583.22	3	1,596.90	**3**	**1,557.10**
Rusia	4	1,091.54	4	1,090.97	4	1,094.29	4	1,115.09	4	1,125.19	**4**	**1,091.54**
Japón	5	1,011.46	5	1,061.87	5	1,071.20	5	1,057.75	5	1,015.02	**5**	**1,011.46**
Canadá	6	648.36	6	663.81	6	662.97	6	654.40	6	653.30	**6**	**648.36**
Brasil	8	613.98	8	650.45	8	653.72	8	643.16	7	626.33	**7**	**613.98**
Alemania	7	572.49	7	578.89	7	589.40	7	601.37	8	612.08	**8**	**572.49**
Corea del Sur	10	571.00	10	564.18	9	566.88	9	590.11	9	582.24	**9**	**571.00**
Francia	9	532.53	9	562.60	10	561.93	10	581.94	10	571.00	**10**	**532.53**
Arabia Saudita	11	362.83	11	367.64	11	378.29	11	378.15	11	366.75	**11**	**362.83**
Irán	16	322.08	15	339.90	14	338.64	14	335.58	14	331.18	**12**	**322.08**
México	13	321.91	13	320.56	13	322.06	12	333.42	12	325.39	**13**	**321.91**
Reino Unido	14	313.37	12	289.77	12	307.97	13	309.84	13	314.06	**14**	**313.37**

Observamos que China para el año 2020, es el máximo productor de energía eléctrica en el mundo, donde aproximadamente el 60.75% de su producción proviene del uso de carbón, al igual que la India con 70.56%. EE. UU., Rusia y Japón obtienen la mayoría de su producción eléctrica a partir del gas natural con 40.23%, 43.11% y 31.28% respectivamente. La mayor parte de la generación de energía eléctrica en el mundo proviene de centrales eléctricas que utilizan una turbina, cuyo funcionamiento depende de un proceso de combustión previo (IEA, 2020).

Dentro de la OCDE, la generación eléctrica por combustibles fósiles representa el 57.1% mostrando una reducción considerable del uso de carbón, un sólido crecimiento en fuentes renovables y un dominio del gas natural impulsado desde el 2017 (Figura 1).

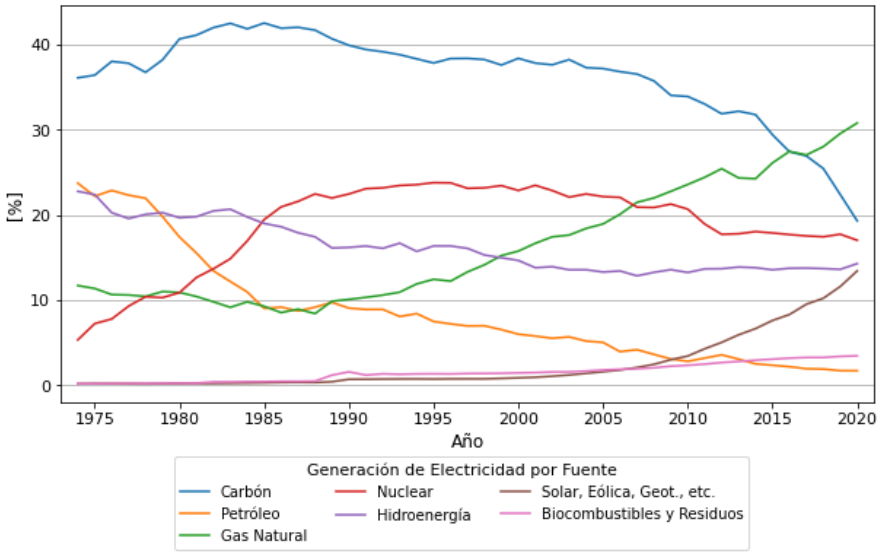

Figura 1. IEA, Participación en la Producción Bruta de Electricidad de la OCDE por Fuente, 1974-2020(parcial), París. https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/share-of-oecd-gross-electricity-production-by-source-1974-2020p

En México a finales de la década de 1990 comenzó un proceso de sustitución de combustibles derivados del petróleo por gas natural para la producción de energía (Figura 2), permitiendo un incremento en la eficiencia de la matriz energética (Secretaría de Energía, 2020). Uno de los factores que permitió la sustitución de la fuente de energía primaria fue el cambio en la tecnología empleada para la producción de electricidad, introduciendo así los ciclos de potencia combinados.

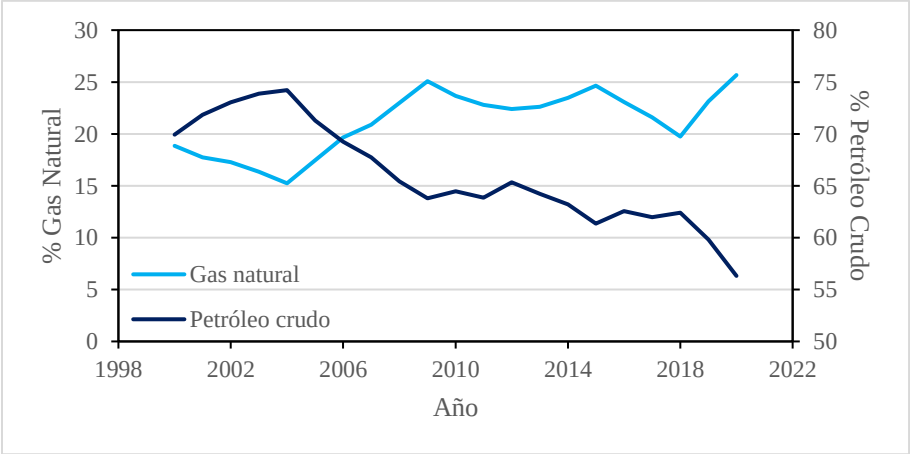

Figura 2. Porcentaje de Gas Natural vs Petróleo Crudo en la Producción de Energía en México. Fuente: Sistema de Información Energética, SENER.

Para 2021, la Comisión Reguladora de Energía de la CFE reportó el consumo de cuatro diferentes combustibles para la generación de electricidad en México (CFE, 2022):

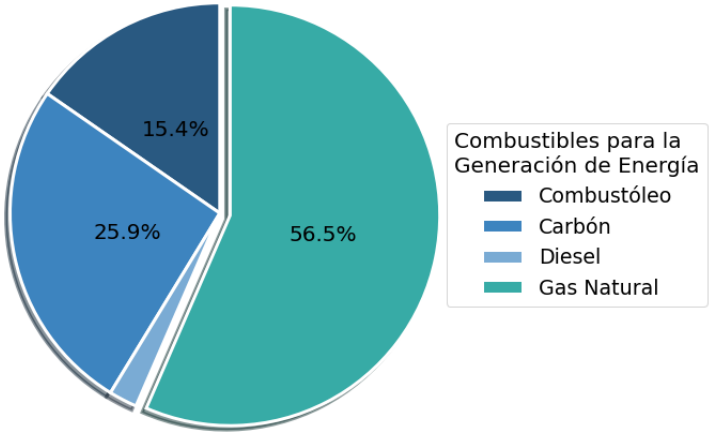

Figura 3. Combustibles para la Generación de Energía. Fuente: https://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=cuadro&cvecua=IIIA1C07

Como lo indica la Figura 3, el gas natural es el combustible más usado en nuestro país ($12{,}205{,}529{,}963\ m^3$) para la generación de energía eléctrica, seguido del carbón y el combustóleo.

En cuanto al consumo final de energía, este se divide en dos: El consumo total no energético y el consumo total energético. Los productos no energéticos como el asfalto, parafinas, lubricantes, azufre y otros derivados del petróleo utilizados como insumos para la producción de bienes componen al consumo no energético total. Actualmente estos productos forman parte de "Pemex Transformación Industrial", por lo que son considerados de autoconsumo. El consumo total energético (toda aquella energía que satisface las necesidades energéticas de la sociedad, así como la combustión en los procesos y actividades económicas) en 2020 representó el 98.89% del consumo final, siendo la energía eléctrica (22.9%) el segundo energético de mayor consumo, solamente después de las gasolinas y naftas, producto de la movilidad diaria. El conjunto de los sectores residencial, comercial y público representaron el 23.54% del consumo final total, la energía eléctrica se desglosa con un consumo del 28.43% en el sector residencial, 36.96% en el sector comercial y 100% del sector público (alumbrado público, y bombeo de agua potable y residual) (Sistema de Energía, 2020).

Los Productores Independientes de Energía (PIE) más la CFE reportan que aproximadamente el 72.86% de la generación bruta de energía eléctrica proviene de tecnologías termoeléctricas actuales. Estas tecnologías se dividen en 3.96% para las turbinas de gas, 12.14% las turbinas de vapor, 1% la

combustión interna y el ciclo combinado con la aportación mayoritaria de energía en esta tecnología con aproximadamente 83.07%. Detallando esta información en relación con las entidades federativas que conforman al país, en 2021, Veracruz es el estado con mayor generación de energía eléctrica con 13.96%, mientras que el estado de Puebla produjo alrededor de 3.70 TWh, lo que lo ubica en el puesto 19 con un porcentaje de aportación del 1.65% (CFE, 2022).

Combustión

Los procesos de combustión, por definición, es la liberación controlada de calor y energía proveniente de la reacción química entre una especie denominada combustible y otra denominada oxidante (Baukal Jr., 2000). Este proceso puede expresarse a través de un análisis estequiométrico, este es un balance general de materia que considera al proceso de combustión como una reacción química idealizada, de manera general, esta reacción puede expresarse como la siguiente ecuación:

$$C_a H_b + \left(a + \frac{b}{4}\right)(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow aCO_2 + \frac{b}{2}H_2O + \left(a + \frac{b}{4}\right)N_2$$

Ecuación 1. Reacción General de Combustión

La liberación de energía del proceso de combustión es usada por motores tanto de combustión interna como de combustión externa. En los motores de combustión interna, los gases de combustión son comprimidos para accionar un generador eléctrico, y los motores de combustión externa utilizan los gases de combustión para calentar agua y así producir vapor que acciona una turbina o generadores de electricidad (Kumar, et al., 2016). Las tecnologías termoeléctricas actuales basan su funcionamiento en procesos de combustión, este proceso es el principal suministrador de energía (Xu, y otros, 2020).

Existen parámetros importantes en el proceso de combustión debido a su amplio uso: la composición del combustible, la composición de los gases de escape, la relación de equivalencia (ϕ) y la temperatura de llama adiabática (Palies, 2020).

Combustibles

Cualquier material que sea una fuente de calor se denomina combustible (Samir, 2023). Estos se clasifican en combustibles fósiles (hidrocarburos), nucleares, químicos (orgánicos) y combustibles para cohetes. En un proceso de combustión, los combustibles fósiles generan grandes cantidades de calor de manera económica, ya que sus procesos de extracción no son tan complejos y se encuentran disponibles (algunos en abundancia) en la naturaleza (Dipak K. S. , 2015).

Los principales combustibles fósiles son el carbón y los derivados del petróleo como el gas natural o combustóleo. La tendencia en el mundo a energías más limpias reduciendo el carbono han permitido que el gas natural tenga una posición estratégica ya que es el combustible fósil de combustión más limpia (Speight, 2020), y tiene menores emisiones contaminantes en comparación con otros combustibles (Kan, Chen, Wu, Chen, & Chen, 2019). Para una cantidad equivalente de calor, la combustión de gas natural produce 45% menos CO_2 que la combustión de carbón (Dipak K. S. , 2015).

La Asociación Nacional de Protección contra el Fuego de Estados Unidos, en el "NFPA 85-2019: Código de Riesgos de Sistemas de Combustión y Calderas", define el gas natural como: "Un combustible gaseoso que se encuentra en la naturaleza y que consiste principalmente en una mezcla de compuestos orgánicos, normalmente metano (CH_4), etano (C_2H_6), propano (C_3H_8) y butano (C_4H_{10})" (NFPA, 2019).

El metano es el componente principal dentro de la mezcla que compone al gas natural, sin embargo, la composición del gas natural comercial puede variar ampliamente, desde un pequeño porcentaje hasta un 18% de otros gases (Petersen, 2007). La presencia de hidrocarburos como etano, propano, butano y pentano pueden influir en el proceso de combustión y más aún en la ignición del gas natural, esto es debido a que el metano tiene energías de enlace más fuertes que las otras especies de hidrocarburos presentes, además de que el radical metilo (principal radical formado por la descomposición del metano) es mucho más estable y no se oxida fácilmente, por lo que el uso del metano en representación del gas natural es conveniente en procesos simulados (Spadaccini & Colket, 1994).

El metano, es uno de los combustibles más estudiados debido a su uso generalizado, a la importancia de sus radicales y especies intermedias, por ser el hidrocarburo más pequeño y por su facilidad de uso en el laboratorio. De manera que la investigación sobre la combustión de metano aún es relevante ya sea para encontrar fenómenos en condiciones inexploradas o para refinar partes específicas de su mecanismo de reacción (Mathieu, Mulvihill, & Petersen, 2019). Incluso en procesos de combustión, si,

la combustión es realizada con metano, este proceso está sujeto a mecanismos de reacción muy complejos que involucran reacciones elementales y numerosas especies diferentes (Stiesch, 2003).

Relación de Equivalencia (ϕ)

Para caracterizar la calidad de la mezcla oxidante-combustible se define el parámetro relación de equivalencia (ϕ), el cual es la relación entre el caudal másico del aire u oxidante y el caudal másico del combustible en la estequiometría ($stoic$) dividido por la misma relación en flujos reales de la reacción considerada (Palies, 2020). Definiéndose de la siguiente manera:

$$\phi = \frac{\left[\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}\right]_{stoic}}{\left[\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}\right]} = \frac{stoic_a}{\left[\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}\right]} \qquad \phi = \frac{\left[\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_f}\right]_{stoic}}{\left[\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_f}\right]} = \frac{stoic_{O_2}}{\left[\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_f}\right]}$$

Ecuación 2. Relación de Equivalencia para Aire y Oxígeno

Uno de los factores que afectan directamente el rendimiento de la combustión es la mezcla de oxidante y combustible, la relación de equivalencia nos indica si existe un exceso ya sea de combustible o de oxidante. Para relaciones $\phi > 1$ siempre representan un exceso de combustible en la mezcla (Combustión rica), de manera que no existe suficiente oxidante para quemar completamente al combustible, por lo que existirán hidrocarburos no reaccionados en los productos de combustión y ningún oxidante, resultando en un bajo rendimiento debido a que no se aprovechó todo el calor disponible. Por el contrario en relaciones $\phi < 1$ se representan un exceso de oxidante en la mezcla (Combustión pobre), lo que indica que existe más oxidante del necesario para consumir completamente al combustible, por lo tanto, habrá un exceso de oxidante en los productos de combustión, lo que nuevamente resulta en el desaprovechamiento del calor disponible, debido a que el oxidante en exceso transporta calor sensible.

Así mismo la manera en que se distribuye la mezcla dentro de la cámara de combustión puede no solo aumentar el rendimiento de la combustión, sino también puede mejorar la economía del combustible y reducir las emisiones contaminantes (Zhou, y otros, 2019). Esta relación es importante debido a que caracteriza varios regímenes de los procesos de combustión.

Temperatura de la Llama Adiabática

La temperatura de la llama adiabática (T_{ad}) es uno de los parámetros más importantes en el análisis energético de la combustión (Jarungthammachote, 2019), debido a que determina el calor de la llama y actúa sobre los mecanismos de formación de contaminantes (Boushaki, et al., 2012).

Puede ser calculada del balance de energía dada por la siguiente ecuación:

$$\left(\sum_i n_i \bar{H}_i(T_{reactivos})\right)_{reactivos} = \left(\sum_j n_j \bar{H}_j(T_{ad})\right)_{productos}$$

Ecuación 3. Balance de Energía para la Temperatura de la Llama Adiabática

Como observamos en la reacción de combustión, la temperatura adiabática es la energía liberada en los productos de combustión. Este es un parámetro teórico, debido a que, en condiciones reales, existen pérdidas de calor por la combustión imperfecta y la radiación de la llama. La temperatura de llama real no es tan alta como la temperatura de llama adiabática, sin embargo, tienen un acercamiento que es prácticamente similar.

En los cálculos de combustión, a menudo se desea conocer la variación de la temperatura con la proporción de oxidante-combustible, por lo tanto, la temperatura de llama se grafica como una función de la relación de equivalencia (Φ).

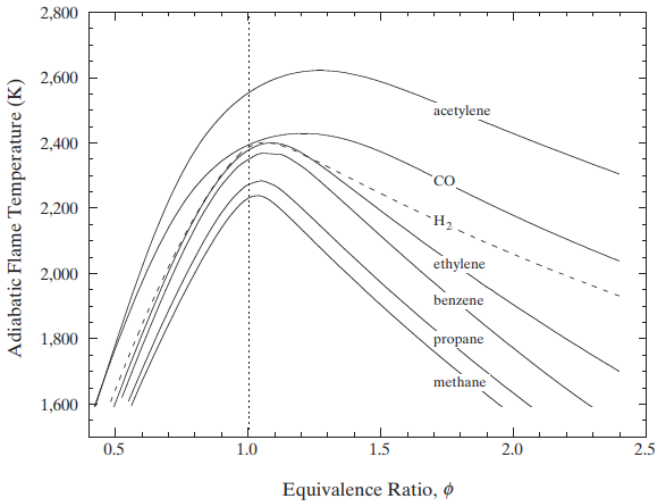

Figure 1.4.3. Adiabatic flame temperature, T_{ad}, as a function of fuel equivalence ratio, ϕ, for several fuel–air mixtures at STP.

Figura 4. Temperatura de Llama Adiabática como función de la relación de equivalencia. Fuente: (Law, 2010) doi:10.1017/cbo9780511754517.003

La Figura 4 muestra diferentes mezclas de aire-combustible a condiciones estándar (STP), como se puede observar la relación de equivalencia (ϕ) es uno de los parámetros más importantes que afecta a la temperatura adiabática, esta alcanza su punto máximo en condiciones estequiométricas ($\phi = 1$) y disminuye en zonas donde la mezcla presenta excedentes de combustible y oxidante (Law, 2010). Dado que la mayoría de los procesos de combustión usan aire como oxidante, es evidente que el principal efecto sobre la temperatura de llama es la relación de equivalencia debido a la presencia de un gran número de moles de nitrógeno.

Este parámetro es uno de los más importantes en el análisis energético de la combustión, debido a que se relaciona con la eficiencia térmica (Jarungthammachote, 2019), y nos permite vislumbrar el calor transferido en el proceso, además de ser un marco de referencia en términos de rendimiento, ya que nos indica si una combustión logra ser completa o no (Okawa, et al., 2021).

Gases de Escape

Dependiendo de la composición del combustible, se determinan los productos de la combustión, así como la cantidad requerida de oxidante para llevar a cabo la reacción (Mikulski & Wierzbicki, 2016). En procesos de escala industrial se usan frecuentemente los hidrocarburos o sus mezclas, de igual manera el aire es el oxidante más utilizado debido a su gran facilidad de obtención.

Retomando la reacción general de combustión dada en por la Ecuación 1, (una combustión completa e idealizada), los productos (Gases de escape) estarían compuestos únicamente por dióxido de carbono (CO_2), agua (H_2O) y nitrógeno molecular (N_2). En el caso de una combustión pobre ($\Phi < 1$) se puede observar oxígeno molecular (O_2). Pero en procesos de combustión reales existen dos principales motivos que impiden la combustión completa:

I. Las reacciones químicas elementales siempre se aproximan a un estado de equilibrio entre las especies químicas (Productos y reactivos), nunca se inclinan completamente en una dirección.
II. Las condiciones de operación del proceso de combustión a menudo no son ideales, como la distribución de la mezcla, el nivel de turbulencia y la temperatura.

El primer motivo es que las reacciones químicas nunca proceden en una sola dirección, de manera que quedará al menos una pequeña cantidad de reactivos que no se han consumido en la reacción. El segundo motivo hace referencia a factores físicos en las condiciones de operación, por ejemplo, el nivel de turbulencia puede impedir que los reactivos entren en contacto, el tiempo suficiente, con el oxidante,

originando una combustión incompleta, al igual que una inadecuada mezcla de combustible-aire o una temperatura de operación deficiente.

Por lo tanto, la extinción de la llama, acompañada de especies no quemadas o parcialmente quemadas, o la formación de productos secundarios, como hollín u óxidos de nitrógeno (Stiesch, 2003). Dando como resultado, compuestos adicionales presentes en los gases de escape como son los monóxidos de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NOx), además de los hidrocarburos remanentes.

El Panel Intergubernamental del Cambio Climático (IPCC) define a los gases de efecto invernadero como el componente gaseoso en la atmosfera (como el vapor de agua, CO_2, CH_4 y NOx), que absorbe y emite radiación en determinadas longitudes de onda del espectro de radiación infrarroja térmica emitida por la superficie de la Tierra, por la propia atmósfera y por las nubes dando lugar al efecto invernadero (IPCC, 2019).

En México, el Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático (INECC) reportó que para el año 2020 se emitieron un total de 415 toneladas métricas equivalentes de dióxido de carbono ($MtCO_2e$) de emisiones de gases de efecto invernadero, donde las emisiones de carbono (CO y CO_2) representan el 98.64%, mientras que las emisiones de CH_4 y NOx fueron de 3.05 y 2.12 MtCO2e respectivamente. Solamente se reportaron 6 sectores, divididos de la siguiente manera:

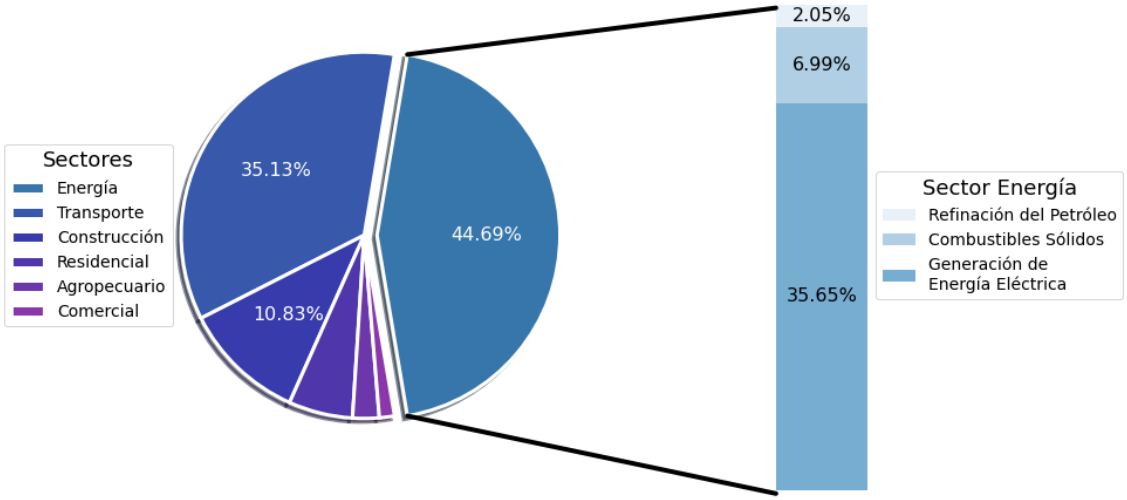

Figura 5. Inventario nacional de emisiones de gases de efecto invernadero (INEGYCEI), INECC. Emisiones de gases de efecto invernadero. https://datos.gob.mx/busca/dataset/inventario-nacional-de-emisiones-de-gases-y-compuestos-de-efecto-invernadero-inegycei

La generación de energía eléctrica es la fuente de mayor emisión con un total de 148 $MtCO_2e$, equivalente al 35.65% del total nacional.

El Acuerdo de París estableció, debido a la amenaza del cambio climático, mantener el aumento de la temperatura media mundial muy por debajo de los 2 °C, sobre los niveles preindustriales, y proseguir los esfuerzos para limitar este aumento a 1.5 °C, reconociendo que esto reducirá significativamente los riesgos y los impactos del cambio climático (United Nations Framework Convention on Climate Change, 2015). En consecuencia, es necesario identificar las opciones que permitan la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero. El uso de energías renovables, energía nuclear, la neutralidad de carbono y la optimización de los procesos actuales son opciones para obtener tecnologías verdes (Lahiani, Melfteh-Wali, Shahbaz, & Vinh Vo, 2021).

Optimización de Procesos de Combustión

La optimización de sistemas térmicos cuya materia prima sea combustibles fósiles o renovables es de suma importancia (Delgado-Torres, 2019). Dentro de los procesos de combustión, es imperativo optimizar las variables que más afectan al proceso, como los reactivos que intervienen en la reacción química, las propiedades físicas y mecánicas de los equipos de combustión, o las emisiones contaminantes.

Intercambiabilidad de Gases

La intercambiabilidad de gases es un subconjunto dentro de la calidad del gas, que garantiza que el gas suministrado quemará de manera segura y eficiente. Actualmente, todos los sistemas de combustión y quemadores están optimizados para tipos y características de combustible específicos (Internartional Gas Union, Petroleum, B., 2011), la medida de intercambiabilidad más común es el Índice de Wobbe (IW). Este índice permite comparar la tasa de producción de energía de combustión de gases combustibles de diferente composición en equipos de combustión. En esencia, si ambos combustibles tienen índices de Wobbe similares, se asume que pueden sustituirse o mezclarse entre sí, sin necesidad de alterar la geometría de los quemadores (Taamallah, et al., 2015).

Como observamos en la Tabla 2, el metano, gas natural e hidrógeno se encuentran dentro del mismo rango. La combinación del hidrógeno con el gas natural extiende el límite operativo pobre de combustión, reducción de temperaturas y, por lo tanto, reducción de emisiones tanto de NO_X y CO_2 – (Hermanns, et al., 2010).

Tabla 2. Índice de Wobbe para Diferente Combustibles. Fuente: Engineering ToolBox, 2003. https://www.engineeringtoolbox.com/wobbe-index-d_421.html

Índice de Wobbe [MJ/Nm^3]		
Combustible	**Inferior**	**Superior**
Hidrógeno	40.64	48.23
Metano	47.92	53.28
Etano	62.47	68.19
Etileno	60.02	63.82
Gas Natural	48.52	53.71
Propano	74.53	81.07
Propileno	71.88	77.04
n-Butano	85.09	92.32
Iso-Butano	84.71	91.96
Butileno-1	82.54	88.46
GLP	79.94	86.84
Acetileno	59.17	61.32
Monóxido de carbono	12.80	12.80

Combustión Asistida

La combustión o ignición asistidas, es el uso de un agente externo para encender mezclas en las cámaras de combustión, con la finalidad de disminuir la energía necesaria para la ignición. Así mismo la combinación de combustibles es un enfoque eficaz para obtener una combustión limpia (Boushaki, et al., 2012), una de las ventajas de tener este tipo de combustión asistida es la disminución en el consumo del combustible, debido a que se tiene un mejor aprovechamiento del poder calorífico de la mezcla, el propósito es aprovechar las características de un combustible altamente térmico, como es la capacidad de encender mezclas homogéneas con bajas proporciones de equivalencia, además de lograr reducir emisiones en los gases de escape debido a una alta eficiencia térmica (Vanblarigan, 1998). Por lo tanto, al usar al hidrógeno como agente externo, este brindará una mayor carga energética en comparación al metano, como se puede observar en las siguientes ecuaciones.

Reacción	Calor de reacción (KJ/mol)	Calor por unidad de masa (KJ/g)
$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$*	-801.9	-50.12
$H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O$**	-241.6	-120.80

*Ecuación 4. Reacción Global de la Oxidación de Metano.**

*Ecuación 5. Reacción Global de la Oxidación de Hidrógeno.***

Existen diferentes procedimientos de ignición en la adición de hidrógeno para sistemas de combustión de los cuales dos sobresalen (Chen, et al., 2015):

1. Modo de Alimentación Conjunta: La alimentación de combustible, aire e hidrógeno suceden de manera simultánea logrando el encendido del combustible para después suspender el flujo de hidrógeno y aumentar las tasas de combustible y aire a una velocidad de flujo constante.
2. Modo de Alimentación de Intercambio: En este método, la cámara de combustión se precalienta usando solo la combustión de hidrógeno, hasta alcanzar la temperatura de ignición del combustible, momento en el que se alimenta el combustible y se suspende la alimentación de hidrógeno.

Turbinas de Gas

Durante la década de los 70 y los primeros años de los 80 se empezó a experimentar con las turbinas de gas para la generación de energía como mecanismo de reserva energética, y no fue hasta la década de los 90 cuando se generó la primer central eléctrica de ciclo combinado utilizando turbinas de gas. Actualmente una sola turbina tiene la capacidad de generar más de 400 MW con eficiencias cercanas al 60% (Breeze, 2019).

Las turbinas de gas (llamadas también turbinas de combustión) son en esencia un motor rotativo que tiene la finalidad de extraer energía proveniente de un flujo de gases de combustión. Los principales equipos (Figura 6) que caracterizan las etapas dentro de una turbina de gas son:

1. Compresor
2. Cámara de Combustión
3. Turbina

El funcionamiento de este equipo es relativamente sencillo, el aire u oxidante es comprimido en la etapa de compresión, actualmente las turbinas de gas utilizan compresores axiales que llegan a comprimir al oxidante en una relación entre 15:1 y 30:1. El oxidante a alta presión ingresa a una o varias cámaras de combustión, donde ocurrirá la mezcla con combustible desatando el proceso de combustión, aumentando la temperatura cerca de los 2000 K. A altas temperaturas óxidos de nitrógeno (NOx) pueden ser formados en condiciones de combustión pobre (Stiesch, 2003). Las emisiones de NOx deben ser controladas con estricto carácter, por lo tanto, las cámaras de combustión presentan diseños adecuados u optimizaciones que ayuden a reducir la producción de estas emisiones. Los gases resultantes entraran a la etapa de la turbina, que es sin duda el componente más importante del equipo,

ya que, al ser un equipo térmico, la eficiencia dependerá completamente de la energía extraída, los gases se encargarán de hacer girar a la turbina, generando así energía en forma de potencia de eje, aire comprimido o empuje y cualquiera de estas combinaciones para impulsar generadores eléctricos (Dipak K. S. , 2015).

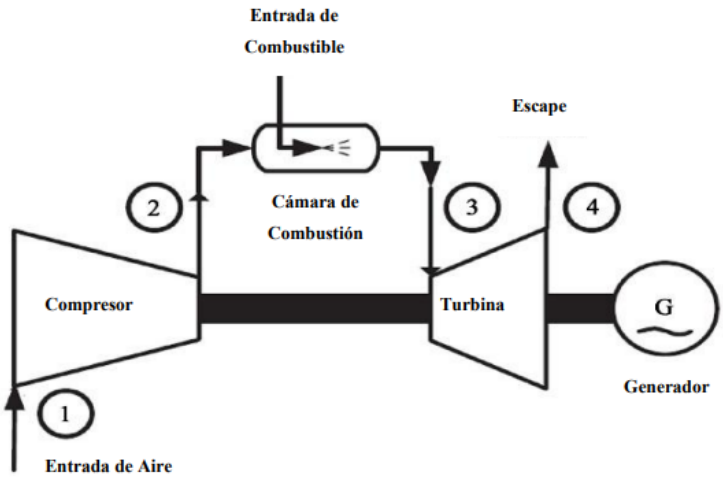

Figura 6. Configuración de Turbinas de Gas. Fuente: http://file.scirp.org/Html/5-2650044_40880.htm

Dentro de las ventajas de las turbinas de gas, es que en comparación con centrales eléctricas convencionales son de tamaño y proporción más pequeño, requieren menos componentes a pesar de ser tecnología sofisticada, son más flexibles en cuanto al uso variado de combustibles líquidos-gaseosos y son ideales para la generación de energía eléctrica en periodos de máxima demanda, además de que tienen bajos costos de mantenimiento (Desideri, 2013). En cuanto a desventajas, son incompatibles con combustibles sólidos y tienen una alta tasa de calor, por lo que la investigación en materiales de alta calidad capaces de soportar un alto límite metalúrgico es de gran importancia (Tahan, et al., 2017).

Las turbinas de gas dependen mucho del combustible seleccionado, ya que este debe está libre de impurezas para evitar su adherencia a los álabes de la turbina. El gas natural permite eficiencias térmicas altas en las turbinas de gas, derivando en mayor potencia de salida, por lo que es el combustible preferido en estos equipos. El simple cambio por otro combustible diferente al gas natural podría causar anomalías en la operación, estas podrían ser erradicadas con diferentes modificación aplicadas en la propia turbina de gas (Neilson, 1998).

Actualmente, las aplicaciones más avanzadas son la introducción generalizada de algunos aditivos y sus combinaciones para controlar la formación de emisiones (Duan, et al., 2020).

Combustión Asistida por Hidrógeno en Turbinas de Gas

El hidrógeno es considerado como uno de los combustibles alternativos más prometedores para el futuro, ofrece altas velocidades de llama, sin emisiones de CO_2 y NOx, y un amplio rango de inflamabilidad. La mayoría de las configuraciones consideran la mezcla de hidrógeno con gas natural a través de la tecnología de celdas de combustible, pero existe la posibilidad de combinar a los dos combustibles eliminando la necesidad de un subsistema adicional, a condición de que la cantidad de hidrógeno sea mucho menor que la del gas natural en el proceso de combustión (Arsalis, 2019). Las turbinas de gas son equipos bien establecidos para gases con muy bajo contenido de hidrógeno, pero su operación sigue siendo una frontera desafiante. Los combustores son el único componente de las turbinas de gas que requiere un gran esfuerzo de rediseño, debido a las características del combustible (Cappelletti & Martelli, 2017).

La mezcla de hidrógeno y metano no presenta riesgo en equipos como las cámaras de combustión dentro de las turbinas de gas, además de que, si se necesitan modificaciones, estas serían mínimas (de Santoli, Paiolo, & Lo Basso, 2017). La adición de hidrógeno permite que las turbinas de gas operen con una relación de equivalencia comparativamente baja siempre y cuando la capacidad térmica de los materiales de la turbina lo permita, resultando en la necesidad de minimizar el flujo másico del combustible y así maximizar su rendimiento (Prade, 2013). Además, con mínimas cantidades de hidrógeno (4%) se obtiene una reducción en emisiones de CO en un 30%, aumentando el porcentaje se reduce sustancialmente las emisiones de CO_2 debido a la disminución del peso de los hidrocarburos (Juste, 2006). Una investigación operó exitosamente una turbina de gas con hidrógeno y metano alternativamente. No requirió cambios mecánicos, solamente modificaciones mínimas en el software del controlador de arranque. Demostrando que el hidrógeno se quema a temperaturas más bajas conservando la misma potencia de salida, aumentando la vida útil de la turbina, considerando siempre los diferentes comportamientos en la relación de temperatura de la turbina (Funke, Keinz, Börner, Hendrick, & Elsing, 2016).

La temperatura de llama adiabática es importante en el desempeño de la turbina de gas, este parámetro cambia dependiendo de la composición del combustible, por lo que, al incluir una mezcla, el mecanismo de reacción presente en la combustión cambia, resultando en una composición completamente diferente en los gases de escape, se espera que este trabajo de investigación de como resultado que el uso de una mezcla de hidrógeno y metano, la temperatura mantenga un aumento mínimo proporcional al porcentaje de hidrógeno sustituido en la mezcla.

METODOLOGÍA

Introducción

Para el cumplimiento del primer objetivo, se desarrollará la modelación de una turbina de gas, a partir de lo reportado por (Li & Weng, 2011). Para desarrollar la simulación se seleccionará como modelo termodinámico el modelo NRTL, debido principalmente a la composición de los productos de formación en las reacciones químicas, tanto para el metano en equilibrio con el aire, así como de las mezclas de metano, hidrógeno y aire.

La simulación de la turbina de gas se divide conforme al diseño conceptual de cada una de las etapas que describen los fenómenos del equipo, identificándose los siguientes equipos:

1. Cámara de combustión
2. Intercambiadores de Calor
3. Turbina de Gas

Así mismo se describen los parámetros monitoreados, en base a las variables analizadas en el caso base, estos parámetros permitirán realizar la validación del modelo de simulación realizado, esta validación se realiza en dos etapas:

1. Validación del proceso de combustión.
2. Validación de la turbina.

Desarrollo de Modelo de Simulación en Aspen Plus

Selección de Trabajo Base

Las investigaciones de turbinas de gas y su influencia para la generación de energía eléctrica ha sido simulada de manera individual o su presencia en ciclos de potencia. Como caso base se ha seleccionado el trabajo experimental reportado por el Journal of Power Sorches (Li & Weng, 2011), donde se observa un sistema híbrido de turbina de gas, en esta investigación se realiza un análisis de flexibilidad cuando el sistema es alimentado con diferentes combustibles: Metano (Combustible de diseño), etanol e hidrógeno. Los datos experimentales son obtenidos a partir de modelos de simulación definidos matemáticamente.

El sistema híbrido está conformado por un sistema de turbina de gas, un subsistema de celdas de combustible de óxido sólido (SOFC), intercambiadores de calor y una cámara de combustión. Para este trabajo de tesis solo es considerado el sistema de la turbina de gas, por lo que la energía generada por el subsistema SOFC no es considerada (Figura 7).

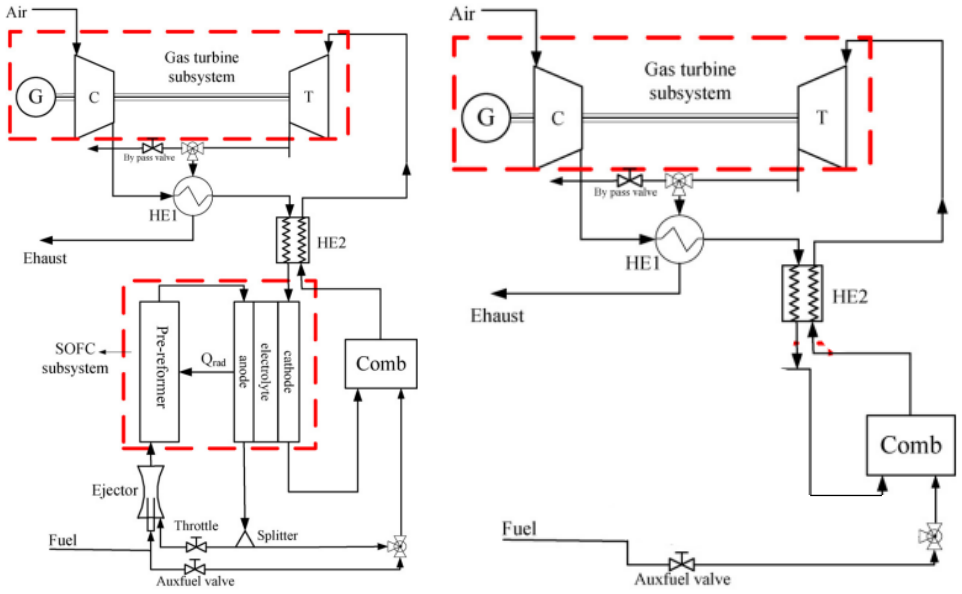

Figura 7. Configuración con el sistema híbrido y sin el sistema híbrido. Fuente: (Li & Weng, Performance study of a solid oxide fuel cell and gas turbine hybrid system designed for methane operating with non-designed fuels, 2011)

La energía generada de la turbina proviene de la generada por los gases resultantes de la cámara de combustión. La temperatura y presión a la entrada de la cámara de combustión es de 1285 K y 3.18 bar, respectivamente. El aire obtiene esta presión debido a su ingreso al compresor y las temperaturas son alcanzada por los intercambiadores de calor.

Modelo Termodinámico

El modelo termodinámico seleccionado está basado, principalmente en la composición de los productos de combustión de la reacción de metano en equilibrio adiabático.

En temperaturas de llama adiabática típicas en combustibles de hidrocarburos ($\sim 2000\,K$), existen cantidades sustanciales de CO y H_2, y en menor medida especies de radicales libres importantes como H^+, O^-, y $OH\cdot$, en equilibrio con los productos de combustión (CO_2 y H_2O) (Westbrook & Dryer, 1981). Por lo tanto, se cuenta con una mezcla de gases polares no electrolíticos, con presiones menores a 10 bar dentro del proceso.

De acuerdo a (Carlson, 1996), siguiendo su árbol de decisión para la elección de modelos termodinámicos, se identifica que las "Ecuaciones de Estado" son más apropiadas para fluidos y/o mezclas no polares, debido a que solo incluyen fuerzas de interacción entre este tipo de moléculas, descartando por completo las moléculas polares y los iones resultantes de la cadena de reacción.

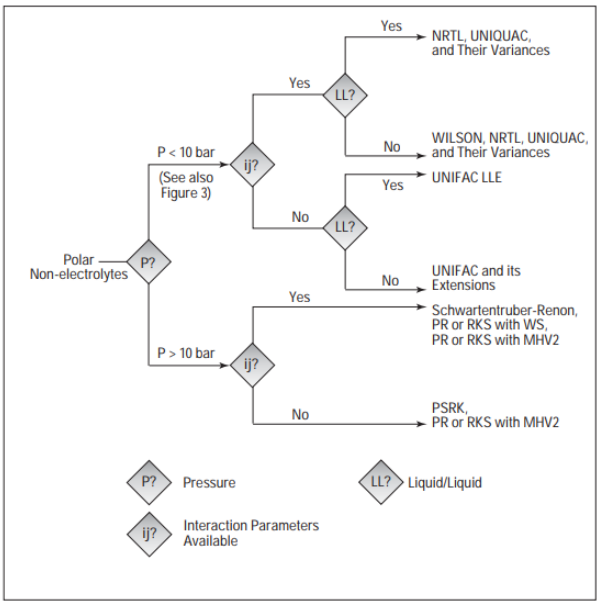

Figura 8. Extracto Árbol de decisión.
(Carlson, 1996) ASPEN PLUS User Guide, Vol.1, Release 9, Aspen Technology, In., Cambridg, MA (1995).

Por su parte, los modelos basados en "Coeficientes de Actividad" son implementados en procesos con presiones bajas o medias (P<10 bar), debido al cálculo de las interacciones de los componentes representados por el exceso de energía libre de Gibbs. Se obtienen mejores resultados utilizando los parámetros binarios de Wilson, NRTL o UNIQUAC. Concluyendo en la utilización del método NRTL, debido a su interacción con iones y mezclas polares.

Diseño Conceptual de Cada Etapa de la Turbina

Para la modelación de la turbina de gas se realizará el diseño conceptual de cada una de las etapas que describen los fenómenos del equipo, identificándose tres etapas: compresión, reacción y expansión o generación de trabajo.

Cámara de Combustión

El estudio considera que, dentro de la cámara de combustión, todos los combustibles pueden oxidarse por completo. Teniendo las siguientes reacciones químicas:

$$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O + \Delta H_{rxn,CH_4}$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 = H_2O + \Delta H_{rxn,H_2}$$

Ecuación 6. Reacciones Químicas Reportadas

La temperatura de los gases de resultantes de la combustión (T_P) son calculados con un balance de energía en la cámara de combustión. Esta etapa es fundamental en la validación de la simulación, debido a que la temperatura de llama adiabática es producto del proceso de combustión.

Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores de calor presentes en las etapas del experimento son simulados con base en el método $\epsilon - NT$, donde un proceso iterativo evalúa la temperatura de salida, basado en el cálculo de los calores específicos promedio de ambos fluidos (fríos y calientes) (Kays & Louis, 1998).

Turbina de Gas

El experimento es realizado con un sistema "Capstone C30 MicroTurbine", que es un generador compacto que proporciona hasta 30 kW de energía eléctrica neta. Esta microturbina de gas está equipada con un compresor centrífugo y una turbina radical de un solo eje.

Se indican las ecuaciones termodinámicas estándar para la relación entrada-salida del fluido de trabajo en función de la presión y la eficiencia isentrópica (Tabla 3). Tambien se resumen los principales parámetros de la "Capstone C30" en la Tabla 4. Una de las consideraciones más importantes es que se desprecia las pérdidas de presión y calor del sistema.

Tabla 3. Ecuaciones Termodinámicas "Clapstone C30". Fuente: Y. Li, Y. Weng / Journal of Power Sources 196 (2011) 3824–3835

Ecuaciones termodinámicas para modelos de compresores y turbinas	
Presión de salida del compresor	$P_{out} = \varepsilon P_{in}$
Temperatura de salida del compresor	$T_{c,out} = T_{c,in} + T_{c,in}\left(\frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}-1}{\eta_c}\right)$
Potencia consumida por el compresor	$W_C = 4.18 C_P G_k T_{C,in}\left(\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1}{\eta_c}\right)$
Temperatura de salida de la turbina	$T_{t,out} = T_{t,in}\left(\frac{P_{t,out}}{P_{t,in}}\right)^{\frac{K_T-1}{K_T}}$
Potencia de salida de la turbina	$W_C = 4.18 C_{P,R} G_T T_{t,in}\left[1 - \left(\frac{P_{t,out}}{P_{t,in}}\right)^{\frac{K_T-1}{K_T}}\right]\eta_t$

Tabla 4. Principales Parámetros "Capstone C30". Fuente: Y. Li, Y. Weng / Journal of Power Sources 196 (2011) 3824–3835

Parámetros de la microturbina "Capstone C30" en el punto de diseño	
Parámetros	**Valor**
Relación de Presión	3.2
Eficiencia isoentrópica del compresor	80%
Flujo de aire	0.31 $kg\ s^{-1}$
Flujo de combustible	0.0024 $kg\ s^{-1}$
Temperatura de entrada de la turbina	1173 K
Eficiencia isoentrópica de turbina	90%
Temperatura de salida de la turbina	548 K
Presión de salida de la turbina	103 KPa
Efectividad del recuperador	90%
Energía eléctrica generada	30 kW
Eficiencia eléctrica	26%

Así mismo, estos valores de diseño son validados con lo reportado por (Sannino & Gimelli , 2017). La eficiencia del generador en el experimento se asume constante, por lo tanto, la potencia de salida del proceso se calcula mediante:

$$W_{GT} = \eta_{gen}(\eta_t W_t - W_c)$$

Ecuación 7. Eficiencia del Generador

Esta etapa es validada con la información reportada en el artículo (Li & Weng, 2011).

Parámetros Monitoreados

Las variables analizadas en el caso base (Li & Weng, 2011) son los cambios de temperatura (K) y presión (bar) desarrollados en todo el proceso, la tasa de flujo de gases (flujo másico) y la potencia de salida (kW) para los diferentes combustibles que integran al experimento. De igual manera se monitorean parámetros como la relación de equivalencia, la temperatura de llama adiabática y los productos de combustión.

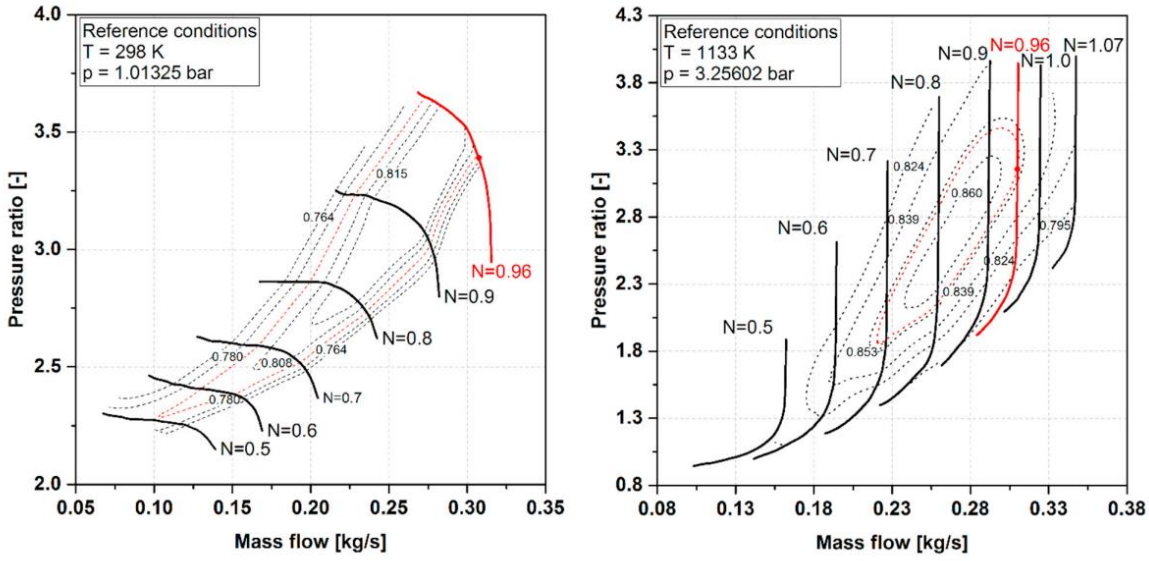

Figura 9. Mapas de Operación del Compresor (Izquierda) y de la turbina (Derecha) Capstone C30. Fuente: (Sannino & Gimelli , 2017)

Para caracterizar al proceso dentro de la simulación, es necesario otorgarle información específica a la turbina, esta información se obtiene de los mapas de operación (Figura 9), de manera que se sintetizaron

las curvas de desempeño para las etapas de compresión y expansión, estas curvas se presentan a continuación:

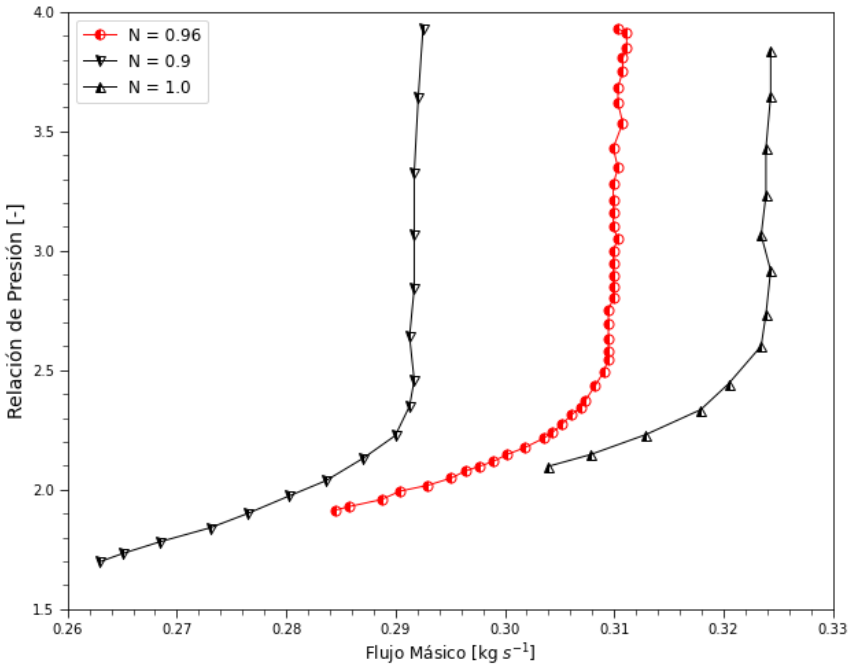

Figura 10. Curvas de Operación de la Turbina

Esta Figura 10 representa los límites de operación de la turbina, y describe la relación de aire-combustible ingresado a la turbina y el trabajo desarrollado en función de la presión a partir de las revoluciones por minuto dentro de la operación. La línea roja representa los valores a la velocidad de operación en el punto de diseño (96000 rpm). Diferentes investigaciones demuestran que el diseño preferido para la operación se encuentra en este rango como lo demuestra (Sannino & Gimelli , 2017) y (Bakalis & Stamatis, 2013).

Esta curva característica está representada por el siguiente modelo matemático:

$$f(x) = a \cdot x^3 + b \cdot x^2 + c \cdot x + d$$

$$Coeficients\ (with\ 99.57\%\ confidence\ bounds)$$

$$a = 6.257E^{+05}$$
$$b = -5.553E^{+05}$$
$$c = 1.643E^{+05}$$
$$d = -1.619E^{+04}$$

Ecuación 8. Modelo Matemático de la Curva Característica.

Las condiciones operativas como las proporciones de flujo, temperatura y presión serán tomadas de lo reportado por el mismo artículo del caso base. La validación del modelo de simulación se realiza en dos etapas:

1. Validación del proceso de combustión.
2. Validación de la turbina.

Para la validación de cada una de las etapas se realizan diferentes análisis de sensibilidad, para la primera, se monitorea la relación de equivalencia para encontrar la temperatura de llama adiabática, así mismo se verifica la distribución de los componentes de descarga a esa misma temperatura reportada. En la validación de la turbina se desarrolla la curva de desempeño de la turbina variando los flujos de gases y la potencia de salida, para ser comparada con la encontrada en el trabajo experimental.

RESULTADOS

Introducción

En este capítulo se presentan los resultados de la validación del modelo de simulación, desarrollándose en dos etapas: Validación del proceso de combustión y la validación de la turbina.

Para la validación del proceso de combustión se comparó los componentes de descarga y la temperatura de llama adiabática. Para la validación de la turbina se compararon los resultados con los mapas de operación de la turbina. Todas las validaciones fueron realizadas mediante análisis de sensibilidad y módulos de cálculo para la relación de equivalencia (ϕ).

Una vez validada la simulación se evaluaron las siguientes variables:

1. Emisiones de Hidrocarburos
2. Emisiones de Monóxido de Carbono (CO)
3. Emisiones de Dióxido de Carbono (CO_2)
4. Emisiones de Óxidos de Nitrógeno (NO_x)
5. Temperatura Adiabática de las Mezclas
6. Eficiencia Térmica de las Mezclas en la Turbina

Realizando en cada análisis el uso de mezclas de CH_4/H_2, variando la proporción en un rango del 5% a 40% de hidrógeno con incrementos de 5%. Se compararon los resultados con lo reportado en la literatura.

Validación del Modelo de Simulación

El modelo de simulación desarrollado en el software Aspen Plus V8.8 (34.0.0.110) de Aspen Technology, Inc. El cual nos otorga un entorno fácil de utilizar donde podemos graficar diagramas de flujos que representen cada etapa característica de los procesos a desarrollar, además de ser una herramienta de cómputo completa, ya que cuenta con suficientes bases de datos incluyendo "NIST Standard Reference Database 103b: NIST Thermodata Engine Version 7.1."

Como se mencionó previamente, la validación de la simulación se desarrolla en dos etapas:

1. Validación del proceso de combustión.
2. Validación de la turbina.

La validación de estas etapas nos brindará la certidumbre de que el trabajo realizado en la simulación es apropiado una vez que sea comparado con lo reportado en la literatura.

Validación del Proceso de Combustión

Las reacciones químicas de todo el proceso fueron validadas mediante la comparación de lo simulado y lo reportado en la literatura. La cámara de combustión debe realizar su función procurando una combustión limpia, de manera que la mezcla de los gases sea homogénea. Un reactor de tanque agitado mantiene las características ideales de una cámara de combustión, por lo que, dentro de la simulación, el reactor de tanque agitado representa la cámara de combustión de caso base, reportado en el trabajo experimental (Li & Weng, 2011). Se ocupa un mezclador, debido a que el aire proviene de un proceso de compresión previo. Igualmente se usa un intercambiador de calor que elevará la temperatura a $849\ K$ para caracterizar las condiciones de entrada de la cámara de combustión.

Tabla 5. Variables de Operación del Proceso de Combustión

Variables de Operación.		
	Intercambiador de Calor	**Reactor Tanque Agitado**
Tipo	-	Adiabático
Temperatura $[K]$	849	1175.54
Presión $[bar]$	3	3.18
Caída de Presión	0.23	-

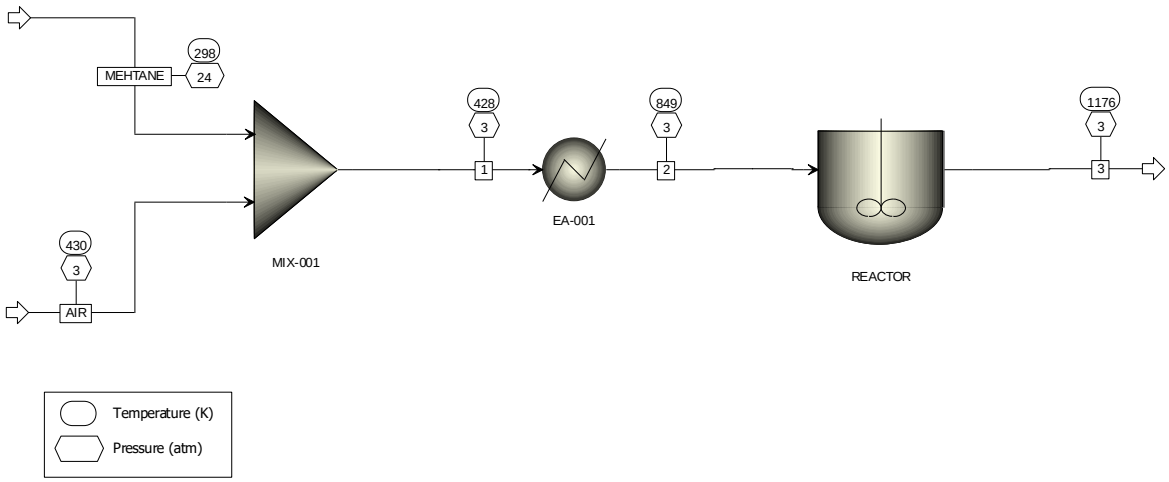

Figura 11. Diagrama de Flujo del Proceso de Combustión

La Figura 11 es el diagrama de flujo que representa la caracterización del proceso de combustión en la simulación. Además, la Tabla 5 muestra las variables de operación de cada uno de los equipos involucrados en esta simulación.

Se realizaron módulos de cálculo y análisis de sensibilidad donde observamos la variación de la temperatura de reacción, analizando los componentes de descarga para cada valor de temperatura. De igual manera los flujos de aire y combustible serán modificados en función de la temperatura, con la finalidad de obtener los valores del parámetro ϕ. La curva resultante y los componentes de descarga serán comparados con los datos reportados por (Baukal Jr., 2000).

Comparación de la Distribución de Componentes de Descarga a esa Misma Temperatura de Llama Adiabática

Los resultados referentes a los componentes de descarga y la temperatura de llama adiabática se muestran en la Tabla 6 en conjunto con lo reportado por (Baukal Jr., 2000).

Como se puede observar, los componentes de descarga son todas aquellas moléculas estables que intervinieron en el desarrollo de la reacción, así como la formación de radicales tales como el hidrógeno monoatómico (H), oxígeno monoatómico (O), el grupo hidroxilo (OH), y aunque no se encuentra presente a esta temperatura pero que podría desarrollarse a temperatura más elevadas el radical hidroperoxilo (HO_2). Al ser una reacción con aire observamos la formación de componentes

contaminantes tales como el óxido de nitrógeno (NO), monóxido de carbono (CO) y dióxido de carbono (CO_2), todos estos compuestos serán monitoreados más adelante.

La simulación nos otorga composiciones similares a las reportadas, teniendo un margen de error entre el 0.01% y el 0.1%.

Tabla 6. Resultados Distribución de los Componentes de Descarga

	(Baukal Jr., 2000)	**(Simulación, 2022)**
Air Temp. $[K]$	**298**	**298**
Flame Temp. $[K]$	**2225**	**2225**
$\boldsymbol{CO}$	0.00893	0.00892
$\boldsymbol{CO_2}$	0.08439	0.08540
$\boldsymbol{H}$	0.00039	0.00039
$\boldsymbol{HO_2}$	0.00000	0.00000
$\boldsymbol{H_2}$	0.00361	0.00363
$\boldsymbol{H_2O_{(g)}}$	0.18338	0.18335
$\boldsymbol{NO}$	0.00197	0.00198
$\boldsymbol{N_2}$	0.70866	0.70865
$\boldsymbol{O}$	0.00021	0.00021
$\boldsymbol{OH}$	0.00291	0.00293
$\boldsymbol{O_2}$	0.00455	0.00454
Enthalpy, $\boldsymbol{H}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	**-2.58E+02**	**0.150**
Density, $\boldsymbol{\rho}$ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	**-2.56E+02**	**0.150**

Comparación Gráfica de la Llama Adiabática

La energía liberada en los componentes de descarga se ve reflejada en la Figura 12. Donde podemos observar los cálculos realizados por el simulador dados por la Ecuación 2 que calcula la relación de equivalencia en función de los flujo de aire y combustible.

Como ya fue explicado, los valores pueden dividirse en dos intervalos, cuando $\phi > 1$ y cuando $\phi < 1$. En la zona de combustión pobre ($\phi < 1$) podemos observar un valor del coeficiente de correlación de $R^2 = 97.29\ \%$, este resultado demuestra que el simulador nos predice valores similares cuando el proceso se encuentra con exceso de aire, mientras que en la zona de combustión rica ($\phi > 1$) obtenemos un valor de $R^2 = 94.85\ \%$, esto es debido a que la curvatura en el intervalo de $1.0 < \phi <$

2.0 se encuentra por encima de la línea correspondiente a los valores reportados en literatura y cuando el intervalo es de $2.0 < \phi < 3.5$, los valores generados por la simulación se encuentran por debajo. Esta desviación es generada por la falta de aire y la cantidad de calor latente en el combustible calculado por el simulador, obteniendo valores más altos en el primer intervalo y disminuyendo considerablemente en el segundo intervalo.

El valor de R^2 es obtenido a partir de la siguiente ecuación:

$$R^2 = \frac{\sum_{n=1}^{N}(y_n - \bar{y})^2 - \sum_{n=1}^{N}(y_n - \hat{y}_n)^2}{\sum_{n=1}^{N}(y_n - \bar{y})^2}$$

Ecuación 9. Coeficiente de Correlación

Donde y es el valor resultante de la simulación, $\hat{y}$ es el valor reportado en la literatura y $\bar{y}$ es la media aritmética de estos mismo valores.

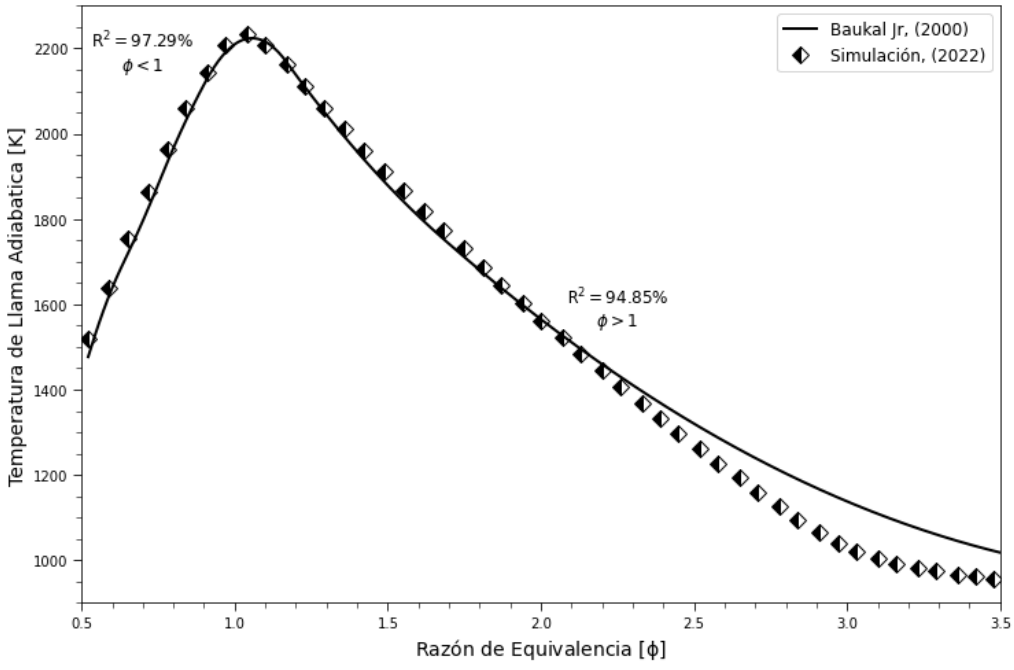

Figura 12. Validación del Proceso de Combustión (Temperatura de Llama Adiabática vs Relación de Equivalencia)

Validación de la Turbina

Existe una amplia gama de parámetros clave de diseño dentro de las turbinas para investigar, tal y como lo hace (Rahbar, Mahmoud, & Al-Dadah, 2016), donde desarrolla una metodología eficaz para analizar los efectos de estos parámetros sobre el rendimiento general de la turbina en términos de potencia de salida y eficiencia. Exponen que la potencia y eficiencia aumentan a medida que aumentan las tasas de flujo másico, demostrando la importancia de este parámetro.

Para la validación de la turbina, se simuló inicialmente las condiciones del experimento (Li & Weng, 2011).

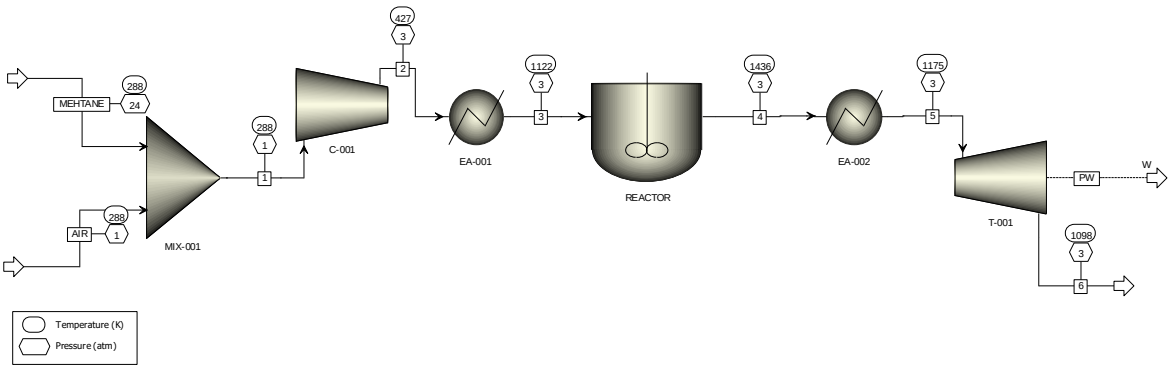

Figura 13. Diagrama de Flujo de la Turbina de Gas

Tabla 7. Condiciones de Entrada de la Turbina

Condiciones de Entrada de la Turbina:	
Flujo másico de aire	$0.31\,\frac{kg}{s}$
Flujo másico de combustible	$0.0024\,\frac{kg}{s}$
Temperatura de entrada	$1173\ K$
Presión de entrada	$3.14\ bar$

La Figura 13 representa las condiciones reportadas por el experimento de (Li & Weng, 2011) y la Tabla 7 indica las condiciones a la entrada de la turbina, como podemos observar la temperatura de entrada tiene que encontrarse lo más cercano a la temperatura de entrada de diseño, por lo tanto, el intercambiador de calor previo a la turbina tiene la función de adecuar la temperatura de la corriente para obtener mayores valores de eficiencia. De acuerdo (Sannino & Gimelli , 2017) los valores de la temperatura de entrada se definen como un rango de restricción donde se encuentre el valor de la

temperatura de entrada de diseño, este rango aceptable permitirá lograr los objetivos tanto de eficiencia como de potencia. Al igual que el proceso de combustión, en esta etapa se programaron análisis de sensibilidad donde observamos la variación del flujo másico analizando la variación en la relación de presión a las revoluciones de operación obteniendo así una curva que sea función del flujo másico y que será comparada con los mapas de desempeño reportados por (Li & Weng, 2011) y (Akbari, 2003).

La Figura 14 compara el mapa de desempeño con la simulación de la turbina en dos escenarios: Con y sin la curva característica de operación de la turbina, con el objetivo de mejorar el desempeño desarrollado por la turbina dentro de la simulación. En el primer escenario existe un comportamiento lineal en cuanto a la relación de presión desarrollada por la turbina, se observa claramente una desviación considerable, debido a que, en esta configuración, la simulación realiza los cálculos del proceso de manera ideal, sin considerar variables como las eficiencias politrópicas y mecánicas de la etapa de compresión, así como las eficiencias isoentrópica y mecánica de la turbina. Se obtuvo un coeficiente de correlación de $R^2 = 80.68\ \%$ en el intervalo de flujo másico (0.284 kg s^{-1} - 0.312 kg s^{-1}), como se observa en el área sombreada, que corresponde a los valores entre la línea desarrollada por la simulación y la curva de operación.

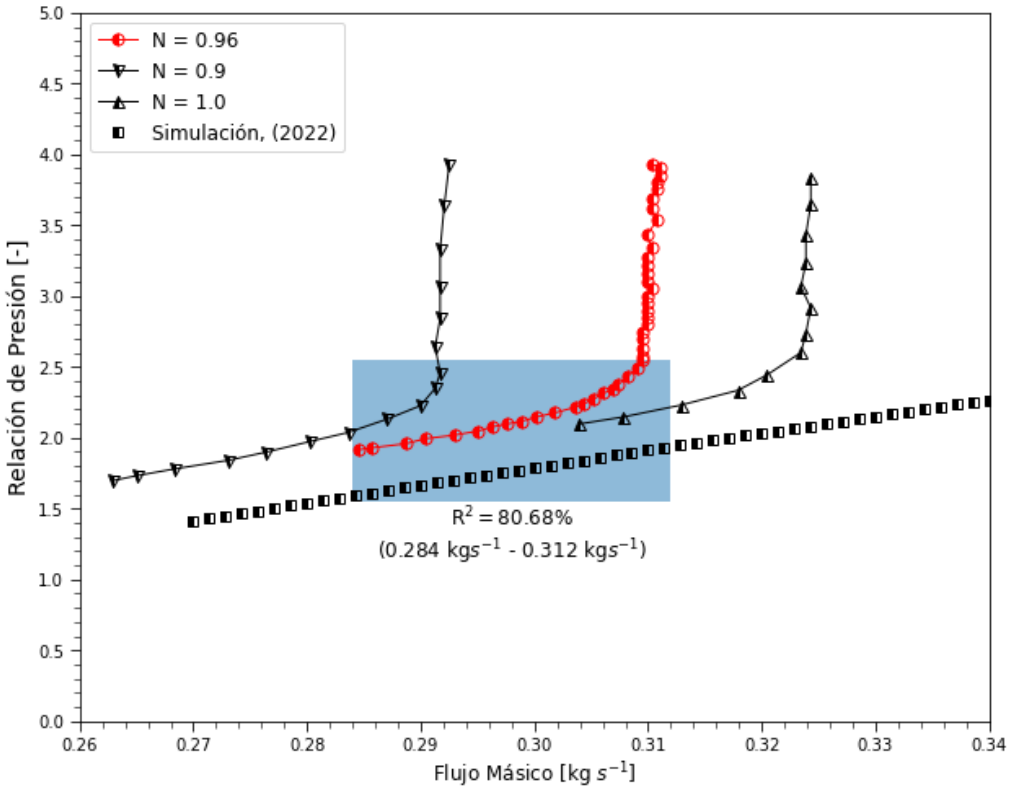

Figura 14. Desempeño de la Turbina sin la Curva Característica

Una vez añadida la curva característica a la configuración de la turbina en el simulador, observamos en la Figura 15 que la relación de presión en función del flujo másico tiene un comportamiento polinomial, y se encuentra más cercano a las condiciones de diseño (línea roja).

Si bien estos valores podrían considerarse inadecuados debido a que gráficamente no se superponen con los valores reportados por la literatura, la desviación de estos valores en comparación a los anteriores resultados es menor, obteniendo así un valor en el coeficiente de correlación de $R^2 =$ 92.66 %, en el intervalo de flujo másico con valores de (0.284 kg s^{-1} - 0.312 kg s^{-1}), cuyo intervalo es considerado como óptimo de operación (Sannino & Gimelli , 2017).

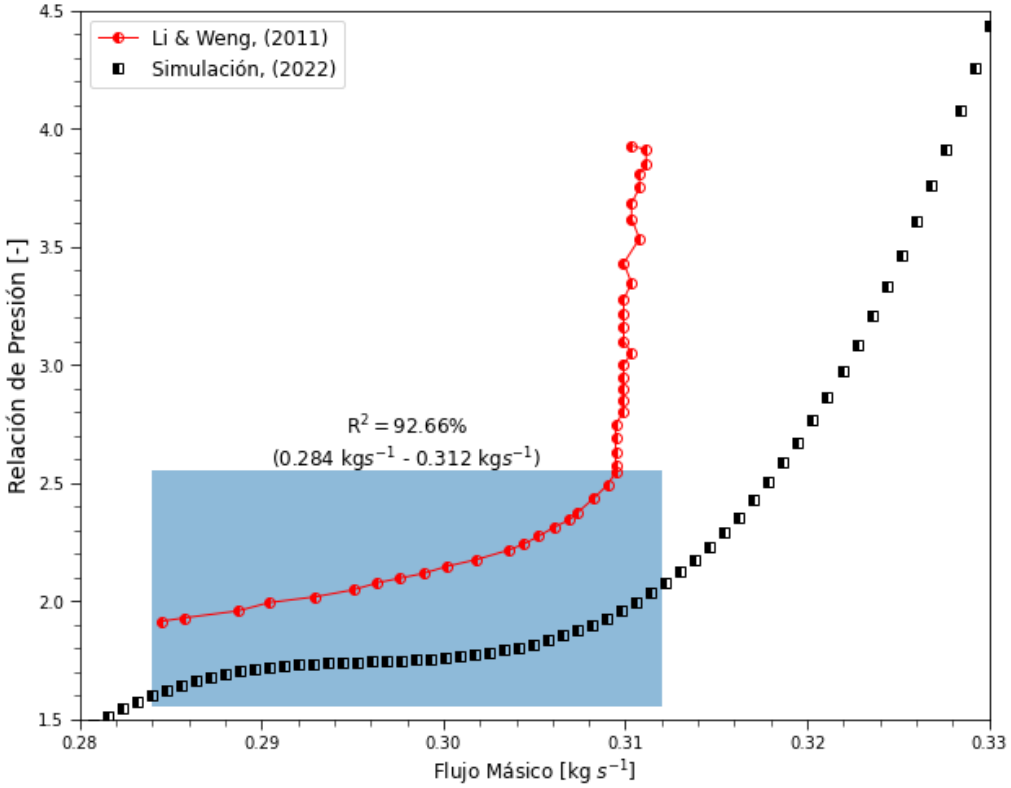

Figura 15. Desempeño de la Turbina con la Curva Característica

Simulación Completa del Caso Base

Una vez validada cada una de las etapas de la simulación, se desarrolló el diagrama de flujo de la turbina de gas mostrado en la Figura 16 que representa la simulación del experimento realizado por (Li & Weng, 2011). El diseño conceptual de cada una de las etapas es el mismo que los reportados en el experimento. Siendo el caso base en la combustión de metano y en el cual se realizarán los análisis de las mezclas de metano con hidrógeno (CH_4/H_2).

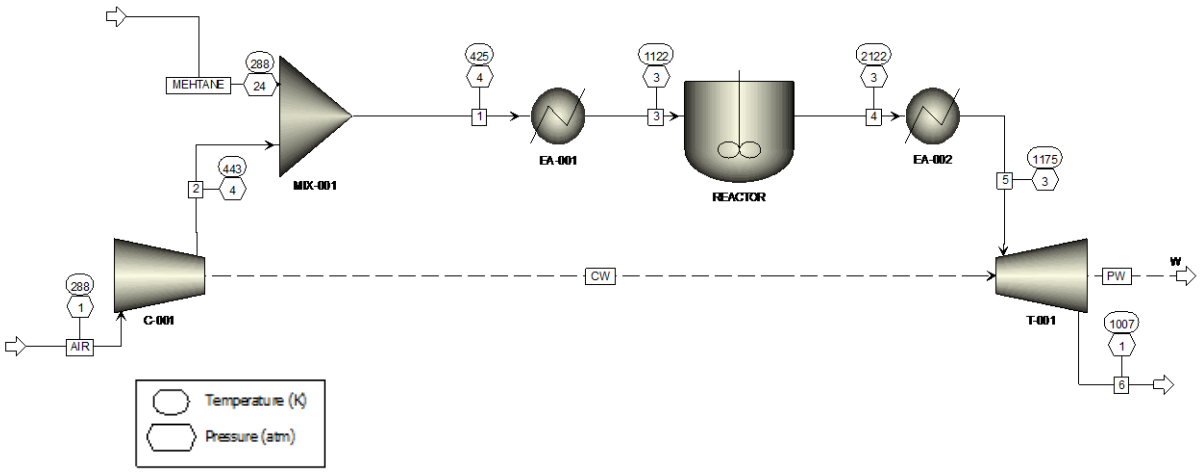

Figura 16. Diagrama de Flujo de Proceso de la Simulación Completa

Empleando Mezclas de CH_4/H_2.

Como se ha descrito con anterioridad, sobresalen dos procedimientos para la adición de hidrógeno en sistemas de combustión:

1. Modo de Alimentación Conjunta
2. Modo de Alimentación de Intercambio

En este trabajo de tesis se optó por el modo de alimentación conjunta debido a que el proceso de ignición inicia una vez que entran los reactivos al reactor, por lo cual la alimentación del combustible, aire e hidrógeno en el reactor sucede de manera simultánea, desencadenando así el proceso de reacción (combustión).

La adición del hidrógeno al combustible se realizó a diferentes proporciones, estas mezclas se encuentran en un rango del 5% a 40% de hidrógeno con incrementos de 5%, evaluándose en cada uno de los puntos las siguientes variables:

7. Emisiones de Hidrocarburos
8. Emisiones de Monóxido de Carbono (CO)
9. Emisiones de Dióxido de Carbono (CO_2)
10. Emisiones de Óxidos de Nitrógeno (NO_x)
11. Temperatura Adiabática de las Mezclas
12. Eficiencia Térmica de las Mezclas en la Turbina

Las emisiones en diferentes niveles de concentración de hidrógeno son analizadas en función de los valores de las emisiones específicas del freno.

$$BS_i = \frac{m_i}{Brake\ Power}[=]\frac{g_i}{kWh}$$

Donde m_i es la masa de la emisión evaluada y $Brake\ Power$ es la potencia generada por la turbina cada hora. Resultando en el análisis de $BSHC$ (Emisiones de Hidrocarburos), $BSCO$ (Emisiones de CO), $BSCO_2$ (Emisiones de CO_2) y $BSNO_X$ (Emisiones de NO_X).

Para cada análisis es necesario reestablecer los valores de la mezcla estequiométrica para los módulos de cálculos encargados de cuantificar la relación de equivalencia, esto es debido a que cada análisis (o mezcla) conlleva una reacción de combustión única, de manera que se tienen nueve reacciones químicas.

La estequiometria de combustión general con aire para cualquier hidrocarburo esta expresada por la siguiente ecuación:

$$C_\alpha H_\beta O_\gamma + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right)(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow \alpha CO_2 + \frac{\beta}{2}H_2O + 3.76\left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right)N_2$$

Ecuación 10. Reacción de Combustión General con Aire

Tabla 8. Valores Estequiométricos para cada Mezcla de CH_4/H_2

Valores Estequiométricos para cada Mezcla:								
Composición	**Reactivos**				**Productos**			$\left(\frac{Air}{Fuel}\right)_{stoic}$
	CH_4	H_2	O_2	N_2	CO_2	H_2O	N_2	
95% CH_4 05% H_2	0.95	0.05	1.925	7.238	0.950	1.950	7.238	**9.163**
90% CH_4 10% H_2	0.90	0.10	1.850	6.956	0.900	1.900	6.956	**8.806**
85% CH_4 15% H_2	0.85	0.15	1.775	6.674	0.850	1.850	6.674	**8.449**
80% CH_4 20% H_2	0.80	0.20	1.700	6.392	0.800	1.800	6.392	**8.092**
75% CH_4 25% H_2	0.75	0.25	1.625	6.110	0.750	1.750	6.110	**7.735**
70% CH_4 30% H_2	0.70	0.30	1.550	5.828	0.700	1.700	5.828	**7.378**
65% CH_4 35% H_2	0.65	0.35	1.475	5.546	0.650	1.650	5.546	**7.021**
60% CH_4 40% H_2	0.60	0.40	1.400	5.264	0.600	1.600	5.264	**6.664**

La Tabla 8 muestra los valores estequiométricos de cada mezcla, así como su relación aire-combustible estequiométrico.

Emisiones de Hidrocarburos

Como ya sabemos los procesos de combustión en la realidad son reacciones químicas deficientes, de manera que los combustibles utilizados siempre se encontrarán, aunque en menor medida, en los productos de combustión, así mismo como los hidrocarburos son los combustibles más usados, es importante medir la concentración de los hidrocarburos no reaccionados en los gases resultantes del proceso de combustión.

Físicamente existen cuatro fuentes potenciales de la emisiones de hidrocarburos no reaccionados: fugas en las válvulas de escape, pérdidas por barrido, grietas en los envases de almacenamiento de hidrocarburos y la extinción de la llama dando lugar a un fallo de encendido o una quema parcial. Si los hidrocarburos no se queman por completo, quiere decir que no se aprovechó de manera eficiente la energía de ellos (Larsen & Wallace, 1997).

De igual manera, cada turbina tendrá, debido a su configuración, cierta cantidad de emisiones por cada kW generado, de manera que si la turbina se encuentra en aquellas condiciones donde su operación es eficiente, las emisiones serán menores.

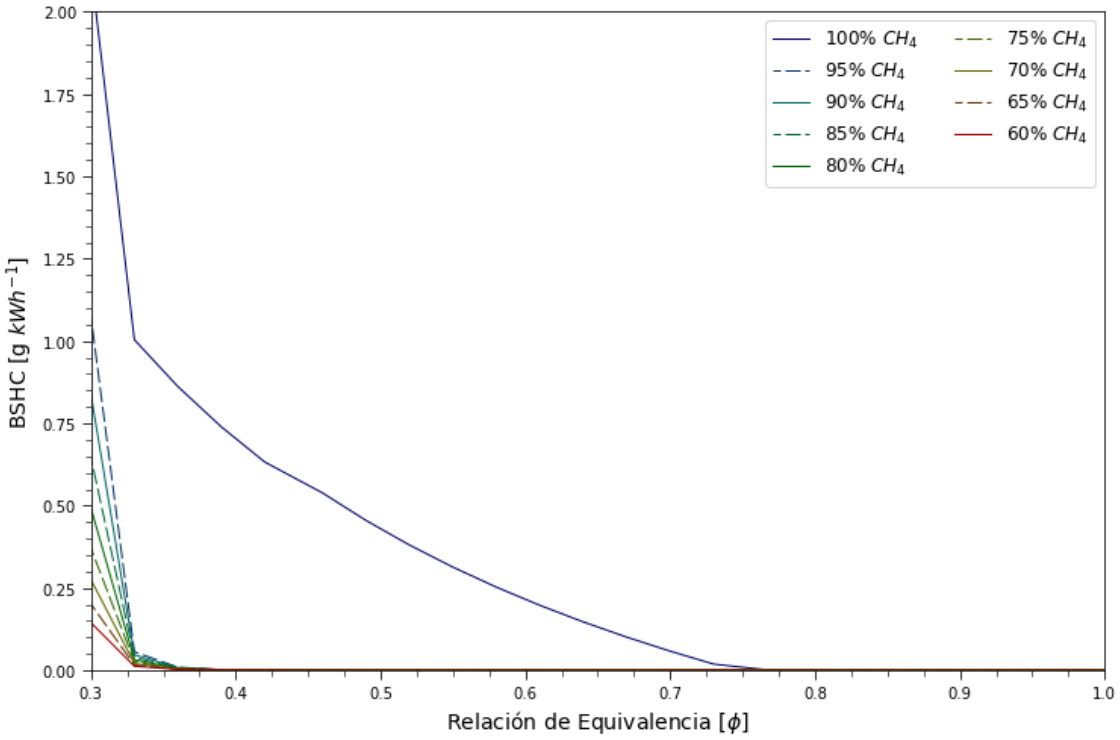

Figura 17. Emisiones de Hidrocarburos Empleando Mezclas de CH_4/H_2

Se observa en la Figura 17 que cuando el combustible o las mezclas de combustibles se acercan al valor estequiométrico ($\phi = 1$), las emisiones de hidrocarburos son prácticamente nulas, incluso si estas fueran mínimas, no representarían un problema significante ya que pueden ser reducidos fácilmente haciendo uso de catalizadores simples (Hoekstra, 1995).

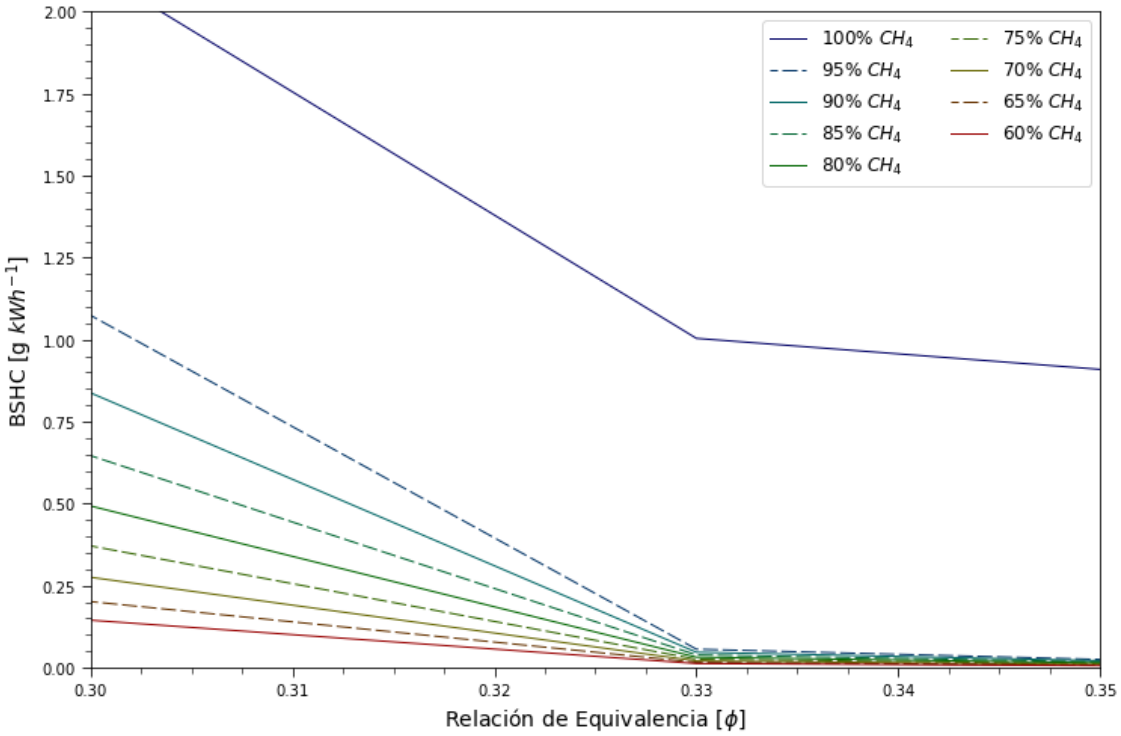

Figura 18. Emisiones de Hidrocarburos Empleando Mezclas de CH_4/H_2 cuando $\phi = (0.30 - 0.35)$

La Figura 18 muestra con más claridad, el efecto de la adición de hidrógeno al proceso de combustión, observándose en el rango de $\phi = (0.30 - 0.35)$. Cuanta más cantidad de hidrógeno esté presente en la mezcla, mayor es la disminución de las emisiones de hidrocarburos, desde 2 g kWh^{-1} cuando se encuentra con 100% CH_4, hasta un valor de 0.23 g kWh^{-1} (88.5%) en una mezcla 60% CH_4 y 40% H_2.

Emisiones de Monóxido de Carbono (CO)

El monóxido de carbono (CO) de manera general es un compuesto intermedio en la ruta de oxidación para la formación de dióxido de carbono (CO_2), esta reacción pude presentarse de la siguiente manera:

$$CO + OH \leftrightarrow CO_2 + H$$

Ecuación 11. Reacción de Oxidación de CO

Esta oxidación comienza en el proceso de combustión una vez que se haya completado la reacción del combustible y los compuestos de hidrocarburos intermedios, debido a que la reacción compite sin éxito con la oxidación de los hidrocarburos, de manera que, si existen hidrocarburos no oxidados dentro del proceso de combustión, esto inhibe la oxidación del CO (Ortenzi, 2008).

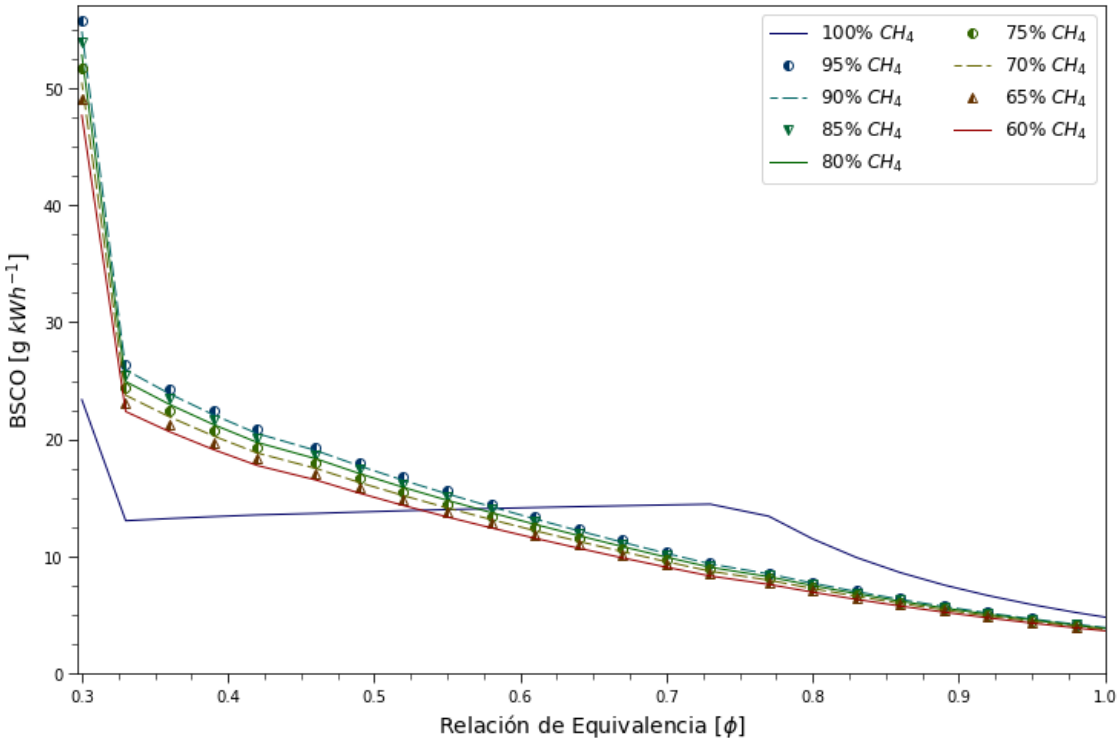

Figura 19. Emisiones de CO Empleando Mezclas de CH_4/H_2

La Figura 19 muestra claramente que conforme avanza el proceso de combustión al valor estequiométrico ($\phi = 1$), menor será la cantidad de CO presente.

Hemos establecido que, a menor o nula cantidad de hidrocarburos, la oxidación del CO para la formación de CO_2 se verá favorecida dentro del proceso de combustión, aunque en inicialmente esto no sucede, ya que la reacción para la formación de CO_2 (Ecuación 11) depende de los radicales generados por la descomposición del oxígeno presente en el aire en su interacción con el hidrógeno añadido. Por lo tanto, la cantidad de aire y combustible reflejada en la relación de equivalencia será la que determine el momento en el cual la reacción de la Ecuación 11 será favorecida.

En cuanto a las mezclas ocupadas, en comparación con la reacción pura de metano, observamos que la mezcla con mayor cantidad de hidrógeno es la que menor cantidad de CO emite, para valores superiores a $\phi > 0.52$.

De igual manera la región donde mayor cantidad de CO se encuentra presente en el proceso de combustión coincide con la región donde existe la mayor cantidad de hidrocarburos no reaccionados. Por lo tanto, la reacción cumple con el criterio de no poder competir con la oxidación de los hidrocarburos, concluyendo así que las emisiones de CO, a diferencia de las emisiones de hidrocarburo, no dependen físicamente de la configuración en las cámaras de combustión, sino de la reacción desarrollada durante el proceso de combustión, tal como lo indican las investigaciones de (Bauer & Forest, 2001).

Emisiones de Dióxido de Carbono (CO_2)

Recordando la estequiometría de combustión general con aire para cualquier hidrocarburo:

$$C_\alpha H_\beta O_\gamma + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right)(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow \alpha CO_2 + \frac{\beta}{2}H_2O + 3.76\left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right)N_2$$

Ecuación 12. Reacción de Combustión General con Aire

Observamos que los principales productos de combustión son el dióxido de carbono (CO_2), y agua (H_2O), por lo tanto, es inherente que, si el proceso de combustión es realizado con hidrocarburos, la huella de carbono se verá reflejada principalmente por las emisiones de CO2. En el proceso de combustión estequiométrico ($\phi = 1$) se encontrará teóricamente la mayor cantidad de CO_2, la cantidad de CO_2 disminuye tanto en la zona de combustión rica ($\phi > 1$) debido a la falta de aire para oxidar al CO, como en la zona de combustión pobre ($\phi < 1$) por la reducción de combustible disponible. Las emisiones de CO_2 dependen tanto de la reacción de combustión como de la configuración física de la cámara de combustión, ya que la reacción química va a depender de la cantidades de combustible y aire presentes en la cámara, y estas dependen de la configuración que se tenga.

La Figura 20 muestra la generación de potencia desarrollada por la cantidad de emisiones de CO_2 para diferentes relaciones de equivalencia en función del porcentaje de hidrógeno añadido. La Tabla 9 muestra la cantidad máxima que se reduce las emisiones de CO_2 para cada relación de equivalencia, además del porcentaje de reducción de emisiones máximo alcanzado por la cantidad máxima añadida de hidrógeno (40 %).

Tabla 9. Cantidad y Porcentaje de Reducción de Emisiones de CO_2 para Diferentes Valores de ϕ

Cantidad Máxima de Reducción de Emisiones de CO_2							
$\boldsymbol{\phi = 0.7}$		$\boldsymbol{\phi = 0.8}$		$\boldsymbol{\phi = 0.9}$		$\boldsymbol{\phi = 1.0}$	
$\left[\frac{g}{kWh}\right]$	[%]	$\left[\frac{g}{kWh}\right]$	[%]	$\left[\frac{g}{kWh}\right]$	[%]	$\left[\frac{g}{kWh}\right]$	[%]
228.00	18.19 %	216.20	18.92 %	190.90	18.99 %	147.30	18.02 %

Gráficamente las emisiones de CO_2 incrementan en relaciones de equivalencia de combustión pobre ($\phi < 1$), así mismo observamos que las emisiones son proporcionales a la potencia generada, con la adición de hidrógeno, las emisiones de CO_2 disminuyen, pero también disminuye la potencia generada.

Concluyendo que el valor máximo de mezcla operando en combustión pobre tiene la mayor cantidad de reducción de emisiones de CO_2.

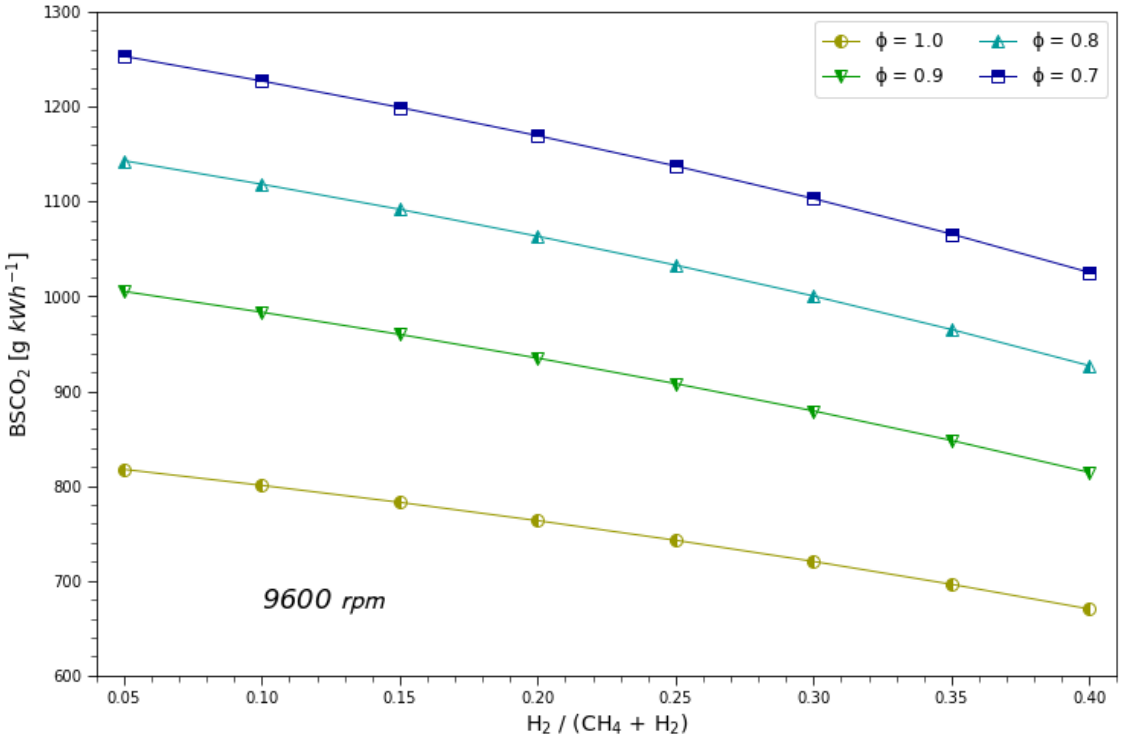

Figura 20. Emisiones de CO_2 Empleando Mezclas de CH_4/H_2

Emisiones de Óxidos de Nitrógeno (NO_x)

El monóxido de nitrógeno (NO) y el dióxido de nitrógeno (NO_2) son los compuestos que componen las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x). La reacción principal para la formación de NO_2 es la siguiente:

$$NO + HO_2 \rightarrow NO_2 + OH$$

Ecuación 13. Reacción Química para la formación de NO_2

Por lo tanto, la simulación de la formación de óxidos de nitrógeno se suele reducir solamente a la formación de NO. En los procesos de combustión el mecanismo de formación de NO térmico es el favorito, este mecanismo se desarrolla a altas temperaturas (temperaturas por encima de los 2000K) en condiciones de combustión pobre, y se describe por el siguiente sistema de reacciones:

$$i)\ N_2 + O \rightarrow NO + N$$

$$ii)\ N + O_2 \rightarrow NO + O$$

$$iii)\ N + OH \rightarrow NO + H$$

Ecuación 14. Sistema de Reacciones para la Formación de NO Térmico

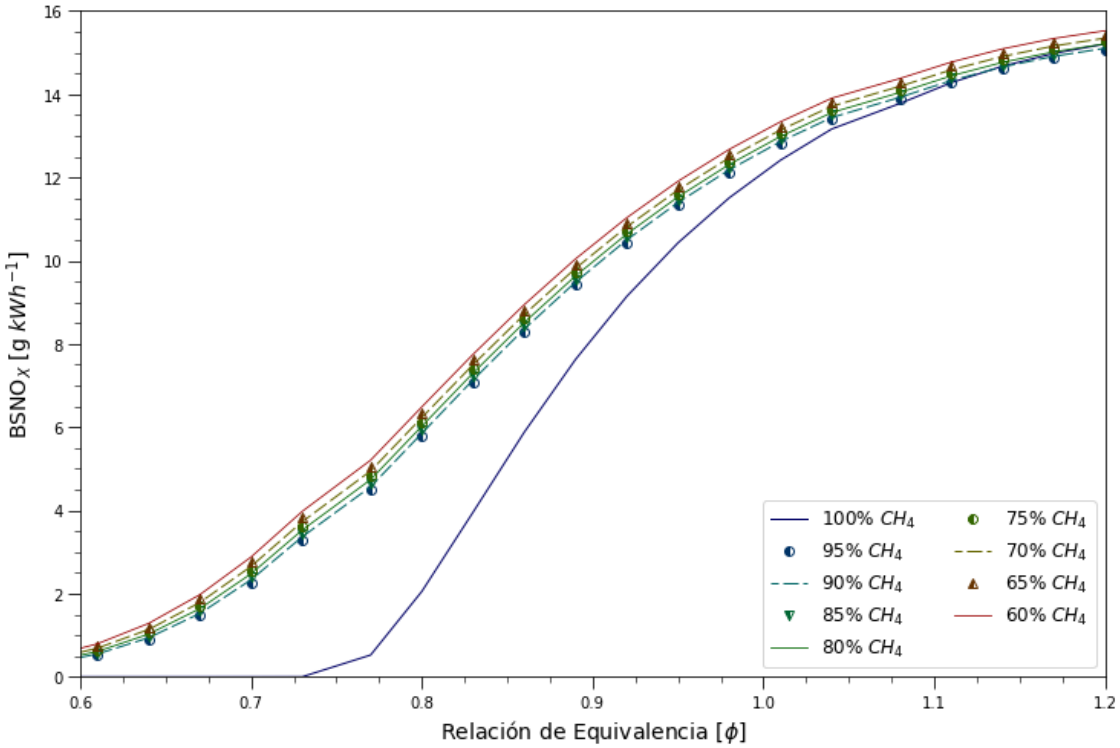

Figura 21. Emisiones de NO_X Empleando Mezclas de CH_4/H_2

Como podemos observar las emisiones de NO_x incrementan con la adición de hidrógeno en zonas de combustión pobre ($\phi < 1$), debido a que el metano tiene una duración de combustión más larga en comparación de las mezclas, ya que la presencia del hidrógeno incrementar el calor latente del combustible, por consiguiente, reduce el tiempo de residencia.

Pero en la zona estequiométrica y combustión rica ($\phi > 1$), los valores tanto de la mezcla como de metano son prácticamente similares, ya que el mecanismo de formación de NO depende directamente de la temperatura y no de la configuración física de la cámara de combustión.

Existen diferentes mecanismos que demuestran una ventaja en la utilización de las mezclas, siempre y cuando la operación este condicionada a media carga. De manera que a menores velocidades, menores emisiones y mayor optimización de la temperatura (Larsen & Wallace, 1997).

Evaluación de Temperatura Adiabática de Reacción de las Mezclas

La Figura 22 representa los valores de la temperatura adiabática de reacción tanto para el metano, como para las mezclas en función de la relación de equivalencia.

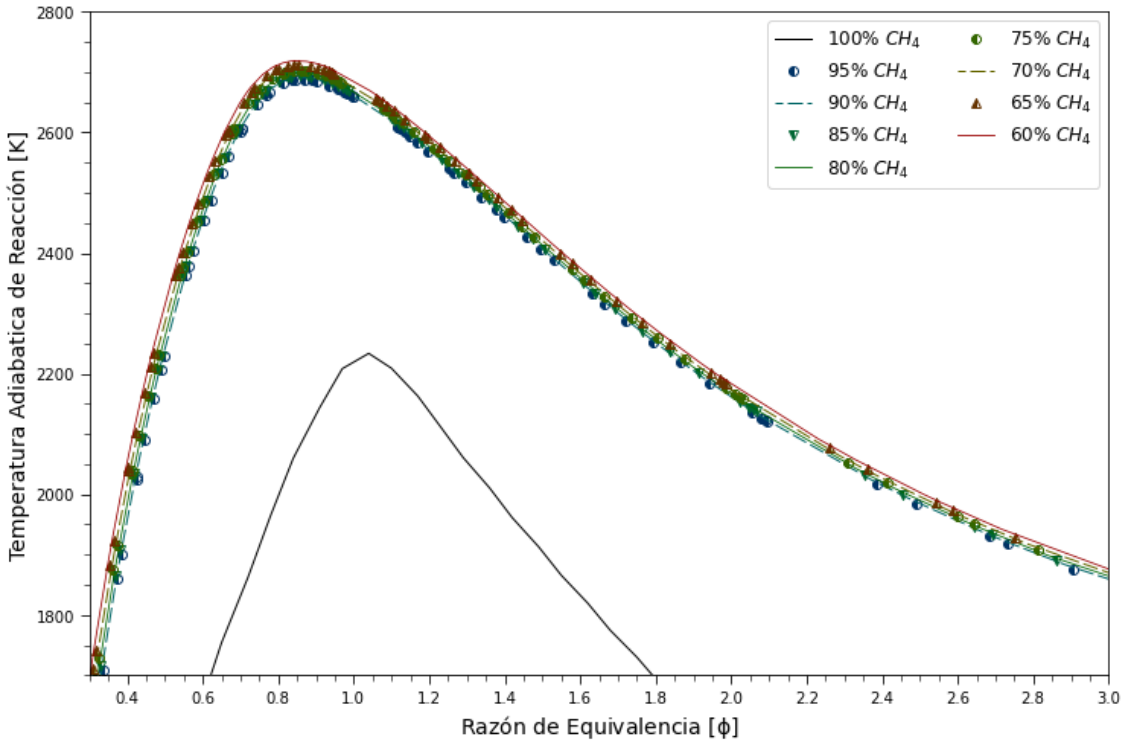

Figura 22. Temperatura Adiabática de Reacción Empleando Mezclas de CH4/H2

Como podemos observar claramente, la temperatura incrementa considerablemente en cuanto añadimos un mínimo porcentaje de hidrógeno, y conforme va incrementando este porcentaje, crecerá gradualmente la temperatura. Observamos que a diferentes valores estequiométricos dados para cada mezcla la temperatura máxima alcanzada se da a menor valor de ϕ. Como la relación de equivalencia es una función del flujo másico de la turbina, se puede determinar que a menores valores de ϕ, menor es la cantidad de combustible utilizado en el proceso, por lo que se puede concluir que la adición de hidrógeno al proceso permite alcanzar las temperaturas máximas con menor cantidad de combustible, optimizando así el flujo de másico del proceso.

Tabla 10. Incrementos de Temperatura Añadiendo 20% H_2 a Diferentes Valores de ϕ.

Incremento de Temperatura [K] a Diferentes Valores de ϕ, Añadiendo 20% de H_2				
Relación de Equivalencia (ϕ)	(Wang, Huang, Tang, Miao, & Wang, 2009)	(Li, y otros, 2014)	(Boushaki, Dhué, Selle, Ferret, & Poinsot, 2012)	**(Simulación, 2022)**
0.80		12.6930 K	11.5226 K	6.6030 K
0.90			13.2941 K	13.0379 K
1.00	18.4225 K	16.9240 K	17.6621 K	17.6965 K

En Tabla 10 observamos los incrementos en la temperatura adiabática para diferentes valores de relación de equivalencia cuando se tiene una mezcla con 20% H_2. Donde se observa que el valor estequiométrico de ϕ corresponde al incremento máximo en la temperatura adiabática dentro del rango de $(16.9240\ K - 18.4225\ K)$, estos valores son obtenidos del aumento en la temperatura entre una mezcla 95% CH_4 y 05% H_2 y una mezcla 75% CH_4 y 25% H_2.

Los valores mantienen el mismo comportamiento que los reportados en la literatura, así como los vistos en la validación de la simulación. En conclusión, a mayores valores de temperatura, mayor rendimiento del equipo a la salida de la potencia de la turbina.

Evaluación de la Eficiencia Térmica de las Mezcla en la Turbina

La eficiencia térmica (Brake Thermal Efficiency – BTE) por definición es la relación entre la potencia generada por la turbina y la cantidad de calor suministrado por el combustible. Esta dado por la siguiente ecuación:

$$\eta_{BTE} = \frac{Brake\ Power}{Fuel\ Power} = \frac{Brake\ Power}{\dot{m}_f \cdot C_V}$$

Ecuación 15. Eficiencia Térmica

Donde η_{BTE} es la eficiencia térmica, $Brake\ Power$ es la potencia generada por la turbina. $Fuel\ Power = \dot{m}_f \cdot C_V$ es la potencia del combustible generada por la combustión de este y es función de su flujo másico y el poder calorífico del combustible.

Con los resultados obtenidos en la temperatura adiabática de reacción, comprobamos que el flujo de combustible disminuye conforme se incrementa la adición de hidrógeno, por lo tanto, los puntos máximos de temperatura son alcanzados a menor cantidad de flujo másico. Como la eficiencia térmica es función del flujo másico, se espera un incremento conforme se va añadiendo el hidrógeno.

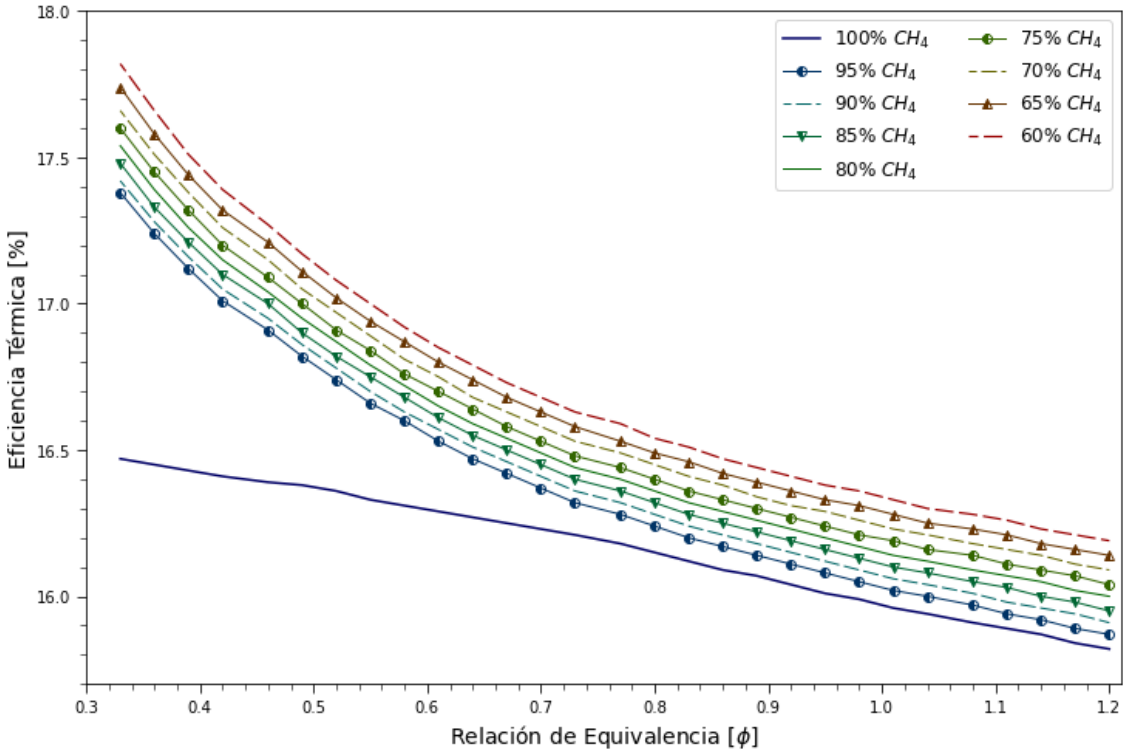

Figura 23. Eficiencia Térmica Empleando Mezclas de CH_4/H_2

La Figura 23 muestra la representación gráfica para la combustión de metano y las mezclas de combustibles. Podemos observar que en regiones de combustión pobre ($\phi < 1$) la eficiencia térmica incrementa considerablemente en las mezclas, debido al alto poder calorífico del hidrógeno y que va disminuyendo conforme avanza a la región de combustión rica ($\phi > 1$). Pero en comparación de la combustión única de metano, las mezclas tienen un incremento proporcional a la adición de hidrógeno, demostrando así que la combinación de combustibles si tiene un efecto favorable en el desarrollo de la potencia de la turbina.

Estos datos son comparados con lo reportado por (Bauer & Forest, 2001), donde se indica que el rango de $\phi = 0.7 - 0.9$, zona de combustión pobre, es donde se alcanza una mayor eficiencia.

CONCLUSIONES

Las turbinas de gas son equipos ideales para la generación de energía eléctrica, ya que, comparándolas con las centrales eléctricas convencionales, su tamaño y proporción es menor, además de ser más flexibles en cuanto al uso variado de combustibles. Las turbinas de gas se caracterizan por tres etapas principales: Compresión, Combustión y Expansión (Turbina).

La combinación de combustibles (mezclas) garantiza optimizar el proceso de combustión, disminuyendo tanto la energía necesaria de ignición, como el consumo del combustible, todo esto es posible gracias al mejor aprovechamiento del poder calorífico en las mezclas. El hidrógeno es considerado como uno de los combustibles alternativos más prometedores del futuro y su combinación con otros combustibles mejorar significativamente el rendimiento de los procesos y reduce las emisiones derivadas por el carbono.

Las cámaras de combustión que operan con combustión asistida pueden añadir al hidrógeno de dos maneras por alimentación conjunta, o alimentación de intercambio. La alimentación conjunta permite que la alimentación del hidrógeno, el combustible y el aire suceda de manera simultánea, mientras que para la alimentación de intercambio la alimentación del combustible y del hidrógeno es intermitente. De acuerdo a lo establecido experimentalmente fue posible operar bajo el modo de alimentación conjunta, simulando y caracterizando cada una de las etapas de la turbina.

Los resultados de estas simulación son comparados con lo reportado en la literatura para cada etapa de la turbina, Para el proceso de combustión se obtuvieron los siguientes valores del coeficiente de correlación: En la zona de combustión pobre ($\phi < 1$) se observa un valor de $R^2 = 97.29$ % y en la zona de combustión rica ($\phi > 1$) valores de $R^2 = 94.85$ %, valores que demuestran la predicción del simulador.

Para el proceso de expansión o turbina se observó una desviación inicial, debido a la falta de caracterización en este equipo, logrando después un coeficiente de correlación de $R^2 = 92.66$ % en un intervalo de operación óptimo con valores de flujo másico de (0.284 kg s^{-1} - 0.312 kg s^{-1}).

El uso de mezclas que contengan la adición de hidrógeno fue estudiado para diferentes rangos, evaluando en cada una de ellas las emisiones de hidrocarburos, monóxido de carbono, dióxido de carbono, óxidos de nitrógeno y su efecto tanto en la temperatura adiabática de reacción como en la eficiencia térmica del equipo.

En las emisiones de hidrocarburos se encontró una clara disminución conforme incrementaba la cantidad de hidrógeno en la mezcla, en un rango de $\phi = (0.30 - 0.35)$ perteneciente a la región de combustión pobre, se obtuvo una disminución máxima de hasta 88.5%. Se comprobó que las emisiones de monóxido de carbono dependen del desarrollo de la reacción en el proceso de combustión, teniendo las mayores emisiones en el mismo rango de las emisiones de hidrocarburos. Las mezclas otorgaron un disminución de las emisiones de CO para valores superiores a $\phi > 0.52$.

Las emisiones de dióxido de carbono (CO_2) incrementan en relaciones de combustión pobre $(\phi < 1)$, se obtuvieron los porcentajes de disminución para diferentes valores de ϕ teniendo un máximo de 18.99% con una relación de equivalencia $\phi = 0.9$, cuyo valor representa el punto optimo de los procesos de combustión. De igual manera, se comprobó que las emisiones de CO_2 dependen tanto de la reacción de combustión, como de la configuración de la cámara de combustión.

Se observó un incremento mínimo en las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_X), sobre todo en zonas de combustión pobre $(\phi < 1)$, comprobando que estas emisiones dependen del tiempo de duración en la combustión, ya que la presencia de hidrógeno reduce los tiempos a comparación del metano que tiene una duración de combustión más larga. Sin embargo, en la zona de combustión rica $(\phi > 1)$, la adición de hidrógeno no representó un efecto significativo.

La adición de hidrógeno al proceso de combustión incrementó considerablemente la temperatura adiabática de reacción, y se comprobó que la adición de hidrógeno permite optimizar la cantidad de combustible en el proceso, haciendo uso de menor combustible $(\phi = 0.8)$ para alcanzar la temperatura máxima, resultando en el incremento de la eficiencia térmica, observándose este incremento en la zona de combustión pobre $(\phi < 1)$, y de igual manera es proporcional con el incremento de la adición de hidrógeno.

REFERENCIAS

Akbari, P. &. (2003). Performance Improvement of Small Gas Turbines Through Use of Wave Rotor Topping Cycles. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference.* (págs. 359-36). Atlanta, Georgia, USA: ASME.

Arsalis, A. (2019). Thermodynamic modeling and parametric study of a small-scale natural gas/hydrogen-fueled gas turbine system for decentralized applications. *Sustainable Energy Technologies and Assessments, 36*. doi:10.1016/j.seta.2019.100560

Bakalis, D., & Stamatis, A. (2013). Incorporating available micro gas turbines and fuel cell: Matching considerations and performance evaluation. *Applied Energy, 103*, 607-617. doi:10.1016/j.apenergy.2012.10.026

Bauer, C., & Forest, T. (2001). EDect of hydrogen addition on performance of methane-fueled vehicles. Part I: eDect on S.I. engine performance. *International Journal Hydrogen Energy*, págs. 55-70.

Baukal Jr., C. (2000). *Heat Transfer in Industrial Combustion* (1st ed ed.). CRC Press. doi:https://doi.org/10.1201/9781420039757

Boushaki, T., Dhué, Y., Selle, L., Ferret, B., & Poinsot, T. (1 de November de 2012). Effects of hydrogen and steam addition on laminar burning velocity of methane-air premixed flame: Experimental and numerical analysis. *International Journal of Hydrogen Energy*, *37*(11), págs. 9412-9422. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.03.037

Breeze, P. (2019). Natural Gas–Fired Gas Turbine and Combined Cycle Power Plants. *Power Generation Technologies*, 71-97. doi:10.1016/b978-0-08-102631-1.00004-3

Cappelletti, A., & Martelli, F. (2017). Investigation of a pure hydrogen fueled gas turbine burner. *International Journal of Hydrogen Energy, 42*(15), págs. 10513-10523. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.02.104

Cardona Vargas, A., Amell Arrieta, A., & Arrieta, C. (2016). Combustion characteristics of several typical shale gas mixtures. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, *33*, págs. 296-304. doi:10.1016/j.jngse.2016.03.039

Carlson, E. C. (1996). Don't Gamble With Physical Properties For Simulations. *92*(10).

CFE. (2022). *Sistema de Información Energética*. Obtenido de CONSUMO DE COMBUSTIBLES PARA LA GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD: https://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=cuadro&cvecua=IIIA1C07

Chen, J., Longfei, Y., & Wenya, S. (2015). Hydrogen-Assited Catalitic Ignition Characteristics of Propane-Air with a Chemical Kinetic Model in a Pt-Al2O3 Micro-Combustor in Different Feeding Modes. *RSC Advances 5, 5*(19), págs. 14720-14734. doi:https://doi.org/10.1039/c4ra10887f

Darwish, M. (2013). Towards Energy Conservation in Qatar. *Open Journal of Energy Efficiency, 2*, págs. 176-191. doi:10.4236/ojee.2013.24023

de Santoli, L., Paiolo, R., & Lo Basso, G. (2017). An overview on safety issues related to hydrogen and methane blend applicaitions in domestic and industrial use. *Energy Procedia, 126*(27), págs. 297-304. doi:https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.224

Delgado-Torres, A. M. (2019). The effects of the ideal gas model with constant heat capacities on fuel efficiency optimization of the open-cycle gas turbine. *Energy Conversion and Management, 195*, 198-209. doi:10.1016/j.enconman.2019.04.088

Desideri, U. (2013). Fundamentals of gas turbine cycles: thermodynamics, efficiency and specific power. *Modern Gas Turbine Systems*, 44-85. doi:10.1533/9780857096067.1.44

Dipak K., S. (2015). Chapter 3 - Fuels and Combustion. En S. Dipak K., *Thermal Power Plant.*

Dipak K., S. (2015). Chapter 7 - Gas Turbine and Heat Recovery Steam Generator. En S. Dipak K., *Thermal Power Plant* (págs. 239-283). Elservier. doi:https://doi.org/10.1016/B978-0-12-801575-9.00007-X

Duan, X., Li, Y., Liu, Y., Zhang, S., Guan, J., & Lai, M.-C. (2020). Dilution gas and hydrogen enrichment on the laminar flame speed and flame structure of the methane/air mixture. *Fuel, 281*(118794). doi:https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118794

Energy Information Administration (EIA). (2022). *February 2022, Monthly Energy Review.* Washington, DC: Office of Energy Statistics.

Funke, H. H.-W., Keinz, J., Börner, S., Hendrick, P., & Elsing, R. (2016). Testing and analysis of the impact on engine cycle parameters and control system modifications using hydrogen or

methane as fuel in an industrial gas turbine. *EUCASS Proceedings Series - Advances in AeroSpace*, *8*, 409-426. doi:10.1051/eucass/201608409

Hermanns, R., Konnov, A., Bastiaans, R., de Goey, L., Lucka, K., & Köhne, H. (2010). Effects of temperature and composition on the laminar burning velocity of CH4 + H2 + O2 + N2 flames. *Fuel, 89*, págs. 114-121. doi:10.1016/j.fuel.2009.08.010

Hoekstra, R. (1995). Experimental study of a clean burning vehicle fuel. *International Journal of Hydrogen Energy, 20*(9), 737-745. doi:10.1016/0360-3199(95)00008-2

IEA. (2020). *How electricity is generated*. Obtenido de http://www.eia.gov/energyexplained/electricity/how-electricity-is-generated.php

Internartional Gas Union, Petroleum, B. (2011). *Guidebook to gas interchangeability and gas quality.*

International Energy Agency. (2021). *Electricity Information: Overview.* Obtenido de IEA: https://www.iea.org/reports/electricity-information-overview

International Energy Agency. (14 de Marzo de 2022). *International Energy Agency*. Obtenido de International Energy Agency: https://www.iea.org/reports/world-energy-balances-overview

IPCC. (2019). *2019 Refinement to the 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories.* Switzerland: IPCC.

Jarungthammachote, S. (2019). Simplified Model for Estimations of Combustion Products, Adiabatic Flame Temperature and Properties of Burned Gas. *Thermal Science and Engineering Progress*. doi:https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100393

Juste, G. (2006). Hydrogen injection as additional fuel in gas turbine combustor. Evaluation of effects. *International Journal of Hydrogen Energy, 31*(14), 2112-2121. doi:10.1016/j.ijhydene.2006.02.006

Kan, S., Chen, B., Wu, X., Chen, Z., & Chen, G. (2019). Natural gas overview for world economy: From primary supply to final demand via global supply chains. *Energy Policy, 124*, págs. 215-225. doi:https://doi.org/10.1016/j.enpol.2018.10.002

Kays, M., & Louis, A. (1998). *Compact Heat Exchangers.* Michigan: Krieger Publishing Company.

Kumar, P., Ravindra, V., Ramachandra, R., & Ravi Kumar, N. (2016). Simulation and Parametric Optimisation of Thermal Power Plant Cycles. *Perspectives in Science 8, 304*(6). doi:https://doi.org/10.1016/j.pisc.2016.04.060

Lahiani, A., Melfteh-Wali, S., Shahbaz, M., & Vinh Vo, X. (1 de November de 2021). Does financial development influence renewable energy consumption to achieve carbon neutrality in the USA? *Energy Policy*, *158*. doi:https://doi.org/10.1016/j.enpol.2021.112524

Larsen, J. F., & Wallace, J. S. (1997). Comparison of Emissions and Efficiency of a Turbocharged Lean-Burn Natural Gas and Hythane-Fueled Engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, *119*(1), 218. doi:10.1115/1.2815553

Law, C. K. (2010). CHEMICAL THERMODYNAMICS. *Combustion Physics*, 14–50. doi:doi:10.1017/cbo9780511754517.003

Li, Q., Hu, G., Liao, S., Cheng, Q., Zhang, C., & Yuan, C. (2014). Kinetic Effects of Hydrogen Addition on the Thermal Characteristics of Methane Air Premixed Flames. *Energy & Fuels, 28*(6), 4118-4129. doi:10.1021/ef500263v

Li, Y., & Weng, Y. (2011). Performance study of a solid oxide fuel cell and gas turbine hybrid system designed for methane operating with non-designed fuels. *196*(8).

Li, Y., & Weng, Y. (2011). Performance study of a solid oxide fuel cell and gas turbine hybrid system designed for methane operating with non-desing fuels. *Journal of Power Sources, 196*(8), págs. 3824-3835. doi:https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2011.01.011

Mathieu, O., Mulvihill, C. R., & Petersen, E. L. (2019). Assessment of modern detailed kinetics mechanisms to predict CO formation from methane combustion using shock-tube laser-absorption measurements. *Fuel, 236*, 1164-1180. doi:https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.09.029.

Mikulski, M., & Wierzbicki, S. (2016). Numerical investigation of the impact of gas composition on the combustion process in a dual-fuel compression-ignition engine. *Journal of Natural Gas Science and Engineering, 21*, págs. 525-537. doi:https://doi.org/10.1016/j.jngse.2016.03.0747

Neilson, C. E. (1998). LM2500 gas turbine modifications for biomass fuel operation. *Biomass and Bioenergy, 15*(3), 269-273. doi:10.1016/S0961-9534(98)00021-X

NFPA. (2019). *85 - Código de Riesgos de Sistemas de Combustión y Calderas*. Obtenido de https://www.nfpa.org/codes-and-standards/all-codes-and-standards/list-of-codes-and-standards/detail?code=85&year=2019

Okawa, T., Asano, H., Ito, K., Mori, S., Umekawa, H., Matsumoto, R., . . . Ito, D. (2021). 3 - Fundamentals for power engineering. En Y. Koizumi, T. Okawa, & S. Mori, *Fundamentals of Thermal and Nuclear Power Generation* (págs. 77-226). Elservier. doi:https://doi.org/10.1016/B978-0-12-820733-8.00003-0

Ortenzi, F. C. (2008). Experimental tests of blends of hydrogen and natural gas in light-duty vehicles. *International Journal of Hydrogen Energy, 33*(12), 3225-3229. doi:10.1016/j.ijhydene.2008.01.050

Öztuma, S., & Büyükakin, M. (2019). Effects of hydrogen enrichment of methane on diffusion flame structure and emissions in a back-pressure combustion chamber. *International Journal of Hydrogen Energy*. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.09.187

Palies, P. (2020). 2 - Premixed combustion for combustors. En P. Palies, *Stabilization and Dynamic of Premixed Swirling Flames* (págs. 57-103). Academic Press.

Paykani, A., Frouzakis, C., & Boulouchos, K. (2019). Numerical optimization of methane-based fuel blends under engine-relevant conditions using a multi-objetive genetic algorithm. *Applied Energy, 242*, págs. 1712-1724. doi:https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.041

Petersen, E. L. (October de 2007). Ignition of Lean Methane-Based Fuel Blends at Gas Turbine Pressures. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 129*, 937-944. doi:10.1115/1.2720543

Prade, B. (2013). 10 - Gas turbine operation and combustion performance issues. En P. Jansonh, *Modern Gas Turbine Systems* (págs. 383 - 423). Woodhead Publishing.

Rahbar, K., Mahmoud, S., & Al-Dadah, R. K. (2016). Mean-line modeling and CFD analysis of miniature radial turbine for distributed power generation systems. *11*(2).

Rajpara, P., Shah, R., & Banerjee, J. (2018). Effect of hydrogen addition on combustion and emission characteristics of methane fuelled upward swirl can combustor. *International Journal of Hydrogen Energy, 43*(36), págs. 17505-17519. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.07.111

Samir, S. (2023). *Fuels and Combustion.*

Sannino, R., & Gimelli , A. (2017). Thermodynamic model validation of Capstone C30 micro gas turbine. *72° Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association. 126.* Italy: Energy Procedia.

Secretaría de Energía. (7 de Febrero de 2020). ESTRATEGIA DE TRANSICIÓN PARA PROMOVER EL USO DE TECNOLOGÍAS Y COMBUSTIBLES MÁS LIMPIOS. *Diario Oficial de la Federación*, págs. 10-113. Obtenido de https://www.dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5585823&fecha=07/02/2020

Shih, H.-Y., & Liu, C.-R. (2014). A computational study on the combustion of hydrogen/methane blended fuels for a micro gas turbines. *International Journal of Hydrogen Energy, 39*(27), págs. 15103-15115. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.07.046

Sistema de Energía. (2020). *Balance Nacional de Energía.* México: Dirección General de Planeación e Información Energéticas.

Spadaccini, L., & Colket, M. (1994). IGNITION DELAY CHARACTERISTICS OF METHANE FUELS. *Progress in Energy and Combustion Science, 20*(5), 431-460. doi:10.1016/0360-1285(94)90011-6

Speight, J. G. (2020). Combustion of Hydrocarbons. En J. G. Speight, *Handbook of Industrial Hydrocarbon Processes* (págs. 421-463). doi:10.1016/b978-0-12-809923-0.00010-2

Stiesch, G. (2003). *Modeling Engine Spray and Combustión Processes.* New York: Springer.

Swain, M., Yusuf, M., Dulger, Z., & Swain, M. (1993). The eDects of hydrogen addition on natural gas engine operation. *SAE*.

Taamallah, S., Vogiatzaki, K., Alzahrani, F., Mokheimer, E., Habib, M., & Ghoniem, A. (2015). Fuel Flexibility, Stability and Emissions in Premixed Hydrogen-Rich Gas Turbine Combustion: Technology, Fundamentals, and Numerical Simulations. *APPLIED ENERGY, 154*(1020-47). doi:https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.04.044

Tahan, M., Tsoutsains, E., Muhammad, M., & Abdul Karim, Z. (2017). Performance-based health monitoring, diagnostics and prognostics for condition-based maintenence of gas turbines: a review. *Appl. Energy, 198*, págs. 122-144. doi:10.1016/j.apenergy.2017.04.048

United Nations Framework Convention on Climate Change. (2015). *Paris Agreement.* Obtenido de https://unfccc.int/files/meetings/paris_nov_2015/application/pdf/paris_agr eement_english_.pdf

Uribe Salazar, E., Herrera Mínera, B., & Bedoya Caro, I. (2019). Theorical, numerical and experimental study of interchangeability of natural gas in Antioquia. *DYNA, 86*(208), págs. 346-354. doi:https://doi.org/10.15446/dyna.v86n208.75116

Vanblarigan, P. (1998). A hydrogen fuelled internal combustion engine desinged for single speed/power operation. *International Journal of Hydrogen Energy*, *23*(7), págs. 603-609. doi:10.1016/s0360-3199(97)001000-6

Wang, J., Huang, Z., Tang, C., Miao, H., & Wang, X. (2009). Numerical study of the effect of hydrogen addition on methane-air mixtures combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, *34*(2), 1084-1096. doi:10.1016/j.ijhydene.2008.11.010

Westbrook, C. K., & Dryer, F. L. (1981). Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames. *27*(1-2).

Xu, S., Tu, Y., Huang, P., Luan, C., Wang, Z., Shi, B., & Liu, Z. (2020). Effects of Wall Temperature on Methane MILD Combustion and Heat Transfer Behaviors with Non-Preheated Air. *Applied Thermal Engineering*(174), 110-115. doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.115282

Zhou, H., Li, X., Chen, Y., Kang, Y., Liu, D., & Liu, F. (2019). Combustion performance and mechanisms of the fuel/air mixture in a new separated swirl combustion system. *Fuel*, *258*, 116058. doi:https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116058.