

**Análisis exergo ambiental  
de la combustión en una turbina de gas**

Tesis que presenta

**Emanuel López Alba**

Para obtener el grado de

**Maestro en Ciencias (Energía y Medio Ambiente)**





**Casa abierta al tiempo**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA  
METROPOLITANA UNIDAD IZTAPALAPA**

**POSGRADO EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE**

---

Análisis exergo ambiental de la combustión en una turbina de gas

---

**TESIS**

**Que para obtener el grado de  
MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)**

PRESENTA:

**Emanuel López Alba**

Director:

**Raúl Lugo Leyte**

Codirectora:

**Helen Denise Lugo Méndez**

Iztapalapa, Ciudad de México, 26 de mayo de 2020.



## **Agradecimientos**

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. 291254 para el desarrollo de esta tesis.



## **Agradecimientos personales**

### ***A Dios***

*Por darme la oportunidad de cumplir esta meta.*

### ***A mis abuelos***

*Gracias por poder vivir y disfrutar la vida a su lado, gracias porque cada día me enseñan algo nuevo, gracias por enseñarme a disfrutar cada detalle de la vida, gracias por creer en mí, gracias por todo ese amor de madre y padre. Gracias por todo, son el motor de mi esfuerzo.*

### ***A mi hermano y madre***

*Se que el camino de esta vida ha sido duro con nosotros, pero agradezco que sean ustedes mis compañeros de viaje. Gracias por su amor incondicional.*

### ***A mi familia***

*Gracias a mi familia por apoyarme en cada decisión y proyecto, gracias a mi familia por permitirme cumplir con excelencia el desarrollo de esta tesis. Gracias por creer en mí y gracias a Dios por permitirme vivir y disfrutar de cada día a su lado. No ha sido sencillo el camino hasta ahora, pero gracias a sus aportes, a su amor, a su inmensa bondad y apoyo, lo complicado de lograr esta meta se ha notado menos. Les agradezco, y hago presente mi gran afecto hacia ustedes.*

### ***A la UAMI***

*Gracias por ser mi casa de estudios, por formarme como ingeniero y maestro. Gracias por permitirme crecer como estudiante y como persona en los laboratorios PP2 y T-041.*

### ***A mi director y codirectora de tesis***

*Dr. Raúl Lugo Leyte y Dra. Helen Denise Lugo Méndez por su apoyo y contribución a este trabajo.*

### ***A mis profesores***

*Dr. Raúl Lugo Leyte y al M. en IQ Alejandro Torres Aldaco gracias por su paciencia, dedicación y por permitirme aprender de ustedes, agradezco todas sus enseñanzas y consejos que, para mí, fueron las de un padre.*

### ***A mis compañeros***

*Gracias a mis compañeros y amigos: Diego, Vicente, Alejandro, Ladislao, Marisol, Sergio, Naves, Eliú, Fredy y Osvaldo que de manera directa o indirecta ayudaron a realizar este trabajo.*





# Comité Tutorial

*Director:*

**Raúl Lugo Leyte.**

Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica. División de Ciencias Básicas e Ingeniería.  
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa.

*Co-directora:*

**Helen Denise Lugo Méndez.**

Departamento de Procesos y Tecnología. División de Ciencias Básicas e Ingeniería.  
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa.



El jurado designado por la  
**Comisión Académica del Posgrado en Energía y Medio Ambiente**  
de la Unidad Iztapalapa, aprobó la tesis presentada por

**Emanuel López Alba**

El día 19 de junio del 2020

**Miembros del Jurado**



**Dr. Martín Salazar Pereyra**

*Presidente*



**Dr. Juan José Ambriz García**

*Secretario*



**M.I.Q. Alejandro Torres Aldaco**

*Vocal*



<b>Índice</b>	<b>Pág</b>
<b>Resumen.....</b>	<b>1</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>3</b>
<b>Capítulo 1 Antecedentes y objetivos.....</b>	<b>5</b>
1.1 Introducción.....	5
1.2 Antecedentes.....	7
1.3 Pregunta de investigación .....	10
1.4 Objetivo General.....	10
1.4.1 Objetivos Particulares.....	10
<b>Capítulo 2 Clasificación de los combustibles.....</b>	<b>11</b>
2.1 Clasificación de los combustibles .....	11
2.2 Clasificación de los hidrocarburos presentes en el combustible de petróleo.....	11
2.2.1 Compuestos parafínicos .....	11
2.2.2 Olefinas .....	11
2.2.3 Naftenos .....	12
2.2.4 Aromáticos .....	12
2.3 Clasificación de los combustibles de acuerdo con su estado físico .....	13
2.3.1 Combustibles sólidos .....	14
2.3.2 Combustibles líquidos .....	15
2.3.3 Combustibles gaseosos .....	18
2.4 Quemadores de combustibles gaseosos, líquidos y sólidos.....	20
2.4.1 Quemadores para combustibles gaseosos .....	20
2.4.2 Quemadores para combustibles líquidos.....	24
2.4.3 Quemadores para combustibles sólidos.....	27
2.5 Cámaras de combustión de turbinas de gas.....	29
2.6 Tipos de cámaras de combustión.....	30
2.6.1 Tubular o de lata (CAN) .....	30
2.6.2 Anular .....	31
2.6.3 Tubo-anular .....	32
2.6.4 Cámara de combustión de tipo silo .....	32
2.6.5 Cámaras de combustión con sistema DLN .....	33
2.7 Materiales utilizados en cámaras de combustión.....	34
2.7.1 Aleaciones de metales .....	35
2.7.2 Cerámicos.....	36
2.8 Combustión de combustibles en turbinas de gas .....	37

2.8.1 Combustión de combustibles sólidos en turbinas de gas .....	37
2.8.2 Combustión de combustibles líquidos y gaseosos en turbinas de gas .....	38
<b>Capítulo 3 Combustión.....</b>	<b>39</b>
3.1 Combustión .....	39
3.2 Combustibles .....	39
3.3 Fracciones molares de la combustión .....	39
3.3.1 Balance de conservación de átomos .....	41
3.3.2 Equilibrio químico .....	44
3.3.3 Método de solución .....	46
3.3.4 Caso Práctico.....	48
3.4 Análisis de la Combustión.....	52
3.4.1 Calor de combustión.....	53
3.4.2 Temperatura de combustión o flama adiabática .....	55
3.4.3 Poder calorífico inferior y superior.....	56
3.4.4 Punto de rocío .....	57
3.4.5 Relación aire- combustible.....	58
3.5 Exergía de la combustión .....	59
3.5.1 Exergía química de la combustión mediante la caja de equilibrio de van't Hoff .....	62
<b>Capítulo 4 Temperaturas en las diferentes zonas de una cámara de combustión tipo anular .....</b>	<b>65</b>
4.1 Cálculo de las temperaturas en las diferentes zonas de una cámara de combustión tipo anular de la turbina de gas LM2500+ .....	65
4.1.1 Turbina de gas aeroderivada LM 2500+ .....	65
4.2 Zonas de la cámara de combustión de turbina de gas.....	66
4.3 Metodología para determinar las dimensiones de la cámara de combustión.....	67
4.3.1 Parámetros de diseño inicial .....	68
4.4 Distribución de los flujos de aire que circulan a través de la cámara de combustión .....	68
4.5 Área de referencia de la carcasa.....	69
4.6 Área del tubo de flama .....	71
4.7 Área de la sección anular .....	71
4.8 Longitud de la cámara de combustión.....	71
4.9 Dimensiones del difusor .....	73
4.10 Dimensionado del toberlinador .....	80
4.11 Área de los orificios del tubo de flama.....	83
4.12 Cálculo de la temperatura por zona.....	89
4.12.1 Relación de equivalencia por zona .....	89

4.12.2 Relación de equivalencia de la zona primaria.....	89
4.12.3 Relación de equivalencia para la zona secundaria .....	90
4.12.4 Relación de equivalencia para la zona de dilución .....	90
4.13 Eficiencias de combustión por zonas.....	90
4.13.1 Eficiencia de combustión de la zona primaria .....	90
4.13.2 Eficiencia de combustión de la zona secundaria .....	90
4.13.3 Eficiencia de combustión de la zona de dilución.....	91
4.14 Temperaturas de las zonas de la cámara de combustión tipo anular .....	92
4.14.1 Temperatura a la salida de la zona primaria .....	92
4.14.2 Temperatura a la salida de la zona secundaria.....	92
4.14.3 Temperatura a la salida de la zona de dilución.....	93
<b>Capítulo 5 Análisis exergético .....</b>	<b>95</b>
5.1 Exergía en las zonas de recirculación, primaria, secundaria y de dilución.....	95
5.1.1 Exergía química en las zonas de recirculación, primaria, secundaria y de dilución .....	95
5.1.2 Exergía química del aire .....	113
5.2 Exergía Física.....	125
5.2.1 Procedimiento para determinar las presiones de los gases de combustión que entran y salen de cada zona de la cámara de combustión .....	132
5.3 Irreversibilidades.....	135
<b>Capítulo 6 Estudio ambiental .....</b>	<b>143</b>
6.1 Potencial de calentamiento global .....	145
6.2 Potencial de lluvia ácida.....	146
6.3 Indicador de formación de smog.....	147
<b>Principales resultados .....</b>	<b>151</b>
<b>Conclusiones.....</b>	<b>153</b>
<b>Referencias.....</b>	<b>155</b>

# Índice de Figuras

## Capítulo 2: Clasificación de los combustibles

Figura 2.1. Clasificación de los combustibles. ....	14
Figura 2.2. Quemador de premezcla a presión. ....	21
Figura 2.3. Quemador atmosférico. ....	21
Figura 2.4. Quemador oxi-gas. ....	22
Figura 2.5. Quemador de mezcla en la boca de salida y aire a presión. ....	23
Figura 2.6. Quemador Jet. ....	23
Figura 2.7. Quemadores para combustibles líquidos. ....	25
Figura 2.8. Quemadores de pulverización por aire a baja presión. ....	25
Figura 2.9. Quemadores de pulverización por aire o vapor a presión. ....	26
Figura 2.10. Quemadores de copa rotativa (pulverización centrífuga). ....	27
Figura 2.11. Forma de la flama en quemadores de pulverización mixta. ....	27
Figura 2.12. División de zonas de una cámara de combustión tipo tubular. ....	29
Figura 2.13. Cámara de combustión tipo tubular. ....	30
Figura 2.14. Cámara de combustión anular. ....	32
Figura 2.15. Cámaras de combustión MULTICAN. ....	32
Figura 2.16. Turbina de gas de servicio pesado SGT5-2000E (SIEMENS, 2013). ....	33
Figura 2.17. Cámara de combustión DLN (Dry Low NOx). ....	33
Figura 2.18. Cámara de combustión con el sistema DLN operando a cargas parciales. ....	34

## Capítulo 3: Combustión

Figura 3.1 Exceso de aire en función de la relación de equivalencia. ....	50
Figura 3.2 Fracción molar del H <sub>2</sub> O, CO <sub>2</sub> , Reactivos, O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> y N en función de la relación de equivalencia. ....	50
Figura 3.3. Fracción molar del NO, Ar, CO, SO y SO <sub>2</sub> en función de la relación de equivalencia. ....	51
Figura 3.4. Fracción molar del H y OH en función de la relación de equivalencia. ....	52
Figura 3.5. Calor de combustión en función de la temperatura de los productos de la reacción de combustión del gas natural. ....	54
Figura 3.6. Calor de combustión en función de la relación de equivalencia de la reacción de combustión del gas natural. ....	55
Figura 3.7. Temperatura de flama adiabática en función de la relación de equivalencia. ....	56
Figura 3.8. Poder calorífico superior e inferior en función de la relación de equivalencia. ....	57
Figura 3.9. Temperatura y presión de rocío en función de la relación de equivalencia. ....	58
Figura 3.10. Relación aire-combustible en función de la relación de equivalencia. ....	59
Figura 3.11. Reacción química reversible a la temperatura de referencia T <sup>0</sup> . ....	61
Figura 3.12. Dispositivo reversible para determinar la exergía química del metano. ....	63

## Capítulo 4: Temperaturas de una cámara de combustión tipo anular

Figura 4.1 Diagrama esquemático de una turbina aeroderivada LM 2500+. ....	65
Figura 4.2. Corte a lo largo de la cámara de combustión tipo anular de 45°. ....	66
Figura 4.3. Zonas de una cámara de combustión. ....	67
Figura 4.4. Flujos de aire que intervienen en la cámara de combustión. ....	69
Figura 4.5. Configuraciones de una cámara de combustión de turbina de gas. ....	70
Figura 4.6. Dimensiones y zonas de la carcasa y tubo de flama. ....	73



Figura 4.7. Diagrama esquemático de un difusor.....	74
Figura 4.8. Diagrama esquemático de un difusor.....	77
Figura 4.9. Diagrama esquemático de un difusor.....	78
Figura 4.10. Cámara de combustión con difusores acoplados.....	78
Figura 4.11. Dimensiones de los difusores, carcasa o cámara externa, y del tubo de flama de una cámara de combustión tipo anular. ....	79
Figura 4.12 diámetro de los orificios de los cinturones de orificios en cada zona de la camara de combustión.....	88
Figura 4.13. Dimensiones en metros de la cámara de combustión tipo anular en escala 1:1 .....	89
Figura 4.14. Temperatura de las zonas que intervienen en la cámara de combustión tipo anular.....	93

## Capítulo 5: Análisis exerético

Figura 5.1 Volumen de control de cada una de las zonas de la cámara de combustión tipo anular. ....	95
Figura 5.2 Caja de equilibrio de van't Hoff.....	99
Figura 5.3 Caja de equilibrio de van't Hoff.....	104
Figura 5.4 Caja de equilibrio de van't Hoff.....	109
Figura 5.5 Exergía química molar de la combustión del gas natural que interviene en cada zona de la cámara de combustión tipo anular. ....	112
Figura 5.6 Comportamiento de la exergía química de la composición del gas natural por unidad de masa a lo largo de la cámara de combustión. ....	113
Figura 5.7 Presión en cada una de las zonas de la cámara de combustión. ....	133
Figura 5.8 Exergía física de cada una de las zonas de la cámara de combustión tipo anular. ....	135
Figura 5.9 Ecuaciones para determinar los flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona de recirculación, así como, el flujo de irreversibilidad.....	136
Figura 5.10 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona de recirculación, así como, el flujo de irreversibilidad.....	136
Figura 5.11 Ecuaciones para determinar los flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona primaria y del flujo de irreversibilidad.....	137
Figura 5.12 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona primaria y del flujo de irreversibilidad. ....	137
Figura 5.13 Ecuaciones para determinar los flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona secundaria y del flujo de irreversibilidad.....	138
Figura 5.14 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona secundaria y del flujo de irreversibilidad. ....	138
Figura 5.15 Ecuaciones para determinar los flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona de dilución y del flujo de irreversibilidad.....	139
Figura 5.16 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona de dilución y del flujo de irreversibilidad. ....	139
Figura 5.17 Flujo de irreversibilidad de cada zona de la cámara de combustión. ....	140
Figura 5.18 Ecuaciones para determinar la exergía de entrada y salida total de la cámara de combustión.....	140
Figura 5.19 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen del volumen de control de la cámara de combustión total y del flujo de irreversibilidad.....	141
Figura 5.20 Representación de los flujos de exergía e irreversibilidades en un diagrama de Grassmann. ....	141
Figura 5.21 Representación de los flujos de exergía e irreversibilidades en un diagrama de Grassmann. ....	142

## Capítulo 6: Estudio ambiental

Figura 6.1 Indicador de potencial de calentamiento global en función de la relación de equivalencia.....	146
Figura 6.2 Indicador de potencial de formación de lluvia ácida en función de la relación de equivalencia. ....	147
Figura 6.3 Indicador de potencial de formación de smog en función de la relación de equivalencia. ....	148

Figura 6.4 Indicador de potencial de calentamiento global de cada zona de la cámara de combustión.....	149
Figura 6.5 Indicador de potencial de formación de lluvia ácida de cada zona de la cámara de combustión.....	150
Figura 6.6 Indicador de potencial de formación de smog de cada zona de la cámara de combustión. ....	150

# Índice de Tablas

## Capítulo 2: Clasificación de los combustibles

Tabla 2.1. Aceites parafínicos. ....	11
Tabla 2.2. Olefinas.....	12
Tabla 2.3. Naftenos.....	12
Tabla 2.4. Aromáticos. ....	13
Tabla 2.5. Aleaciones de metal más utilizadas en cámara de combustión de turbinas de gas.....	36

## Capítulo 3: Combustión

Tabla 3.1 Composición del gas natural.....	48
--	----

## Capítulo 4: Temperaturas de una cámara de combustión tipo anular

Tabla 4.1 Pérdidas de presión en cámaras de combustión y flujo másico adimensional (Lefebvre, 2010).....	68
Tabla 4.2. Parámetros de entrada y salida de la cámara de combustión.....	68
Tabla 4.3. Flujos másicos que circulan a través de la cámara de combustión.....	69
Tabla 4.4. Relación de la longitud de la zona de dilución y del diámetro de tubo de flama en función de FDT para diferentes valores del parámetro de pérdida de presión.....	73
Tabla 4.5. Valores típicos del torbellinador propuestos por Lefebvre (Lefebvre, 2010).....	80

## Capítulo 5: Análisis exergético

Tabla 5.1 Composición y exergía química del aire. ....	113
Tabla 5.2 Composición y cambio en la entalpía en el estado estándar de referencia por componente del aire. ....	114
Tabla 5.3 Componentes de los gases de combustión, la masa molar y fracción molar para una relación de equivalencia de 1. ....	115
Tabla 5.4. Componentes para determinar la exergía química de los gases de combustión a la salida de la zona de recirculación. ....	116
Tabla 5.5 Gases de combustión, cambio de entalpía en el estado estándar de referencia y el producto de la fracción molar y el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de la composición de los gases de combustión. ....	116
Tabla 5.6. Composición, moles, moles totales y la fracción molar de la mezcla aire – gases de combustión que sale de cada zona de la cámara de combustión.....	118
Tabla 5.7. Masa molar, producto de la fracción molar y la masa molar, exergía química molar en el estado de referencia, producto de la fracción molar con la exergía química molar en el estado de referencia y producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar.....	119
Tabla 5.8. Cambio de entalpía en el estado estándar de referencia y producto de la fracción molar con el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de la composición de los gases de combustión. ....	120
Tabla 5.9 Masa molar, producto de la fracción molar y la masa molar, exergía química molar en el estado de referencia, producto de la fracción molar con la exergía química molar en el estado de referencia y el producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar.....	121
Tabla 5.10. Cambio de entalpía en el estado estándar de referencia y producto de la fracción molar con el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de la composición de los gases de combustión. ....	122

Tabla 5.11 Masa molar, el producto de la fracción molar con la masa molar, exergía química molar en el estado de referencia, el producto de la fracción molar con la exergía química molar en el estado de referencia y el producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar. ....	123
Tabla 5.12. Cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia y producto de la fracción molar con el cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia de la composición de los gases de combustión. ....	124
Tabla 5.13 Componentes de los gases de combustión, la fracción molar y constante particular de los gases de combustión por componente para la zona de recirculación. ....	125
Tabla 5.14 Calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona de recirculación. ....	126
Tabla 5.15 Composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona primaria. ....	127
Tabla 5.16 Composición de los gases de combustión y calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona primaria. ....	127
Tabla 5.17 Composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona secundaria. ....	128
Tabla 5.18 Composición de los gases de combustión y calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona secundaria. ....	129
Tabla 5.19. Composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona de dilución. ....	129
Tabla 5.20 Composición de los gases de combustión y calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona secundaria. ....	130
Tabla 5.21 Calor específico a presión constante y la constante particular del combustible sin reaccionar. ....	131
Tabla 5.22 Estados termodinámicos y sus propiedades de entrada y salida de cada zona de la cámara de combustión. ....	134
Tabla 5.23 Entalpías, entropías y exergías físicas de cada estado termodinámico de las zonas de la cámara de combustión. ....	134

## Capítulo 6: Estudio ambiental

Tabla 6.1 Indicadores de riesgo ambiental. ....	145
Tabla 6.2 Fracciones molares de los gases de combustión de cada zona de la cámara de combustión tipo anular. ....	149

# Nomenclatura

$A$	área, $m^2$
$a_1$	diferencia de radios en el difusor de la carcasa, m
$a_2$	diferencia de radios en el difusor del tubo de flama, m
$ARP$	potencial de lluvia ácida, $kg_{SO_2eq}/s$
$ARPi$	constante de potencial de lluvia ácida, $kmol_{SO_2}/kmol_{comb}$
$c$	velocidad, m/s
$C_d$	coeficiente de descarga, -
$C_i$	constante, donde $i = 1,2,3,5,7,9,10,14$
$c_p$	calor específico a presión constante, $kJ/kgK$
$D$	diámetro, m
$e$	energía por unida de masa, $kJ/kg$
$E$	energía, $kJ$
$EC$	energía cinética, $kJ$
$EP$	energía potencial, $kJ$
$f_i$	número $i$ de funciones
$FDT$	factor de distribución de la temperatura general o factor de patrón, -
$g$	gravedad, $m/s^2$
$G$	energía libre de Gibbs por unidad de masa, $kJ/kg$
$\tilde{G}$	energía libre de Gibbs molar, $kJ/kmol$
$GWP$	potencial de calentamiento global, $kg_{CO_2eq}/s$
$GWPi$	constante de potencial de calentamiento global, $kmol_{CO_2}/kmol_{comb}$
$h$	entalpía por unidad de masa, $kJ/kg$
$H$	entalpía, $kJ$
$\tilde{h}$	entalpía por unidad de mol, $kJ/kmol$ (Kotas, 2012)
$I_{SFP}$	potencial de formación de smog, $kg_{NO_{xeq}}/kWh$
$I_{ARP}$	potencial de lluvia ácida, $kg_{SO_2eq}/kWh$
$I_{GWP}$	potencial de calentamiento global, $kg_{CO_2eq}/kWh$
$J$	matriz Jacobiana
$k$	coeficiente de caída de presión en el orificio
$K_P$	constante de equilibrio en función de la presión parcial, -
$K_{Torr}$	factor de concordancia
$L, \ell$	longitud, m
$\dot{m}$	flujo másico, $kg/s$
$Ma$	número de mach, -
$n$	mol
$N$	número
$ng$	nanogramos
$n_i$	número de moles de la sustancia $i$
$n_v$	número de álabes
$q$	calor por unida de masa, $kJ/kg$
$Q$	calor, $kJ$ ,
$q'$	presión dinámica, Pa
$p$	perímetro, m
$P$	presión, Pa o bar

$PCI$	poder calorífico inferior, $\text{kJ/kg}_{\text{comb}}$
$PCS$	poder calorífico superior, $\text{kJ/kg}_{\text{comb}}$
$MM$	masa molar, $\text{kg/kmol}$
$r$	radio, $\text{m}$
$R_{\text{aire}}$	constante particular del aire, $= 287.043 \text{ J/kgK}$ (Kotas, 2012)
$\tilde{R}_u$	constante universal de los gases, $= 8.314 \text{ kJ/kmolK}$ (Kotas, 2012)
$RAC$	relación aire-combustible, $\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{comb}}$
$s$	entropía por unidad de masa, $\text{kJ/kgK}$
$S$	entropía, $\text{kJ/K}$
$S_N$	número de remolinos
$SFP$	potencial de formación de smog, $\text{kg}_{\text{NOx}}/\text{s}$
$SFPi$	constante de potencial de formación de smog, $\text{kmol}_{\text{NOx}}/\text{kmol}_{\text{comb}}$
$T$	temperatura, $\text{K}$
$t_v$	espesor del álabe, $\text{m}$
$u$	energía interna, $\text{kJ/kg}$
$U$	energía interna, $\text{kJ}$ o velocidad, $\text{m/s}$
$v$	volumen específico, $\text{m}^3/\text{kg}$
$V$	volumen, $\text{m}^3$
$W$	trabajo por unidad de masa, $\text{kJ/kg}$
$W$	trabajo, $\text{kJ}$
$z$	posición con respecto a la altura, $m$

## Símbolos

$\alpha$	relación flujo másico en el orificio-sección anular
$\chi$	fracción molar
$\chi_j^*$	fracción molar del vector solución de la sustancia $i$ , $i = 4, 6, 8, 11, 13$
$\chi_j^0$	fracción molar inicial de la sustancia $i$ , $i = 4, 6, 8, 11, 13$
$\varphi$	ángulo de divergencia, grados
$\Delta$	cambio o gradiente
$\Delta\chi_j$	factor de corrección
$\varepsilon$	coeficiente estequiométrico, $\text{kmol}$
$\varepsilon$	exergía por unidad de masa, $\text{kJ/kg}$
$\tilde{\varepsilon}$	exergía por unidad de mol, $\text{kJ/kmol}$
$\dot{E}$	flujo de exergía, $\text{kJ/s}$
$\Phi$	relación de equivalencia
$\eta$	eficiencia, -
$\lambda$	coeficiente de exceso de aire
$v_i$	coeficientes molares del componente $i$
$\pi$	número pi, -
$\theta$	ángulo, grados
$\rho$	densidad, $\text{kg/m}^3$
$\Omega_v$	ancho del torbellinador, $\text{m}$

$\Psi$  carga cinética del combustible, -

### Sustancias químicas

Ar	argón
C	carbono
CO	monóxido de carbono
CO <sub>2</sub>	dióxido de carbono
H	hidrógeno atómico
H <sub>2</sub>	hidrógeno diatómico
H <sub>2</sub> O	agua
H <sub>2</sub> S	sulfuro de hidrógeno
N	nitrógeno atómico
N <sub>2</sub>	nitrógeno diatómico
NO	óxido nítrico
O	oxígeno atómico
O <sub>2</sub>	oxígeno diatómico
OH	hidróxido
S	azufre
SO	óxido de azufre
SO <sub>2</sub>	dióxido de azufre

### Subíndices

0	estado del medio ambiente
0	parcial
2	estado de entrada de la cámara de combustión
3	estado de salida de la cámara de combustión
A	región A
<i>aire</i>	aire
<i>Anu</i>	sección anular
B	región B
<i>ch</i>	química
comb	combustible
<i>dif</i>	difusor
<i>dif,1</i>	difusor de la carcasa
<i>dif,2</i>	difusor del tubo de flama
Domo	domo
<i>e.a</i>	entre álabes
<i>en</i>	entrada
<i>fa</i>	flama adiabática
<i>gc</i>	gases de combustión
<i>global</i>	en toda la cámara de combustión
<i>i</i>	componente <i>i</i>
<i>int</i>	interno
<i>inye</i>	inyector
<i>j</i>	<i>j</i> átomos
<i>j</i>	componente <i>j</i>
<i>k</i>	<i>k</i> átomos
<i>ki</i>	cinética
<i>L</i>	en referencia a trabajo perdido
<i>l</i>	<i>l</i> átomos

<i>máx</i>	máxima
<i>n</i>	n átomos
<i>O</i>	orificio
<i>ph</i>	física
<i>po</i>	potencial
<i>prod</i>	productos
<i>Prom</i>	promedio
<i>react</i>	reactivos
<i>ref</i>	referencia
<i>Saturación<sub>H<sub>2</sub>O</sub></i>	saturación de agua
<i>s</i>	sección intermedia de la sección anular
<i>s.a</i>	sin álabes
<i>sa</i>	salida
<i>sistema</i>	sistema
<i>t</i>	tiempo
<i>tf</i>	tubo de flama
<i>Torr</i>	torbellinador
<i>total</i>	todos los componentes
<i>v<sub>H<sub>2</sub>O</sub>, productos</i>	vapor de agua en los productos
<i>VC</i>	volumen de control
<i>ω</i>	sección intermedia del difusor
<i>ZDilu</i>	zona de dilución
<i>Zenfri</i>	zona de enfriamiento
<i>ZR</i>	zona de recirculación
<i>ZPri</i>	zona primaria
<i>ZSec</i>	zona secundaria

## Superíndices

<i>0</i>	estado estándar de referencia
<i>n</i>	índice de presión



## Resumen

El análisis exergo-ambiental de la combustión de una turbina de gas permite relacionar la exergía con los impactos ambientales, con lo cual es posible identificar y evaluar el lugar y la fuente de las irreversibilidades, y las zonas de una cámara de combustión tipo anular con mayor impacto ambiental. Con esa información se tiene la posibilidad de mejorar el sistema.

En esta investigación se realiza un análisis exergo-ambiental a la cámara de combustión de una turbina de gas y se determinan los indicadores ambientales. Para poder llevarlo a cabo es necesario identificar las zonas y volúmenes de control que se van a estudiar en la cámara de combustión y las propiedades del fluido de entrada y salida de cada zona. Se realiza el dimensionamiento de una cámara de combustión tipo anular de una turbina de gas LM 2500+, a partir de correlaciones empíricas propuestas en la literatura; esto permite identificar las temperaturas y presiones de los fluidos que entran y salen de cada zona o volumen de control de la cámara de combustión. Posteriormente se determinan las exergías físicas del fluido que entran y salen de cada volumen de control. También se determina la exergía química de la reacción de combustión y de las corrientes que entran y salen de cada volumen de control, considerando la combustión con contaminantes como el CO, NO, SO y SO<sub>2</sub>, mediante el método de Olikara para determinar las fracciones molares, y el método de van't Hoff. El análisis exergético se basó principalmente en la exergía química y física de cada corriente.

Finalmente, mediante un balance de exergía y mediante la aplicación de indicadores ambientales este trabajo aporta de forma satisfactoria el conocimiento de la zona con mayor y menor flujo de irreversibilidad e impacto ambiental de una cámara de combustión tipo anular de una turbina de gas LM2500+. La zona con mayor irreversibilidad y con un mayor impacto ambiental es la zona de recirculación debido a la reacción de combustión; la zona con menor irreversibilidad es la zona secundaria, debido a que en esa zona se lleva a cabo la mayor caída de presión y temperatura. La zona de menor impacto ambiental es la zona de dilución debido a que esa región tiene la menor temperatura y presión.

Los resultados obtenidos muestran que la zona de recirculación tiene la mayor irreversibilidad, debido a que ahí se lleva a cabo la combustión; las demás zonas son menos irreversibles, debido a que sólo se considera la mezcla de aire y gases de combustión, en comparación con la zona de recirculación, la irreversibilidad es menor en la zona: dilución, 61 %; primaria, 66.3 %; secundaria, 98.8 %. Los indicadores ambientales permitieron identificar las zonas de la cámara de combustión con mayor impacto ambiental.

Los resultados agregados de todos los indicadores muestran que la zona con mayor impacto ambiental es la zona de recirculación y es debido a la reacción de combustión y la zona de menor impacto ambiental es la zona de dilución debido a que es la zona con la menor temperatura y presión. Por lo tanto, la zona con mayor irreversibilidad y con un mayor impacto ambiental es la zona de recirculación debido a la reacción de combustión, la zona con menor irreversibilidad es la zona secundaria debido a que en esa zona se lleva a cabo la mayor caída de presión y temperatura, la zona de menor impacto ambiental es la zona de dilución debido a que es la zona con la menor temperatura y presión.

En este trabajo se integraron exitosamente diferentes metodologías de evaluación que permitieron obtener la evaluación exergo-ambiental por zonas o regiones de una cámara de combustión de una turbina de gas.



## Abstract

The exergo-environmental analysis of the combustion of a gas turbine allows the exergy to be related to the environmental impacts, with which it is possible to identify and evaluate the place and source of the irreversibilities, and the zones of an annular combustion chamber with greater environmental impact. With this information, there is the possibility of improving the system.

In this investigation, an exergy-environmental analysis is performed in the combustion chamber of a gas turbine and the environmental indicators are determined. In order to carry it out, it is necessary to identify the control zones and volumes to be studied in the combustion chamber and the properties of the fluid in and out of each zone. The sizing of an annular combustion chamber of a LM 2500+ gas turbine is performed, based on empirical correlations proposed in the literature; This allows identifying the temperatures and pressures of the fluids entering and leaving each control zone or volume of the combustion chamber. Subsequently, the physical exergies of the fluid entering and leaving each control volume are determined. The chemical exergy of the combustion reaction and the currents entering and leaving each control volume are also determined, considering the combustion with contaminants such as CO, NO, SO and SO<sub>2</sub>, using the Olikara method to determine the mole fractions, and the van't Hoff method. The exergetic analysis was based mainly on the chemical and physical exergy of each current.

Finally, by means of an exergy balance and by the application of environmental indicators, this work satisfactorily provides the knowledge of the area with the highest and lowest flow of irreversibility and environmental impact of an annular combustion chamber of a LM2500 + gas turbine. The zone with the greatest irreversibility and the greatest environmental impact is the recirculation zone due to the combustion reaction; the zone with the least irreversibility is the secondary zone, since the greatest drop in pressure and temperature takes place in that zone. The zone of least environmental impact is the dilution zone because that region has the lowest temperature and pressure.

The results obtained show that the recirculation zone has the highest irreversibility, because combustion takes place there; the other zones are less irreversible, since only the mixture of air and combustion gases is considered, compared to the recirculation zone, the irreversibility is less in the zone: dilution, 61%; primary, 66.3%; secondary, 98.8%. The environmental indicators allowed identifying the areas of the combustion chamber with the greatest environmental impact.

The aggregated results of all the indicators show that the zone with the greatest environmental impact is the recirculation zone and is due to the combustion reaction and the zone with the least environmental impact is the dilution zone because it is the zone with the lowest temperature and pressure. Therefore, the zone with the greatest irreversibility and the greatest environmental impact is the recirculation zone due to the combustion reaction, the zone with the least irreversibility is the secondary zone because the greatest drop in pressure and temperature, the zone of least environmental impact is the dilution zone because it is the zone with the lowest temperature and pressure.

In this work, different evaluation methodologies were successfully integrated that allowed obtaining the exergo-environmental evaluation by zones or regions of a combustion chamber of a gas turbine.



# Capítulo 1      Antecedentes y objetivos

## 1.1 Introducción

Actualmente, con la preocupación existente por la contaminación y el cambio climático, se ha buscado generar potencia con elevada eficiencia térmica, utilizando combustibles fósiles con bajos niveles de emisión de CO<sub>2</sub> y de otros gases contaminantes, de tal manera que, los sistemas que utilizan cámaras de combustión de turbina de gas tengan una tarea importante en la creciente demanda de energía eléctrica (García y col., 2006).

Las condiciones de operación de las cámaras de combustión de turbinas de gas dependen de su desempeño, de las condiciones ambientales y de las restricciones tecnológicas de los materiales, con los cuáles, están construidas. Éstas son estudiadas para conocer su comportamiento cuando varían algunos parámetros, tales como la temperatura ambiente, la temperatura de los gases a la entrada de la turbina, la relación de presiones, la eficiencia isoentrópica del compresor, la eficiencia isoentrópica de la turbina, la relación aire-combustible y la temperatura adiabática de flama (Rangel, 2001).

Las emisiones contaminantes de los procesos de combustión se han convertido en una gran preocupación pública, debido a su impacto al medio ambiente y a la salud. La última década ha sido testigo de cambios rápidos, tanto en las regulaciones para controlar las emisiones de las turbinas de gas, y de las tecnologías utilizadas para cumplir con estas regulaciones. Debido al aumento de la población en el mundo, el consumo de combustible por la aviación civil se ha incrementado, actualmente el transporte aéreo se percibe como uno de los sectores de uso de energía de más rápido crecimiento en el mundo. Al mismo tiempo, las turbinas de gas estacionarias se han establecido firmemente como motores principales en la industria del gas y del petróleo, y han adquirido distintas de aplicación en plantas de ciclo combinado y en muchas áreas de generación de energía de servicios públicos. Todos estos desarrollos han estado acompañados de una presión continua y creciente sobre el manejo de la combustión, y de las cámaras de combustión para reducir las emisiones contaminantes de todo tipo de turbinas de gas. Las regulaciones de las emisiones de las turbinas de gas estacionarias tienden a ser muy complejas, debido a que la legislación cambia de un país a otro y se complementa con regulaciones y ordenanzas locales o específicas que rigen el tamaño y el uso de la planta considerada y el tipo de combustible que se utiliza.

Se puede encontrar información detallada sobre la legislación ambiental y las reglamentaciones para motores estacionarios en (Tim y col., 2013). Un número importante de motores que queman gas natural, las emisiones de inquemados, material particulado y derivados de azufre, SO<sub>x</sub> son pequeñas, y la mayor parte del impulso hacia regulaciones más estrictas para las turbinas estacionarias de gas se ha dirigido a los óxidos de nitrógeno, NO<sub>x</sub>. En los Estados Unidos, en 2006 la Agencia de Protección Ambiental (EPA) ha promulgado normas de emisiones de turbinas de gas, y son (Tim y col., 2013):

- Para la generación de electricidad producida por una turbina con gas natural, los límites de NO<sub>x</sub> son: 42 ppmv para potencias menores a 3 MW; 25 ppmv para potencias entre 3 MW y 110 MW; y 15 ppmv para potencias mayores a 110 MW.
- Para las nuevas turbinas generadoras de electricidad que queman combustibles distintos al gas natural, los límites de NO<sub>x</sub> son: 96 ppmv para potencias menores a 3 MW; 74 ppmv para potencias entre 3 MW y 110 MW; y 42 ppmv para potencias mayores a 110 MW.
- Para las nuevas turbinas de accionamiento mecánico para potencias menores a 3.5 MW, los límites de NO<sub>x</sub> son: 100 ppmv para la quema de gas natural y 150 ppmv para los combustibles que no sean de gas natural.

- Las emisiones de SO<sub>2</sub> están limitadas a 110 ng/J de producción de energía bruta para turbinas ubicadas en áreas continentales, y 780 ng/J de potencia bruta para turbinas ubicadas en áreas no continentales.

Las razones para justificar un mayor uso de las turbinas de gas en el mundo son las siguientes:

- Disponibilidad de grandes volúmenes de gas natural. La disponibilidad de este combustible, cuyo agotamiento está relativamente lejano (a las plantas que operan con turbinas de gas se les supone una vida útil tan larga, como la vida que le queda a la extracción de este combustible) unido a su bajo precio, que es menor que el de otros combustibles, son uno de los principales atractivos de las centrales térmicas que manejan turbinas de gas (García, 2005).
- Disponibilidad de uso de otros combustibles. Además del gas natural las turbinas de gas pueden operar empleando como combustible: gasóleo, gas LP, carbón gasificado, etc., con eficiencias elevadas, pero con limitaciones en el funcionamiento de los quemadores. El diseño se optimiza para gas natural, pero la posibilidad de emplear otros combustibles en lugares donde el gas natural no está disponible, entonces hay que dotar a las turbinas de gas y en general a este tipo de plantas de una flexibilidad adicional muy interesante. Además, hay que tener en cuenta, que gran parte de las turbinas disponen de quemadores duales, capaces de realizar la combustión de más de un tipo de combustible (R. Kehlhofer, 1997).
- La eficiencia térmica de los ciclos combinados que operan en la actualidad es del orden del 60%. Este valor supera a las eficiencias de los ciclos abiertos de turbinas de gas y de los de vapor que trabajan en forma independiente, que rara vez superan el 35%.
- Alta disponibilidad, ya que pueden funcionar sin problemas hasta 8,300 horas equivalentes al año (una hora equivalente es el resultado de dividir la energía producida en un año por la potencia nominal de la planta) (García, 2005).

Se prevé que los combustibles fósiles sigan siendo la principal fuente de energía utilizada para producción de electricidad, aunque con respecto a escenarios anteriores parece consolidarse en escenarios futuros una reducción en el consumo del carbón a favor del gas natural (Hepbasli, 2010). El estudio de procesos donde hay consumo o transformación de energía tiene como base la primera ley de la termodinámica; sin embargo, al introducir la segunda ley de la termodinámica se realiza un análisis más completo, al considerar el sentido que siguen los procesos, la degradación de la energía que causan y poder hacer un seguimiento de la disponibilidad de energía (exergía) en el proceso de identificar la ubicación y posible causa de las irreversibilidades y los equipos o zonas que operan ineficientemente en el sistema (García y col., 2006).

Por tal motivo, en esta investigación se realiza un análisis exergo ambiental de la combustión de una turbina de gas. El análisis exergo-ambiental de la combustión de una turbina de gas permite relacionar a la exergía con los impactos ambientales, permitiendo identificar el lugar y fuente de las irreversibilidades, y las zonas con mayor impacto ambiental; además, da información sobre la posibilidad de mejorar el sistema.

Para poder realizar esta investigación, es necesario identificar las zonas en la cámara de combustión y las propiedades de entrada y salida de cada zona; debido a esto, se realiza el dimensionamiento de una cámara de combustión tipo anular de turbina de gas, a partir de correlaciones empíricas propuestas por otros investigadores; esto permite identificar las temperaturas, presiones y flujos masicos, a partir de estos parámetros de entrada y salida, se determinan las exergías físicas que entran y salen de cada corriente; por otro lado, mediante el método de Olikara se determinan las fracciones molares de los contaminantes, tales como el CO, NO, SO y SO<sub>2</sub>, y con el método de van't Hoff, se determina la exergía química de la reacción de combustión. Para determinar las irreversibilidades, se realiza un balance de exergía en cada zona de la cámara de combustión, lo que permite determinar la zona con mayor pérdida de energía disponible.

Finalmente, se determinan diversos indicadores ambientales para identificar las zonas de la cámara de combustión con mayor impacto ambiental.

## 1.2 Antecedentes

(Seaton y col., 1995). Demostraron que hay una fuerte asociación entre el asma y otras enfermedades respiratorias, debido a la contaminación atmosférica por concentraciones de pequeñas partículas en el rango de microgramos, y esto se debe a que los gases de escape de una turbina se componen de monóxido de carbono, CO; dióxido de carbono; CO<sub>2</sub>, vapor de agua, H<sub>2</sub>O; óxidos de nitrógeno, NO<sub>x</sub>; el exceso de oxígeno del aire, O<sub>2</sub>; y nitrógeno, N<sub>2</sub>. El CO<sub>2</sub> y el H<sub>2</sub>O no siempre han sido considerados como contaminantes porque son la consecuencia natural de la combustión completa de un combustible de hidrocarburo. Sin embargo, ambos contribuyen al calentamiento global. El CO reduce la capacidad de la sangre para absorber oxígeno y, en altas concentraciones, puede causar asfixia e incluso la muerte.

A nivel mundial, las emisiones de NO<sub>x</sub> de los motores de los aviones constituyen menos del 3% de todas las emisiones de NO<sub>x</sub> generadas por el hombre. Sin embargo, es especialmente preocupante que estas emisiones conduzcan a la formación de ozono en la tropósfera, la región que se extiende desde el nivel del suelo hasta aproximadamente 12 km por encima de la superficie de la tierra. Esta es la zona en la que operan las turbinas de gas estacionarias y los aviones subsónicos.

Con relación a otras fuentes (Bahr, 1991) mostró que los motores de los aviones son sólo contribuyentes menores a la carga general de NO<sub>x</sub>. Por ejemplo, en los Estados Unidos, las emisiones de NO<sub>x</sub> de los motores de las aeronaves representan sólo alrededor del 2% de las emisiones totales de todas las fuentes en todo el país (Bahr, 1991).

Para todos los tipos de turbinas de gas estacionarias, (Anon, 2009) pronosticó que la demanda mundial de energía crecerá en los próximos 30 años, en torno al 1.8% anual. Esta demanda se satisface principalmente por la combustión de combustibles fósiles (Anon, 2009).

(Bahr, 1992) menciona que, para los fabricantes de turbinas de gas, hay dos alternativas disponibles para reducir los NO<sub>x</sub>; uno es hacer mejoras en la cámara de combustión que reducen su índice de emisiones (EI); y el otro es elegir un ciclo de la turbina que tenga un consumo específico de combustible bajo. Debido a que los niveles de CO de los motores modernos se han reducido significativamente en todas las condiciones de baja potencia, y sólo el NO<sub>x</sub> se emite en cantidades apreciables.

Según (Bahr, 1995) con respecto al cumplimiento de las normas de la Organización de la Aviación Civil Internacional (OACI), generalmente para las turbinas de avión es sencillo cumplir con estas normas, debido principalmente a los esfuerzos de los fabricantes de turbinas para mejorar el diseño de la cámara de combustión y reducir el consumo de combustible. Sin embargo, existe una presión continua por parte de esta organización para reducir las emisiones de NO<sub>x</sub>. En Suecia, ahora se impone un impuesto sobre las emisiones de NO<sub>x</sub> generados durante los vuelos nacionales; mientras que en Suiza se basan tanto en las emisiones de NO<sub>x</sub> como de inquemados (Bahr, 1995).

Por otro lado, las regulaciones actuales de la OACI están restringidas a operaciones a baja altura dentro y alrededor de los aeropuertos, pero las preocupaciones crecientes sobre el agotamiento de la capa de ozono a grandes altitudes podrían extenderse a otros regímenes de vuelo, como a altitud crucero, donde ocurren las emisiones de NO<sub>x</sub>. La OACI está estudiando la viabilidad de introducir normas de certificación que cubran estos regímenes de vuelo (OACI, 2018).

Investigaciones de (Lefebvre, 2011) advierten que los principales factores que influyen en la eficiencia de la combustión y, por lo tanto, en las emisiones de CO, son las temperaturas de entrada a la cámara de

combustión, la presión de combustión, la relación de equivalencia de la zona primaria y, con los combustibles líquidos, el tamaño medio de gota de la pulverización.

Para determinar las fracciones molares de los gases de combustión, (Olikara, 1975) considera que, para propósitos de cálculos de la cinética química, muchas de las especies principales también se pueden suponer que están en equilibrio químico. Debido a este uso generalizado, es importante contar con un medio rápido para calcular la energía interna de equilibrio, la masa molar y las fracciones molares de las especies de los productos de la combustión de hidrocarburos y aire. El propósito del trabajo de Olikara, se enfoca específicamente sólo con los productos en fase gaseosa de la combustión de combustibles de hidrocarburos (que contienen átomos de C, H, O, N) y aire. Sin embargo, el trabajo se extiende para calcular las derivadas parciales de la energía interna y la masa molar que, son útiles para resolver numéricamente la primera ley como una ecuación diferencial en el tiempo (Olikara, 1975).

(Conrado y col., 2004) muestran una metodología para el diseño básico de la cámara de combustión tipo tubular de turbinas de gas. La idea fue proporcionar información para producir diseños que requieren un tiempo mínimo de desarrollo. Como tal, el énfasis de la metodología está en los aspectos prácticos más que teóricos del diseño de la cámara de combustión. En el trabajo se examinan los criterios para seleccionar una configuración de cámara de combustión adecuada seguido, de cálculos de diseño para las dimensiones de la carcasa, el revestimiento, el difusor y el torbellinador. Los cálculos de la temperatura del gas en las diversas zonas de la cámara de combustión se realizan junto con los cálculos de diseño para las dimensiones de los agujeros de admisión de aire. También desarrollaron un programa computacional basado en la secuencia de ecuaciones propuestas por el autor y también presentan, un ejemplo de diseño. La secuencia de cálculos de este trabajo no representa la metodología más avanzada posible para diseñar una cámara de combustión de turbina de gas, sin embargo, sí permite proporcionar un diseño de cámara de combustión que atienda las condiciones de operación de la turbina de gas.

(Husain y col., 2018) presentan los resultados de la investigación experimental de combustión de alto rendimiento y bajas emisiones en una cámara de combustión tubular de turbina de gas en condiciones atmosféricas. La reacción de baja emisión y oxidación incolora se caracteriza por una flama dispersa y temperatura bajo las condiciones de aire precalentado. El rendimiento del sistema, las emisiones de CO e inquemados, fue registrado para lograr la combustión incolora de baja emisión; las mediciones de temperatura, el flujo másico del aire de entrada y el flujo másico del combustible también fueron registradas, para conocer el diámetro variable de los agujeros del inyector principal de combustible.

(Amani y col., 2018) investigó las estrategias de reparto de aire entre los orificios de un revestimiento de cámara de combustión utilizando una optimización sistemática de objetivos múltiples basada en la dinámica de fluidos computacional. El modelo matemático, que incluye a las ecuaciones de continuidad, momento, energía y especies que implican un cierre para la interacción de la turbulencia, se resuelve para 120 configuraciones de diseño propuestas por un diseño de experimento. Luego, estos datos se utilizan para construir las superficies de respuesta para analizar los efectos de la división del aire en siete parámetros de rendimiento de la cámara de combustión.

(Mark, 2016) realizó el diseño de una cámara de combustión tipo anular de un motor de turbina de gas. La cámara de combustión se colocó entre el compresor y la turbina. La metodología se ocupa del cálculo de los parámetros de diseño iniciales a partir de la evaluación comparativa de los estándares de la industria en tiempo real y llega a valores optimizados. Luego se estudia su viabilidad y se finaliza. Después, las diversas dimensiones de la cámara de combustión se calculan con base en diferentes fórmulas empíricas. El flujo de masa de aire se distribuye a través de las zonas de la cámara de combustión. El requisito de enfriamiento se cumple utilizando los orificios de enfriamiento. Finalmente se calculan las variaciones de los parámetros en



diferentes puntos. Toda la cámara de combustión se modela utilizando un software de modelado Siemens NX 8.0. Enseguida, el modelo se analiza utilizando varios parámetros en varias etapas y niveles para determinar el diseño optimizado. Las características de flujo de aire y gases de combustión se simulan numéricamente mediante el paquete de software ANSYS 14.5. Se determina la mezcla aire-combustible, combustión-turbulencia, análisis térmico y de enfriamiento.

(Hung, 1985) examinaron la influencia de la temperatura del aire ambiente en las emisiones de CO de un motor industrial de 7 MW alimentado con gas natural. La temperatura del aire tiene un fuerte efecto sobre el CO medido, es decir, las emisiones de CO para una temperatura del aire de 287 K fueron de tres a cuatro veces mayores que para una temperatura de 298 K.

Posteriormente, (Hung, 1993) en su trabajo determinó una correlación para calcular el efecto de la temperatura del aire ambiente sobre el CO. Se considera válido para temperaturas de hasta 303 K. Esta correlación se debe usar con precaución, porque es probable que sea muy específica del tipo de turbina. Sin embargo, sirve para resaltar la fuerte dependencia de las emisiones de CO con la temperatura del aire ambiente, y ayuda a explicar algunas de las anomalías que a veces se encuentran, cuando se analizan las mediciones de CO obtenidas de pruebas repetidas, llevadas a cabo durante un período de tiempo.

Snyder en su investigación determinaron la dependencia exponencial del NO térmico con la temperatura de la flama, mostrando que la producción de NO disminuye muy rápidamente a medida que se reducen las temperaturas, particularmente a tiempos de residencia normales en la cámara de combustión de aproximadamente 5 ms (Snyder y col., 1994).

(Pires y col., 2018) realizaron estudios para reducir emisiones de NO<sub>x</sub>, aplicando una estrategia de control predictivo basada en un modelo no lineal multivariable para evitar la operación insegura o inapropiada de las turbinas de gas, al tiempo que se reducen las emisiones de NO<sub>x</sub>. En este contexto, las variables de control son la velocidad del compresor y la temperatura a la entrada de la turbina. El controlador mantiene la velocidad proporcional a la frecuencia de la red durante los cambios de carga. Además, en los casos en que la turbina se instala en un ciclo combinado de calor y potencia, la temperatura de los gases de descarga debe seguir una referencia para garantizar la calidad del vapor generado. El control se logra manipulando el flujo de combustible en la cámara de combustión y los álabes guía variables de entrada del compresor. El comportamiento dinámico no lineal de una turbina de gas industrial se modela utilizando un primer simulador de procesos principales, que resuelve las ecuaciones de conservación de masa, energía y momento, junto con una ecuación de estado. Además, las emisiones contaminantes se minimizan como parte del proceso, a través de un procedimiento de optimización. El problema de optimización se resuelve mediante la implementación de tres algoritmos evolutivos diferentes y un método de búsqueda directa. La estrategia de control propuesta se aplica con éxito a una turbina de gas en escenarios de variación de aire y combustible, y la optimización cumple su objetivo al reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno.

(Aydin, 2013) desarrolló indicadores exergéticos para determinar los aspectos de sostenibilidad de la central eléctrica basada en un motor de turbina de gas (GTE). Para este propósito, primero se llevó a cabo un análisis exhaustivo de exergía a la turbina de gas, luego calculó los indicadores exergéticos para la configuración de dos centrales eléctricas; caso A, en la central eléctrica sólo se tiene a la turbina de gas LM6000 GTE; caso B, es una para una central eléctrica de ciclo combinado, y la turbina de gas es una LM6000 GTE. Los indicadores de sostenibilidad exergética investigados son la eficiencia exergética, el índice de exergía de residuos, el factor de destrucción de exergía, el índice de exergía recuperable, el factor de efecto ambiental y la sostenibilidad exergética. Por otro lado, realiza un análisis exergético a una turbina de gas considerando una reacción de combustión estequiométrica y supone a la cámara de combustión como caja negra, es decir, sólo considera la exergía de las corrientes que entran y salen de la cámara.

(Dincer y col., 2013) trata la exergía y sus aplicaciones a diversos sistemas y aplicaciones de energía como una herramienta para el diseño, análisis y optimización, y su papel en minimizar y eliminar los impactos ambientales y proporcionar un desarrollo sostenible. En este sentido, se cubren varios temas que van desde los conceptos termodinámicos hasta el análisis de exergía para diversas aplicaciones. Conecta la exergía con tres áreas esenciales en términos de energía, medio ambiente y desarrollo sostenible.

Los trabajos antes mencionados permiten alcanzar los objetivos; por ejemplo, los trabajos de Seaton y Bahr, 1995 y Pires, 2018 tienen relación con la parte ambiental de los objetivos de esta investigación, puesto que relacionan las enfermedades con gases de efecto invernadero y mencionan cómo es posible reducir estos gases de efecto invernadero y la dependencia del NOx a la temperatura. A diferencia de ellos, esta tesis aborda la parte ambiental mediante indicadores ambientales, los cuales, relacionan los gases de efecto invernadero y se determina las fracciones molares de los productos de la combustión en función de la relación de equivalencia mediante el método de Olikara (1975). Olikara en su trabajo propone un método para determinar las fracciones molares de la combustión, en esta tesis utilizamos dicho método, pero difiere en que se considera azufre en el combustible y también dióxido de carbono y agua en el oxidante aire. El método de Olikara fue utilizado por (Rashidi, 1998), (Dutta y col., 2008) y (Sompop y col., 2017). Amani y col., (2018), Lefebvre, (1996), Mark, (2016), Conrado y col., (2004) y Kumar, (2017) en sus trabajos proponen ecuaciones empíricas para determinar las dimensionamiento de cada parte de una cámara de combustión; en esta tesis, para conocer las temperaturas y presiones de entrada y salida de la cámara de combustión fue necesario conocer sus dimensiones de una de tipo anular por lo que nos auxiliamos de las ecuaciones que proponen estos autores. Tsatsaronis, (1993) realiza un análisis exergo-ambiental a una turbina de gas considerando indicadores ambientales, a diferencia de él, este trabajo solo se centra en la cámara de combustión tipo anular de una turbina de gas LM2500+ y se realiza un análisis exergético y ambiental para determinar la zona de la cámara de combustión con las mayores irreversibilidades e impacto ambiental. (Kotas, 2012), (Dincer y col., 2013) y (Aydin, 2013) desarrollaron metodologías de evaluación exergética aplicadas a sistemas térmicos, estas metodologías fueron utilizadas para determinar las exergías e irreversibilidades de la cámara de combustión tipo anular.

### **1.3 Pregunta de investigación**

¿Qué zona de la cámara de combustión tipo anular tiene la mayor irreversibilidad e impacto al medio ambiente?

### **1.4 Objetivo General**

- Realizar un análisis exergo-ambiental de la combustión de una turbina de gas.

#### **1.4.1 Objetivos Particulares**

- Determinar las fracciones molares de la combustión del gas natural en función de la relación de equivalencia mediante el método de Olikara.
- Obtener parámetros termodinámicos de la combustión en función de la relación de equivalencia como: temperatura de flama adiabática, calor de combustión.
- Determinar las dimensiones de una cámara de combustión tipo anular mediante la metodología y correlaciones propuesta por Sawyer, Lefebvre y otros autores.
- Determinar la exergía química de la reacción de combustión mediante la caja de equilibrio de van't Hoff.
- Aplicar el análisis exergético y ambiental a la combustión de la cámara de combustión de la turbina de gas.

## Capítulo 2 Clasificación de los combustibles

### 2.1 Clasificación de los combustibles

Los combustibles que son compuestos de carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y azufre, se conocen por su estructura molecular como CHONS. Un combustible se puede considerar como todo aquello que pueda ser quemado o llevar a cabo la reacción de combustión. Los combustibles puros con cuatro átomos de carbono son gaseosos, los que tienen veinte o más son sólidos, y los intermedios son líquidos (Lefebvre, 2010).

### 2.2 Clasificación de los hidrocarburos presentes en el combustible de petróleo

Los hidrocarburos presentes en el combustible de petróleo se clasifican en cuatro grupos: parafínicos, olefínicos, nafténicos y aromáticos (Lefebvre, 2010).

#### 2.2.1 Compuestos parafínicos

Los compuestos parafinos tienen la fórmula general  $C_nH_{2n+2}$ . Por lo tanto, el más simple de los hidrocarburos en esta clase es el metano, que se compone de 1 carbono y 4 hidrógenos. Las parafinas normales restantes se construyen a partir de metano como cadenas lineales; por ejemplo, la estructura molecular del etano, se compone de 2 carbonos y 6 hidrógenos, la estructura molecular del propano se compone de 3 carbonos y 8 hidrógenos, como se muestra en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Aceites parafínicos.

Combustible	Fórmula química	Estructura molecular
Metano	$CH_4$	$\begin{array}{c} H \\   \\ H - C - H \\   \\ H \end{array}$
Etano	$C_2H_6$	$\begin{array}{c} H & H \\   &   \\ H - C - & C - H \\   &   \\ H & H \end{array}$
Propano	$C_3H_8$	$\begin{array}{c} H & H & H \\   &   &   \\ H - C - & C - & C - H \\   &   &   \\ H & H & H \end{array}$

#### 2.2.2 Olefinas

Las olefinas se ajustan a la fórmula general  $C_nH_{2n}$ . No existen normalmente en el petróleo crudo, pero se producen por los procesos de conversión en la refinería. Sus moléculas contienen menos átomos de hidrógeno que el número máximo posible, son muy activos químicamente y reaccionan fácilmente con un gran número de compuestos para formar gomas resinosas y materiales de tipo goma. Por esta razón, las olefinas son muy indeseables en los combustibles de turbinas de gas, y sólo se encuentran en pequeñas cantidades. Las moléculas de olefinas deben contener al menos dos moléculas de carbono y un doble enlace, por lo tanto, la molécula más ligera es,  $C_2H_4$ , que es el etileno (Lefebvre, 2010). En la Tabla 2.2, se muestra la estructura molecular y composición del etileno, que se compone de 2 carbonos, 4 hidrógenos y un doble enlace; del propileno que se compone de 3 carbonos, 6 hidrógenos y un doble enlace; y del butileno que se compone de 4 carbonos, 8 hidrógenos y un doble enlace.

Tabla 2.2. Olefinas.

Combustible	Fórmula química	Estructura molecular
Etileno	$C_2H_4$	$\begin{array}{c} H & & H \\   & &   \\ C & = & C \\   & &   \\ H & & H \end{array}$
Propileno	$C_3H_6$	$\begin{array}{c} H & & H & & H \\   & &   & &   \\ C & = & C & - & C & - & H \\   & & & &   \\ H & & & & H \end{array}$
Butileno	$C_4H_8$	$\begin{array}{c} H & & H & & H & & H \\   & &   & &   & &   \\ C & = & C & - & C & - & C & - & H \\   & & & &   & &   \\ H & & & & H & & H \end{array}$

### 2.2.3 Naftenos

La fórmula general de los naftenos es  $(CH_2)_n$ . Los naftenos están saturados de hidrocarburos, sus átomos de carbono están unidos para formar anillos, en lugar de cadenas lineales como en el caso de las parafinas. Los naftenos llevan nombres similares a los de las parafinas que tienen el mismo número de átomos de carbono, con la adición del prefijo "ciclo", por ejemplo, el ciclo propano y ciclopentano. Tienen baja tendencia a la formación de hollín (Lefebvre, 2010). En la Tabla 2.3, se muestra la estructura molecular del ciclopropano que se compone de 3 carbonos y 6 hidrógenos; y la estructura molecular del ciclopentano, que se compone de 5 carbonos y 10 hidrógenos.

Tabla 2.3. Naftenos.

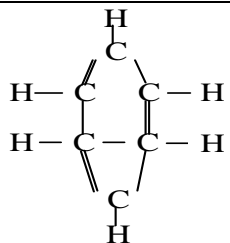
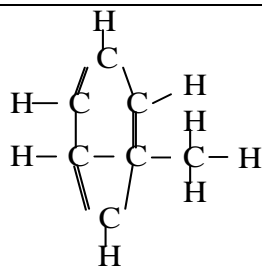
Combustible	Fórmula química	Estructura molecular
Ciclopropano	$C_3H_6$	$\begin{array}{c} H & & H \\ & \diagdown & / \\ & C & \\ & / & \diagdown \\ H - C & - & C - H \\ &   &   \\ & H & H \end{array}$
Ciclopentano	$C_5H_{10}$	$\begin{array}{c} H & & H \\ & \diagdown & / \\ & C & \\ & / & \diagdown \\ H & - & C & - & C & - & H \\ & / &   &   & \diagdown \\ H & - & C & - & C & - & H \\ &   &   & &   \\ & H & H & & H \end{array}$

### 2.2.4 Aromáticos

Los aromáticos son compuestos que contienen uno o más anillos de seis carbonos, con el equivalente a tres dobles enlaces. Aunque es similar en estructura a los naftenos, contienen menos hidrógeno. Las desventajas de los compuestos aromáticos incluyen una marcada tendencia a la formación de hollín, y tienden a absorber humedad, que puede conducir a la precipitación de cristales de hielo, cuando el combustible se somete a bajas temperaturas. Los compuestos aromáticos también tienden a disolver el caucho, esto puede causar problemas en los sistemas de combustible. La fórmula característica de los compuestos aromáticos es  $C_nH_{2n-6}$ . El miembro más simple es el benceno, en donde cada átomo de carbono lleva un átomo de hidrógeno. Para moléculas más complejas del grupo aromático, se obtienen ya sea mediante la sustitución de uno o más

átomos de hidrógeno con grupos de hidrocarburos. Aunque los compuestos aromáticos no son deseados en los combustibles de turbinas de gas, la proporción de compuestos aromáticos presentes normalmente en la destilación, son altos para justificar el gasto de su eliminación. La práctica actual con los combustibles de aviones es limitar el contenido en aromáticos a un máximo de 20% en volumen. En la Tabla 2.4 se muestra la estructura molecular del benceno que se compone de 6 carbonos, 6 hidrógenos y 3 dobles enlaces. Otro ejemplo es el tolueno que se compone de 7 carbonos, 8 hidrógenos y 3 dobles enlaces (Lefebvre, 2010).

Tabla 2.4. Aromáticos.

Combustible	Fórmula química	Estructura molecular
Benceno	$C_6H_6$	
Tolueno	$C_7H_8$	

### 2.3 Clasificación de los combustibles de acuerdo con su estado físico

Los combustibles de acuerdo con su estado físico, también se pueden clasificar como sólidos, líquidos y gaseosos, que al reaccionar con el oxígeno producen energía en forma de calor, luz, y también genera gases, tales como  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $NO_x$ ,  $CO$ ,  $N_2$ ,  $O_2$  y  $SO_2$ . Los combustibles se pueden clasificar de acuerdo a su estado físico como se muestra en la Figura 2.1.

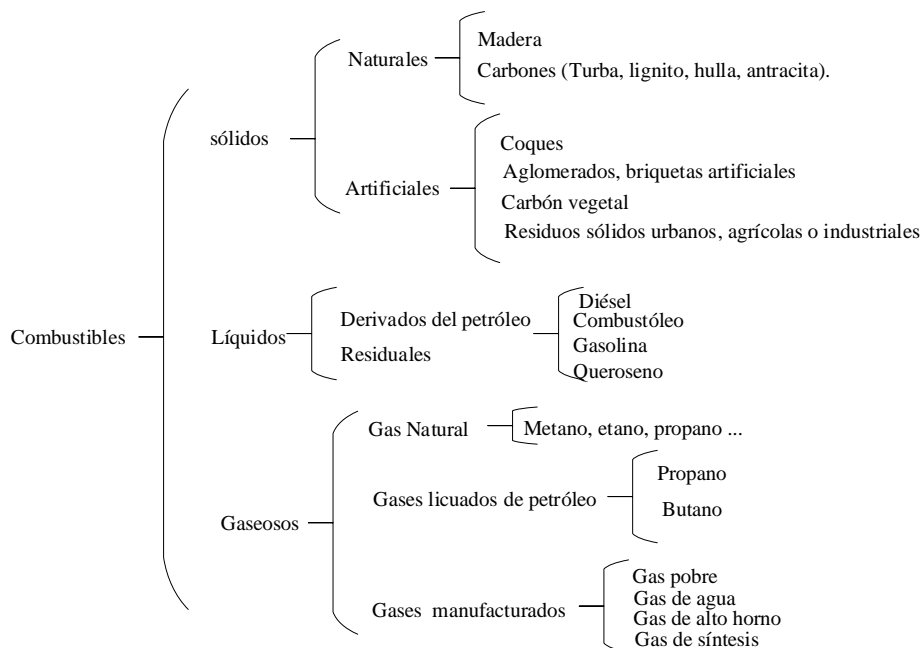


Figura 2.1. Clasificación de los combustibles.

### 2.3.1 Combustibles sólidos

El combustible sólido más utilizado en la industria es el carbón mineral. El carbón se deriva de la fosilización de restos orgánicos vegetales, es una sustancia ligera, de color negro. Resulta de la degradación de los restos de organismos vegetales durante largos periodos de tiempo, por la acción del calor, presión y otros fenómenos físicos químicos naturales. Existen 4 tipos de carbones: antracita, hulla, lignito y turba (Kenneth y col, 2006).

**2.3.1.1 La turba** es un material orgánico, de color pardo oscuro y rico en carbono. Formado por una masa ligera en ella se observa componentes vegetales que la originaron. Se emplea como abono y combustible.

La turba es la primera etapa del proceso de formación del carbón mineral. Es el resultado de la carbonificación parcial y putrefacción de la materia vegetal en pantanos y humedales.

La turba en estado ambiente alcanza hasta un 98 % de humedad, pero una vez desecada se puede usar como combustible; su densidad media es de  $360 \text{ kg/m}^3$ ; y su Poder Calorífico Inferior es de  $21300 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$  y el Superior de  $22500 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$ .

**2.3.1.2 El lignito** es un carbón mineral que se forma por compresión de la turba, convirtiéndose en una sustancia desmenuzable en la que aún se pueden reconocer algunas estructuras vegetales. Presenta una textura parecida a la madera y es de color negro o pardo.

La concentración en carbono varía de 60% a 75% y tiene menos contenido de agua que la turba. Es un combustible considerado de mediana calidad, por su contenido de volátiles es fácil de quemar. Su densidad media es de  $1050 \text{ kg/m}^3$  y su Poder Calorífico Inferior es de  $28400 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$  y el Superior de  $29600 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$ .

**2.3.1.3 El carbón bituminoso** es un carbón relativamente duro, entre el lignito y la antracita. Suele ser de color negro, a veces marrón oscuro, presentando a menudo bandas bien definidas de material brillante y mate.

Es una roca sedimentaria orgánica formada por la compresión de material turboso. El carbón bituminoso contiene entre 60 y 80% de carbono, siendo el resto agua, aire, hidrógeno y azufre.

Los carbones bituminosos se clasifican según su reflectancia, humedad, contenido volátil, plasticidad y ceniza. El carbon bituminoso que mas vale, contiene poca plasticidad, volatilidad y bajo contenido en ceniza, carbonatos, fósforo y azufre. Su densidad media es de  $420 \text{ kg/m}^3$  y su Poder calorífico Inferior es de  $24500 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$  y el Superior de  $32600 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$ .

**2.3.1.4 La antracita** es el carbón que presenta mayor contenido en carbono. Es de color negro a gris y no mancha al ser manipulada. También se destaca sobre otros carbones por su bajo contenido de humedad (Fossen y col., 2018).

La antracita estando seca y sin contar las cenizas, posee 86% o más de carbono y 14% o menos de volátiles. Comparado con otros carbones es poco contaminante. La densidad media es de  $875 \text{ kg/m}^3$  y el Poder Calorífico Inferior de  $34300 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$  y el Superior de  $34700 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$ .

**2.3.1.5 La hulla** es una roca sedimentaria orgánica, un tipo de carbón mineral que contiene entre 45 y 85% de carbono. Es dura y quebradiza, estratificada, de color negro y brillo mate o graso. Se formó mediante la compresión del lignito. Surge como resultado de la descomposición de la materia vegetal de los bosques primitivos, proceso que ha requerido millones de años. Es el tipo de carbón más abundante.

La densidad media de la hulla es de  $1350 \text{ kg/m}^3$  y sus Poderes Caloríficos Inferior y Superior de  $30600 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$  y  $31400 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$ , respectivamente.

## 2.3.2 Combustibles líquidos

**2.3.2.1 Gasolina.** Es un combustible líquido con un poder calorífico que varía entre  $42900$  y  $45700 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$ , y es muy volátil. A la temperatura ordinaria emite vapores que forman mezclas explosivas con el aire, se prohíbe a los automovilistas repostar con el motor en marcha, mantener las luces encendidas, fumar, etc.

La densidad de la gasolina está entre  $720 \text{ kg/m}^3$  y  $760 \text{ kg/m}^3$  a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , y su viscosidad es de  $0.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ; su presión de vapor de  $50$  a  $90 \text{ kPa}$  a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ; su Poder Calorífico Superior es de  $45700 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$  y el Inferior de  $42900 \text{ kJ/kg}_{\text{comb}}$ ; su relación teórica de aire-combustible es de  $14.5 \text{ kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{comb}}$ .

El número de octano, RON, de la gasolina está entre  $92$  y  $98$ . El RON es una medida de la resistencia a la autoignición en un motor de encendido por chispa, indica fundamentalmente su diferente capacidad para resistir las altas presiones y temperaturas, dentro del cilindro del motor, sin que se produzca detonación, es decir, autoencendido con anticipación al encendido por la chispa de la bujía. Por eso, la gasolina normal es la adecuada para los motores de media compresión y para los que están algo desgastados por el uso, mientras que la gasolina super se emplea para los de alta compresión.

**2.3.2.2 Queroseno o petróleo industrial.** Es un líquido transparente, algo más denso que la gasolina y menos inflamable, que se utiliza como combustible en los motores a reacción y de turbina de gas. Se utiliza también como disolvente y para calefacción doméstica.

**2.3.2.3 El gasóleo, gasoil o diésel.** Es un hidrocarburo en estado líquido que está compuesto básicamente por parafinas. Se obtiene gracias al proceso de destilación del petróleo crudo, que es sometido a purificación para eliminar el azufre y otros componentes.

Las propiedades del diésel son: la densidad está entre  $780$  y  $860 \text{ kg/m}^3$  a  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , su coeficiente de expansión térmica es de  $800 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ , su viscosidad es de  $2.0 \times 10^{-6}$  a  $4.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  a  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , su presión en fase gas es de

1 a 10 kPa a 38 °C y el número de cetanos es de 40 a 55. Esta es una medida del retraso de encendido de un combustible; el período de tiempo entre el inicio de la inyección y el inicio de la combustión (encendido) del combustible, con mayores números de cetano son menores los retardos de encendido. Su punto de inflamación es de 310 a 340 K, y su Poder Calorífico Superior es de 47000 kJ/kg<sub>comb</sub> y el Inferior de 43000 kJ/kg<sub>comb</sub>.

Es empleado como combustible tanto en calefacción como en los motores con ciclo diésel. Los hidrocarburos que conforman el diésel son muy poco volátiles, y se caracteriza por ser aceitoso, lo que permite lubricar las partes del motor.

Es un aceite pesado y al igual que la gasolina sin plomo, su elaboración se basa en petróleo y otros hidrocarburos. A diferencia de la gasolina, el gasoil no se mezcla con etanol, aunque sí presenta aditivos que mejoran el rendimiento y potencia del motor, puesto que el gasoil lubricará a todos sus componentes internos.

#### **2.3.2.4 Biodiesel**

Es un aceite que puede tener un color que puede ir desde un tono amarillo claro hasta uno oscuro, y que es prácticamente inmisible con el agua; además de tener una viscosidad similar a la del diésel que se obtiene del petróleo, se puede mezclar con éste con la finalidad de reducir las emisiones contaminantes de los vehículos automotores con motores de ciclo diésel.

Las mezclas más comunes son las B20 (20% de Biodiesel y 80% de diésel de origen fósil), las B5 (5% de Biodiesel y 95% de diésel de origen fósil), y que se pueden usar generalmente sin modificar el motor; sin embargo, también se puede emplear un 100% de Biodiesel, pero es necesario hacer ciertas modificaciones al motor, y para evitar problemas de mantenimiento y de desempeño.

Su densidad está entre 860 y 900 kg/m<sup>3</sup> a 40 °C. Su coeficiente de expansión térmica es de 800x10<sup>-6</sup> K<sup>-1</sup>. La viscosidad está entre 4.0x10<sup>-6</sup> y 6.0x10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s. Su presión en fase vapor es igual a la del diésel. El número de cetano es de 60 a 65. El punto de inflamación es de 370 a 430 K, y su Poder Calorífico Superior de 47000 kJ/kg<sub>comb</sub> y el Inferior de 40000 kJ/kg<sub>comb</sub>.

#### **2.3.2.5 Combustibles de aviación**

Los combustibles de aviación son combustibles utilizados para la propulsión de aeronaves. El combustible para reactores o motores de avión, que se utiliza para propulsión a reacción comercial son el Jet A-1, Jet A y Jet B y para militar son el JP-4, JP-5 y JP-8. La gasolina de aviación (avgas) se utiliza para propulsar aviones de pistón.

Se pueden distinguir tres tipos de combustibles de aviación:

- Jet fuel (jet A-1, queroseno).
- Mezcla queroseno-gasolina (jet B).
- Gasolina de aviación (avgas).

#### **2.3.2.6 Jet fuel (jet A-1, queroseno)**

El jet fuel (combustible de aviación de tipo jet A-1, también denominado JP-1A) se utiliza en general en los motores de turbina (motores de reacción, turbohélices) en la aviación civil. Se trata de un petróleo ligero, este combustible está compuesto principalmente por queroseno. El Jet A-1 comprende cadenas de hidrocarburos con 9 a 15 átomos de carbono y tiene una temperatura de inflamación mayor a los 38°C y un



punto de congelación de  $-47^{\circ}\text{C}$ . La viscosidad del Jet A-1 a  $20^{\circ}\text{C}$  es aproximadamente de  $8.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , y su temperatura de inflamación de  $50^{\circ}\text{C}$ ; con una densidad típica de  $810 \text{ kg}/\text{m}^3$  a  $15^{\circ}\text{C}$ .

El jet A es un tipo de combustible de queroseno similar, pero de baja calidad que suele encontrarse únicamente en EE. UU con un punto de congelación de  $-40^{\circ}\text{C}$ .

Tras el refinado, el combustible de aviación se mezcla con cantidades muy reducidas de diversos aditivos. Entre otros efectos, estos aditivos evitan que el combustible se quemara de manera incontrolada, se formen depósitos en la turbina y el combustible de aviación se cargue eléctricamente. También hay aditivos que previenen el crecimiento de organismos en el combustible de aviación. Otros aditivos garantizan que el Jet fuel no se congele: La temperatura del aire a altitud de crucero suele ser menor de  $-30^{\circ}\text{C}$  ( $-22^{\circ}\text{F}$ ) y la congelación del combustible de aviación podría tener consecuencias fatales. Las aeronaves militares de la OTAN utilizan el mismo combustible de aviación aun con más aditivos especiales, con el nombre de Jet Propellant 8 (JP-8).

### **2.3.2.7 Mezcla queroseno-gasolina (jet B)**

Este combustible de aviación se utiliza en aviones militares. Con una distribución de la composición de 5 a 15 cadenas de carbono. Esta mezcla especial (grado jet B, también llamado JP-4) de aproximadamente 65% de gasolina y 35% de queroseno se utiliza en regiones con temperaturas especialmente bajas, porque es más inflamable, con una temperatura de inflamación de  $20^{\circ}\text{C}$  y un punto de congelación de  $-72^{\circ}\text{C}$ , la densidad típica a  $15^{\circ}\text{C}$  es  $760 \text{ kg}/\text{m}^3$ . Sin embargo, los motores deben estar adaptados para utilizar estos combustibles de aviación.

### **2.3.2.8 Gasolina de aviación (avgas)**

Para la gasolina de aviación también se utiliza el término abreviado avgas. El combustible de aviación se suele utilizar únicamente en los antiguos motores de pistón de las aeronaves deportivas y de las pequeñas aeronaves privadas que requieren combustible con plomo con un índice de octano elevado. El avgas, al igual que la gasolina con plomo con un octanaje de 100, cumple estos requisitos. De manera general, sólo sigue existiendo la variedad avgas 100 LL, una gasolina baja en plomo (LL) sujeta a la norma estadounidense ASTM D910 para 100 LL. Únicamente las aeronaves con motores de gasolina pueden funcionar con avgas; las aeronaves con motores de turbina o las de motores diésel necesitan queroseno como combustible.

Puesto que el avgas resulta caro, se está optando por utilizar diésel y queroseno cada vez con más frecuencia. La subida de precios es consecuencia del bajo volumen de producción, las largas vías de suministro y los complejos controles de calidad. La extensión del uso de mogas (motor gasolina) también está relacionada con el elevado precio del avgas. El mogas es relativamente más barato y equivalente a la gasolina en las estaciones de servicio, con algunos aditivos más. Sin embargo, el avance en el uso de mogas ha sido lento, pues la modificación necesaria de los motores de las aeronaves es bastante compleja.

El combustible del jet debe soportar  $150^{\circ}\text{C}$  sin incrustaciones (el oxígeno disuelto en el combustible expuesto al aire reacciona con los hidrocarburos para formar peróxidos y eventualmente depósitos después de pocas horas); el calentamiento adicional conduce al agrietamiento térmico en la cámara de combustión.

Todos ellos tienen valores de poder calorífico de  $42800 \text{ kJ}/\text{kg}_{\text{comb}}$  a  $43600 \text{ kJ}/\text{kg}_{\text{comb}}$ .

**2.3.2.9 Fuel-oil o combustóleo.** Es un líquido espeso y oscuro que se utiliza para los hornos industriales y para calefacción. Como su temperatura de inflamación es elevada es difícil mantener su combustión, por lo cual, es necesario calentarlo previamente, y con frecuencia puede resultar contaminante, debido al humo que

desprende cuando las condiciones de su combustión no son las adecuadas. Es el combustible líquido más económico.

Hay dos tipos básicos de fuel-oil: fuel-oil destilado (más ligero, más delgado, mejor para el arranque en frío) y fuel-oil residual (más pesado, más grueso, más potente, mejor lubricación). A menudo, se agrega algo de destilado al aceite residual para obtener la viscosidad deseada. Sólo se usan para aplicaciones industriales y marinas porque, aunque el fuel oil es más barato que el diésel, es más difícil de manejar (debe ser asentado, precalentado y filtrado, y dejan un lodo en el fondo de los tanques). A veces, el término fuel oil también incluye diésel y queroseno.

Su densidad está entre 900 y 1010 kg/m<sup>3</sup>, y varía con la composición y la temperatura. Su viscosidad es ampliamente variable con la composición; algunos tienen una viscosidad de 1000x10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s a 20 °C, otros de 4000x10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s a 10 °C, y de 10 a 30 x10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s a 100 °C. Varía mucho con la composición y la temperatura. Se debe calentar para su manejo, generalmente se requiere una viscosidad menor a 500x10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s para bombeo y menor a 15x10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s para inyectores. Su punto de vertido está en el rango de 5 a 10 °C.

El fuel-oil pesado es el residuo de la destilación del petróleo crudo que aún fluye (el residuo casi sólido es el asfalto); aceite de desecho de otras industrias se agregan a menudo. Es el combustible utilizado en los grandes buques marítimos debido al precio (aproximadamente la mitad del precio de los destilados). Un fuel-oil pesado típico es IF-300 (combustible intermedio), que tiene una viscosidad de 300 x10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s a 50 °C (ISO-8217), 25x10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s a 100 °C, y una densidad de 990 kg/m<sup>3</sup> a 15 °C, un Poder Calorífico Inferior de 43000 kJ/kg<sub>comb</sub> y el punto de inflamación de 60 a 80 °C, presión de vapor 0.1 a 1 kPa a 20 °C. Los aceites combustibles destilados son similares al aceite diésel.

El fuel-oil pesado (también llamado Bunker-C o combustible residual) puede tener una composición de 88% en peso C, 10% en peso H, 1% en peso S, 0.5% en peso H<sub>2</sub>O, 0.1% en peso ceniza, y puede contener sólidos dispersos o partículas sólidas (asfáltenos, minerales y otras sobras de la fuente de petróleo, partículas metálicas del equipo de la refinería y algunos desechos químicos vertidos), más 0.5% de agua. El fuel-oil pesado deja un residuo carbonoso en los tanques y puede tener hasta un 5% de azufre.

### **2.3.3 Combustibles gaseosos**

Los combustibles gaseosos son populares y tienen claras ventajas sobre los combustibles sólidos y líquidos. Son fáciles y convenientes de manejar, generalmente libres de cualquier impureza mineral, requieren un mantenimiento bajo o insignificante de los quemadores y dan como resultado una buena eficiencia de combustión. En general, se utiliza una red de distribución para suministrar combustibles gaseosos, o algunas industrias almacenan combustibles gaseosos en contenedores de gas. Algunas industrias también producen el combustible en el sitio para su uso. Los combustibles gaseosos se extraen de los recursos naturales o se fabrican, y están compuestos principalmente de uno o mezclas de hidrocarburos (metano, propano, butano), monóxido de carbono e hidrógeno.

#### **2.3.1 Gas natural**

Es una mezcla gaseosa, compuesta principalmente de metano, CH<sub>4</sub>, del 70 a 99% (por ejemplo, 70% en Libia, 99% en Alaska); 1 a 13% de etano, C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> y de 0 a 2 % de propano, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> y concentraciones menores de H<sub>2</sub>O, CO, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, etc. Se encuentra en muchas cavidades subterráneas, ya sea como depósitos libres (por ejemplo, Indonesia, Argelia, Nueva Zelanda) o vinculados a campos petrolíferos (por ejemplo, Arabia Saudita, Nigeria, Alaska). Desde mediados del siglo XX se comercializa por grandes gasoductos continentales, de hasta 2 m de diámetro, con sensores y válvulas de control cada 25 km y estaciones de bombeo cada 100 km.

Los petroleros de gas natural licuado (buques de GNL) se desarrollaron en los años sesenta. El gasoducto submarino que va de Argelia a Italia comenzó a funcionar en 1983 y el de Argelia-Marruecos-España en 1997. Este último gasoducto, bajo el Estrecho de Gibraltar, consta de dos tubos de acero de 0,5 m de diámetro (probados a 16 MPa) cubiertos de concreto para protegerlo de los anclajes, con una separación entre los tubos de 50 m, con una longitud de 45 km y se encuentran a 400 m de profundidad (el que se encuentra bajo el Estrecho de Sicilia alcanza los 600 m de profundidad). Los depósitos grandes de GNL de hasta 50,000 m<sup>3</sup> y los contenedores de gas de hasta 100,000 m<sup>3</sup> se utilizan como acumuladores, pero las cavidades subterráneas (naturales o artificiales) parecen una mejor solución. Antes de poner en el mercado el gas natural seco, se le endulza (el H<sub>2</sub>S y el CO<sub>2</sub> se eliminan mediante la absorción de aminas), se deshidratan (mediante la absorción de glicol, para evitar la congelación del agua y la formación de hidratos) y se extraen algunas fracciones de licuefacción (para producir GLP). El gas natural asociado a los campos petroleros puede contener fracciones apreciables de butano e hidrocarburos más pesados, y luego se denomina "gas húmedo". Las diferencias en la composición del gas natural tienen un impacto considerable en el Poder Calorífico, particularmente en base al volumen; por ejemplo: Poder Calorífico Inferior de 48452.22 kJ/kg<sub>comb</sub> para gas natural de Rusia, 51144 kJ/kg<sub>comb</sub> para Estados Unidos, 44414.5 kJ/kg<sub>comb</sub> para Países Bajos, 52489.9 kJ/kg<sub>comb</sub> para Reino Unido, y 56527.59 kJ/kg<sub>comb</sub> para Argelia.

### **2.3.2 Biogás**

Es una mezcla gaseosa inflamable, compuesta principalmente de metano y dióxido de carbono, obtenida por fermentación anaeróbica de biomasa condensada (estiércol o aguas residuales). La producción puede variar desde 20 a 70 m<sup>3</sup> de biogás por metro cúbico de estiércol, con una duración de 10 a 30 días dentro de un digestor (dependiendo de la temperatura, que es 20 a 40 °C), donde la biomasa se hidroliza primero por algunas bacterias. En ausencia de oxígeno, se obtienen monómeros que se hacen fermentar por otras bacterias, lo que produce un alcohol, que luego se convierte en ácido acético y finalmente se descompone en metano y dióxido de carbono.

### **2.3.3 GLP (gas licuado de petróleo)**

Son mezclas de derivados del petróleo (gaseosas a temperatura ambiente, pero manejadas como líquidos a su presión de vapor de 200 a 900 kPa), constituidas principalmente por propano, n-butano, isobutano, propileno y butilenos, con composiciones variando ampliamente desde casi el 100% de propano en los países fríos, hasta sólo el 20 a 30% de propano en los países cálidos (por ejemplo, el 100% en el Reino Unido, el 50% en los Países Bajos, el 35% en Francia, el 30% en España, el 20% en Grecia). En España, la botella tradicional para uso doméstico (UD-12.5) contiene 12.5 kg de butano comercial (56% n-butano, 25% propano, 17% isobutano, 2% pentano).

### **2.3.4 Hidrógeno**

A largo plazo, la energía del hidrógeno aparece como la solución final para enfrentar el dilema energía-medio ambiente y de la escasez y la contaminación, no sólo para las estaciones de energía de fusión nuclear muy buscadas (que utilizan isótopos de hidrógeno), sino para el uso de hidrógeno como un portador de energía intermedio (como la electricidad), producido de manera limpia a partir de agua y energía solar, y convertido de nuevo en agua, para impulsar motores de celdas de combustible y combustibles limpios.

Todos los combustibles gaseosos son inodoros (excepto los que contienen trazas de H<sub>2</sub>S), y los marcadores de olor (sustancias químicas que contienen azufre, como tioles o mercaptanos, por ejemplo, etanotiol, CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>SH) se introducen por seguridad, porque su umbral de detección para el olor humano es de 0.4 ppm en volumen).

El hidrógeno puro ( $H_2$ ) es un producto artificial en la Tierra (1 ppm en la atmósfera), pero casi el 100% de la atmósfera de Júpiter y el 90% de todos los átomos en el Universo (casi 3/4 de su masa total). En la Tierra, se encuentra combinada en agua, materia viva y materia fósil. Descubierta en 1766 por Cavendish (usado en 1520 por Paracelso como aire inflamable) y nombrado por Lavoisier en 1781. Primera producción masiva en 1782 por Jacques Charles para inflar un globo que voló 25 km el mismo año en que los hermanos de Montgolfier vuelan con un globo aerostático).

El uso actual es principalmente para síntesis química (por ejemplo, amoníaco), metalurgia, cerámica, para la hidrogenación de grasas, como combustible criogénico en cohetes, en investigación criogénica y como combustible de celda de combustible.

Alrededor del 50% de la producción mundial de  $H_2$  proviene del reformado del gas natural, alrededor del 30% se basa en el reformado de nafta en refinerías de petróleo crudo y el otro 20% se obtiene del reformado de otros combustibles como el metanol, etanol, gasolina y carbón. Actualmente, el reformado del gas natural es el mejor método para producir hidrógeno mientras se desarrollan fuentes renovables.

## **2.4 Quemadores de combustibles gaseosos, líquidos y sólidos**

### **2.4.1 Quemadores para combustibles gaseosos**

#### **Quemadores de premezcla a presión**

Los quemadores de premezcla a presión generalmente son de premezcla total, como se muestra en la Figura 2.2; los fenómenos a tener en cuenta son los de retorno y desprendimiento de flama (Madrid Ahorro con Energía, 2012).

##### **a) Fenómeno de calado o retorno de flama**

Una pared fría ejerce una acción inhibitoria de la combustión. Existe un diámetro límite que es el mínimo requerido para que se propague la combustión. Éste depende de la naturaleza de la mezcla y de la temperatura de la pared. A bajos flujos se puede producir un retroceso de flama hacia el mezclador, se puede evitar si el orificio de salida tiene celdillas de refractario o garantizando un caudal mínimo. También, se puede proteger el retorno, colocando en el tubo de premezcla rejillas o esponjas metálicas de mallas.

##### **b) Fenómeno de desprendimiento o soplado.**

Cuando aumenta el caudal, la flama se hace inestable y se puede llegar a desprender. Se emplean dispositivos que contrarrestan el fenómeno: estabilizadores. Uno muy frecuente consiste en rodear la flama principal de "flama auxiliar de baja velocidad" (flama piloto), cuando se trabaja al aire libre (antorchas). La Figura 2.2 muestra un quemador de premezcla a presión con ventilador centrífugo, ésta suministra aire al mezclador, por otro lado, se debe colocar un Regulador Compensador CERO en la línea de gas antes del mezclador, y bastará regular la válvula mariposa de aire, que está provista de una escala graduada que facilita la repetición de operaciones, para variar la capacidad del quemador. Para poder variar el flujo de gas, se debe retirar el tapón A y girar el eje: sentido horario, disminuye; sentido antihorario, aumenta.

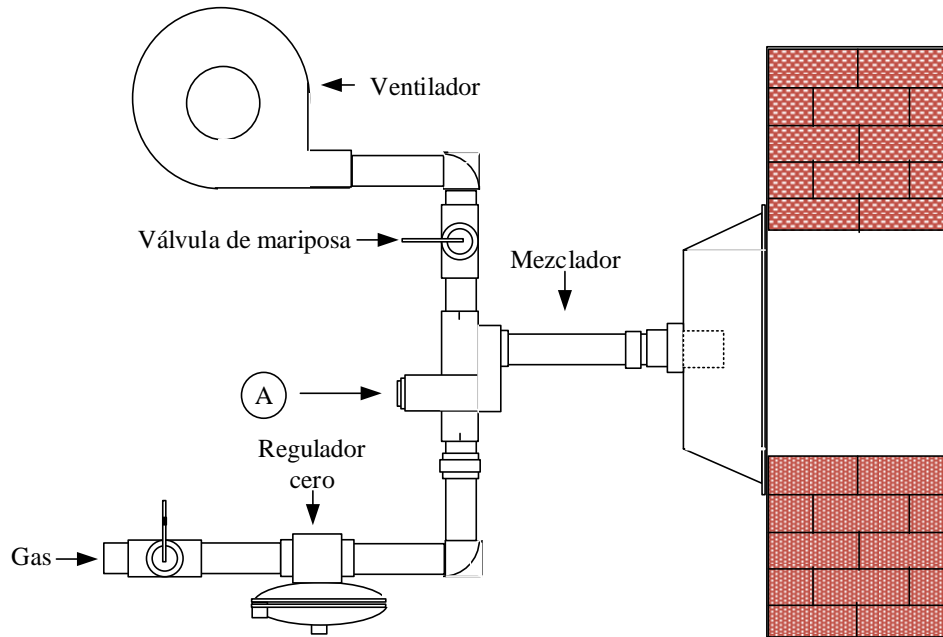


Figura 2.2. Quemador de premezcla a presión.

### Quemadores atmosféricos

En éstos, el gas induce al aire atmosférico en el tubo de mezcla, en cuyo extremo se forma la flama, como se muestra en la Figura 2.3. No se requiere ventilador de aire ni órganos mecánicos que regulen el caudal de aire en función del caudal de gas. Cuando en un quemador atmosférico de inyector fijo se hace variar la presión del gas, varía el caudal de éste, pero el caudal de aire aspirado no varía. En el quemador de gas atmosférico de forma tubular, la mezcla sale por orificios colocados en la superficie superior de dicho quemador, los orificios están colocados en una o varias filas que se extienden paralelamente con respecto al eje del quemador. Dicho quemador se caracteriza por el hecho de que el diámetro de los orificios es tal que ofrece una mínima resistencia al paso de la mezcla aire comburente-gas. Estos quemadores se usan principalmente, en los aparatos domésticos de gas.

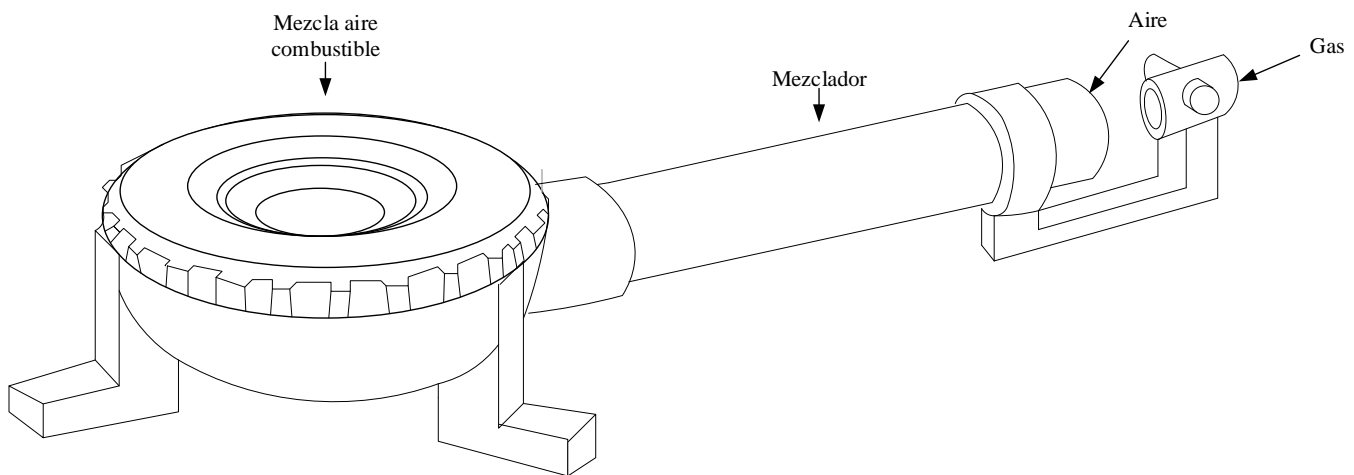


Figura 2.3. Quemador atmosférico.

### Quemadores oxi-gas

Se requieren cuando se desean temperaturas elevadas o flujos puntuales elevadas de calor (sopletes), como se muestra en la Figura 2.4 (Madrid Ahorro con Energía, 2012). Como combustible se usan acetileno,  $C_2H_2$ , propano,  $C_3H_8$ , propileno ( $C_3H_6$ ) y gas natural.

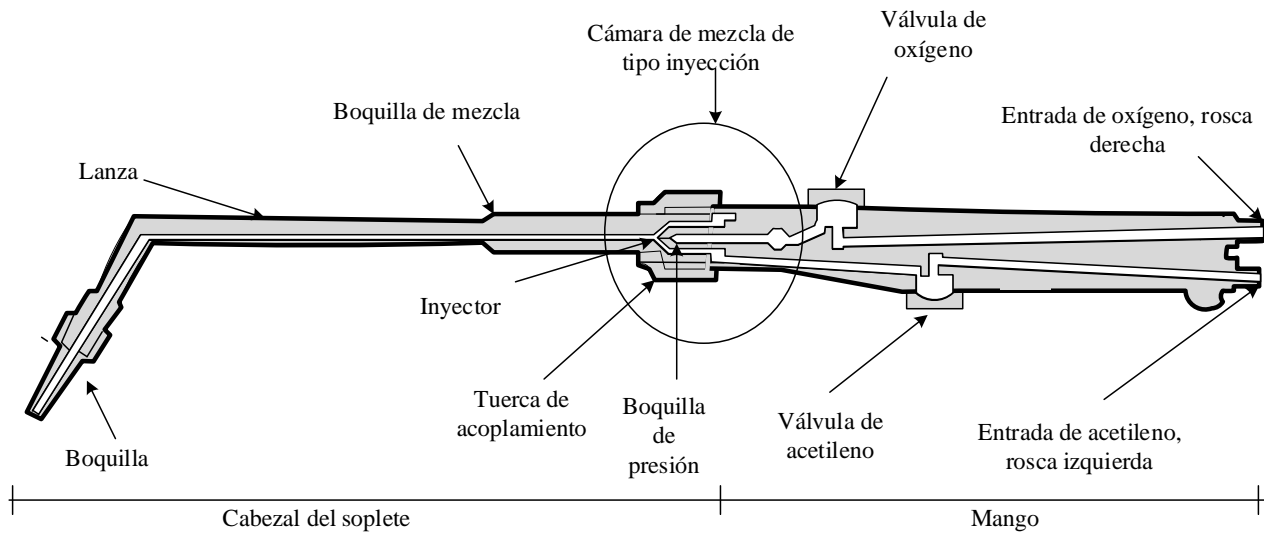


Figura 2.4. Quemador oxi-gas.

### Quemadores con mezclado en la boca de salida con aire a baja presión

Se designan como tales, cuando el aire tiene una presión del orden de 0.1 mbar y velocidades del orden de 10 a 15 m/s, siendo el combustible el que aporta la energía de mezcla y se forman flamas de difusión axiales.

A veces se disponen toberas de doble impulsión en las que, el gas sale por un inyector central a alta presión y una sección anular concéntrica a baja presión. La distribución del flujo entre ambas permite conseguir longitudes de flama variables a la misma potencia.

Para disminuir la longitud de flama se puede enviar el gas sobre la vena de aire mediante un cabezal con varios orificios (de 2 a 6) divergiendo en más de  $22^\circ$ . Con ello, los chorros del gas entran en la vena de aire y la mezcla se acelera, disminuyendo la longitud de flama. Haciendo converger dos chorros de gas en un punto de la vena de aire, se obtiene una flama plana perpendicular al plano de inyectores.

También mediante toberas especiales, por ejemplo, una serie de inyectores tangenciales alimentados a alta presión y una llegada de gas central a baja presión, se consiguen derrames giratorios más estabilizados.

Campo de aplicación. El uso de aire a baja presión es obligado en el caso de que se empleen recuperadores cerámicos, ya que éstos provocarían grandes pérdidas de presión si se usase aire a presión; a su vez, el empleo de recuperadores cerámicos viene determinado por la exclusión de los metálicos, lo cual ocurre cuando las temperaturas sobrepasan los 400 ó 500  $^\circ C$ . Casos típicos: vidrio y siderurgia (Martínez, 2005).

En términos generales, las temperaturas efectivas de flama son tanto más elevadas cuanto más rápidamente se realiza la mezcla. La transferencia de calor en el horno es mayor cuanto más elevada es la temperatura.

### Quemadores de mezcla en la boca de salida y aire a presión

La Figura 2.5 muestra a los quemadores de mezcla en la boca de salida y aire a presión, y se entiende por aire a presión el generado con ventiladores centrífugos del orden de 50 a 70 mbar, e incluso a 100 mbar, y se

puede ser precalentar a temperaturas de 400 a 500 °C en recuperadores metálicos. Las velocidades del aire son del orden de 100 m/s (Madrid Ahorro con Energía, 2012).

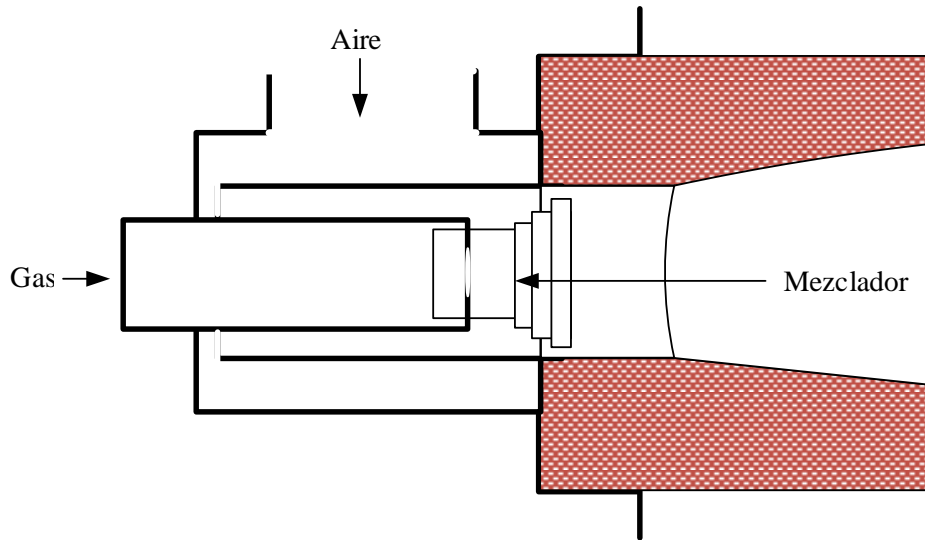


Figura 2.5. Quemador de mezcla en la boca de salida y aire a presión.

### Quemadores Jet

Los Quemadores Jet lanzan a gran velocidad ( $> 100$  m/s) los productos de una combustión completa o casi. El chorro se lanza sobre la atmósfera provocando su recirculación, como se muestra en la Figura 2.6. Constan de un dispositivo de mezcla, una cámara de combustión y un orificio o tobera de salida. La presión en la cámara de combustión varía entre 10 y 60 mbar (Campsa, 1988).

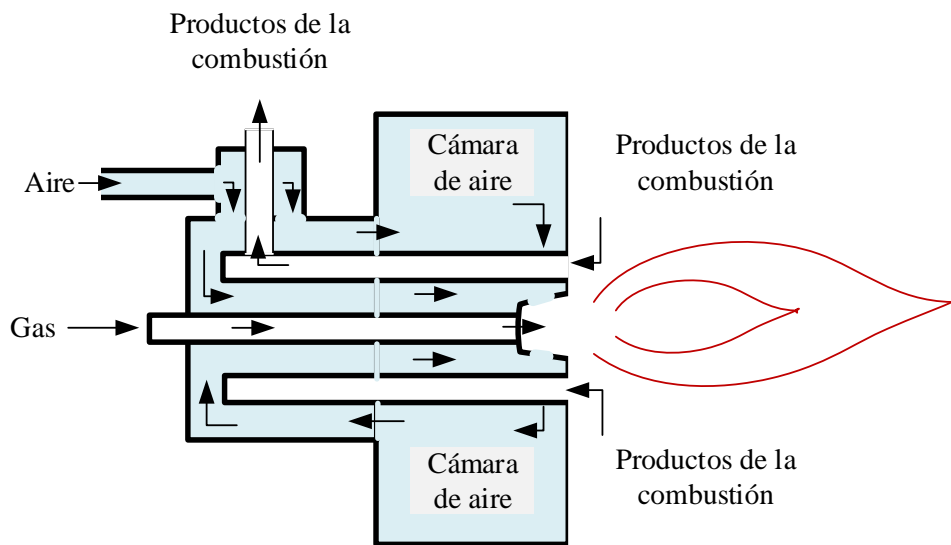


Figura 2. 6. Quemador Jet.

### Quemadores para altas temperaturas

Se denominan, generalmente, como zonas de altas temperaturas, a los quemadores que operan alrededor de los 3000 K.

Los medios para alcanzar la zona de altas temperaturas, comprendida entre los 2000 y 3000 K se limitan, casi exclusivamente a la reacción química: la combustión de combustibles convencionales. Éstos, en general, proporcionan temperaturas del orden de los 2000 K, pero pueden elevar su temperatura, de la siguiente manera (Madrid Ahorro con Energía, 2012):

- a) Por enriquecimiento del comburente con oxígeno, que permite alcanzar los 2700 K.
- b) Pre calentamiento del aire de combustión con el calor de los gases de combustión; según el sistema adoptado, se alcanzan temperaturas de 2500 a 2600 K.
- c) Mediante el uso de la electricidad (electro-quemadores) para producir ionización o generar plasma, pudiendo así alcanzar e incluso superar los 3000 K. De hecho, no existen procesos comerciales en los que la temperatura sea mayor a 3000 K.

#### **2.4.2 Quemadores para combustibles líquidos**

Existen dos clases fundamentales de quemadores de combustibles líquidos (Campsa, 1988):

- 1) Quemadores de gasificación o vaporización, en los que la flama, por radiación sobre la superficie del combustible líquido, éste se evapora, incorporándose a la flama manteniendo la combustión. Este sistema tiene una doble limitación de uso: por un lado, se aplica a quemadores pequeños de 15 kW; por el otro, sólo se aplica con combustibles ligeros, o sea, los que tengan menor contenido en átomos de carbono.
- 2) Quemadores de pulverización. Generalmente, éstos son los utilizados. El combustible, para ser pulverizado, debe tener baja viscosidad, del orden de 10 centistokes, ó 2 grados Engler que, sólo los gasóleos presentan a baja temperatura, y que el fuel-oil pesado se requiere calentar a 110°C.

Existen tres métodos para pulverizar el aceite (Campsa, 1988).

- 1) Por rotación. El aceite llega por un tubo central a una copa giratoria que, al girar a gran velocidad, rompe el líquido en gotas que el aire arrastra. Se regula variando el caudal de aceite.
- 2) Por presión de aceite. El aceite, a una presión de 10 a 100 bar, sale por una tobera a la cámara de combustión, pulverizándose por la expansión. Se regulan modificando la sección de la tobera o por recirculación del aceite.
- 3) Por inyección. Que puede ser de aire, vapor de agua o incluso, gas combustible, como se muestra en la Figura 2.7. Una corriente de aceite a baja velocidad es arrastrada y pulverizada por una corriente de fluido de alta velocidad. El aire utilizado (aire primario) es más o menos importante, según se utilice a baja presión de 30 a 100 mbar; a media presión de 100 mbar a 1 bar; o a alta presión de 3 a 6 bar. La aireación primaria es de 0.5 a 1; de 0.1 a 0.4; y de 0.01 a 0.05, respectivamente.



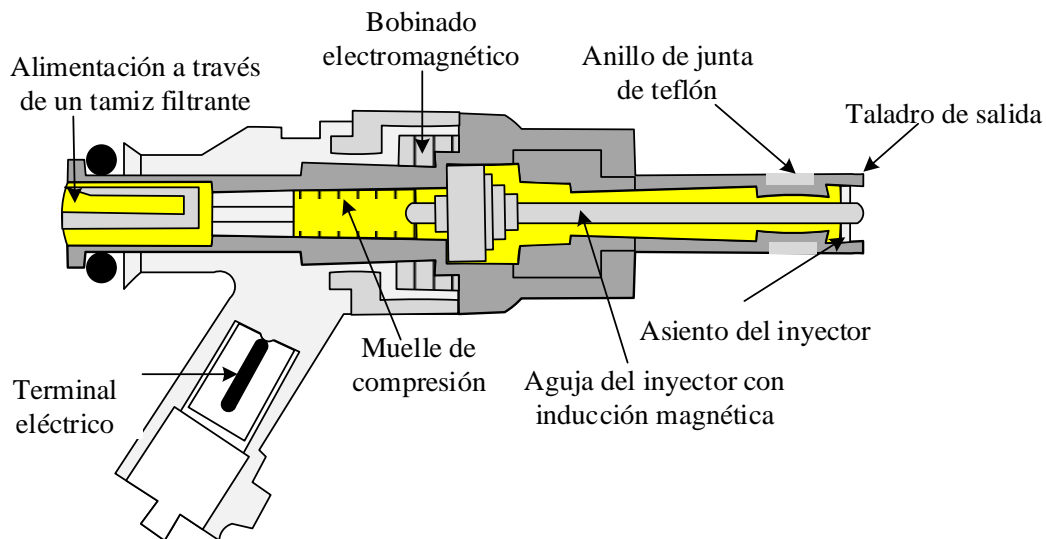


Figura 2.7. Quemadores para combustibles líquidos.

### Quemadores de gasificación

Ejemplos típicos de estos quemadores son los vaporizadores de gasolina, los quemadores de queroseno (petróleo lampante) con mecha, y los antiguos quemadores domésticos en los que el combustible se vaporizaba sobre una placa calentada por la flama (Martínez, 2005).

### Quemadores de pulverización por aire a baja presión

La presión del aire es del orden de 30 a 100 mbar, y debe emplear caudales relativamente importantes, que pueden representar más del 50% del aire estequiométrico, aunque existen diseños en que se logra utilizar sólo el 10% (Madrid Ahorro con Energía, 2012). El combustible utilizado en estos quemadores es de baja viscosidad, menor a 20 centistokes, y debe llegar al quemador a presiones del orden de 70 a 350 bar. Su operación y control son simples, no tiene partes móviles ni delicadas y es flexible a variaciones de carga. Una corriente de combustible a baja velocidad es arrastrada y pulverizada por una corriente de fluido de alta velocidad, el aire secundario entra por un conjunto de toberas independientes que rodean a la flama, como se muestra en la Figura 2.8.

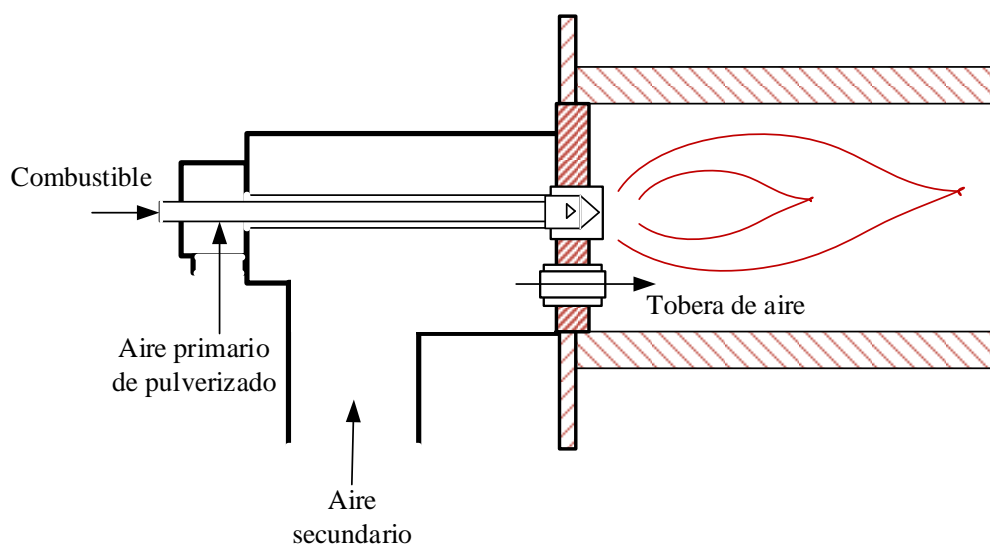


Figura 2.8. Quemadores de pulverización por aire a baja presión.

## Quemadores de pulverización por aire o vapor a presión

Utilizan presiones de aire o vapor de agua desde 100 a 350 mbar hasta 10 bar. El consumo de vapor varía de 0.1 a 0.5  $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{comb}}$ , y el de aire, de 0.2 a 0.8  $\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{comb}}$ , según el diseño y dimensiones del atomizador y de la viscosidad del combustible.

Existen diseños con mezcla exterior, en los que el aceite y el fluido impulsor llegan separadamente a la boquilla; o de mezcla interior, realizada en una cámara de mezcla y descargando en una tobera, como se muestra en la Figura 2.9. En los del primer tipo, se recomiendan presiones de aceite del orden de 300 a 800 mbar; en los del segundo tipo, la presión del aceite ha de ser la misma que la del fluido de arrastre.

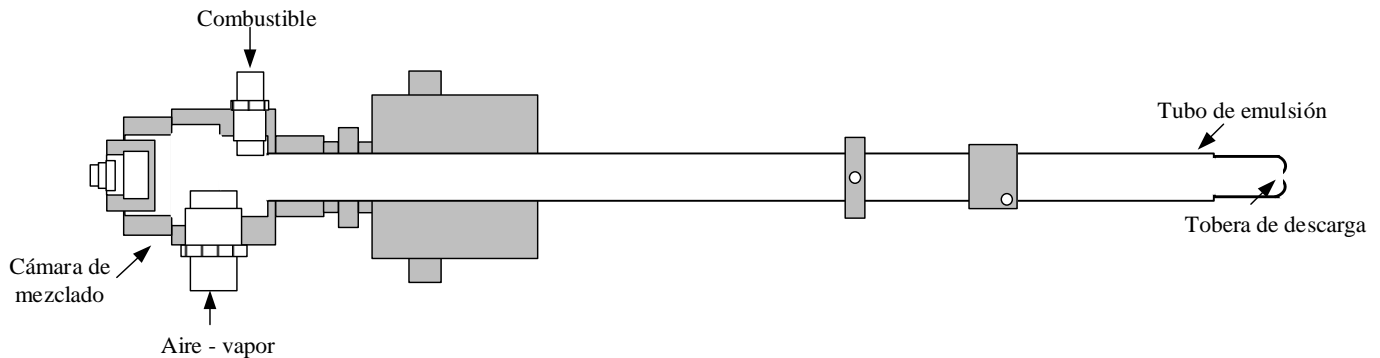


Figura 2.9. Quemadores de pulverización por aire o vapor a presión.

## Quemadores de pulverización mecánica

Trabajan con presiones de aceite que dependen de su viscosidad. En general, se recomienda que ésta no supere 8 cst, pero hay diseños que permiten 20 cst. Permiten trabajar con bajos excesos de aire (del 5 al 10%); se pueden obtener flamas de gran tamaño; la potencia de pulverización es pequeña; al no existir partes móviles expuestas a la radiación, constituyen un sistema muy seguro; la regulación es sencilla (por presión de aceite), pero poco flexible, por consiguiente, en grandes instalaciones se deben instalar varios elementos con regulación individual todo-nada.

## Quemadores de copa rotativa (pulverización centrífuga)

En estos quemadores, el aceite se inyecta a baja presión en una copa troncocónica que gira de 2500 a 7000 rpm, impulsando así al líquido en forma de lámina cónica que rompe en forma de finas gotas. El aire, a baja presión, fluye en el espacio anular, por rotación el aceite llega por un tubo central a una copa giratoria que, al girar a gran velocidad, rompe el líquido en gotas que el aire arrastra. Se regula variando el caudal de aceite. La forma de la flama se puede ajustar variando la velocidad del aire (al aumentar ésta, la flama se alarga y tiende a ensancharse), como se muestra en la Figura 2.10.

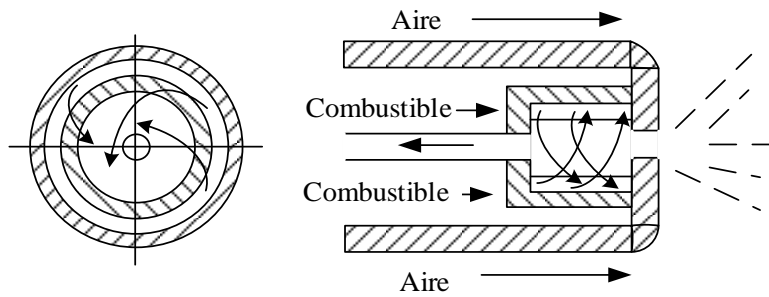


Figura 2.10. Quemadores de copa rotativa (pulverización centrífuga).

### Quemadores de pulverización mixta (mecánica y fluido de arrastre)

Como su nombre lo indica, combinan ambos sistemas, lo que le confiere gran flexibilidad, manteniendo ángulos de pulverización constantes. Se trabaja con presiones de aceite de 1 a 20 bar y consumos de fluido de arrastre del orden de 0.05 kg por kg de aceite.

#### Forma de la flama para quemadores de pulverización mixta.

La forma de la flama viene determinada, principalmente, por la presión de la mezcla, la proporción de aire primario y la calidad del mezclado, como se muestra en la Figura 2.11. Entonces, en general (Glassman y col., 2008):

- La flama se hace más larga y estrecha al aumentar la presión.
- La flama se acorta si aumenta la aireación primaria.
- Un buen mezclado y la turbulencia acorta y concentra la flama.

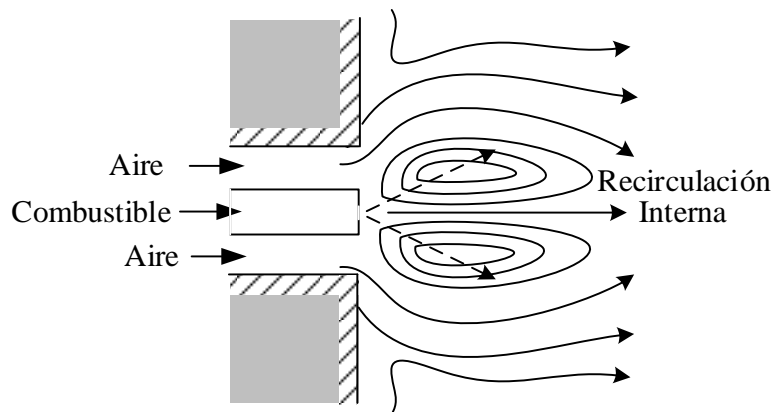


Figura 2.11. Forma de la flama en quemadores de pulverización mixta.

### 2.4.3 Quemadores para combustibles sólidos

Aunque el carbón contiene materias volátiles, que al mezclarse con el aire da lugar a flamas, la mayor parte de su materia combustible es sólida y tiene que llegar el oxígeno para que tenga lugar la reacción de combustión. Esta etapa de difusión es la más lenta, y se activa aumentando el contacto sólido-aire, lo que implica reducir el tamaño del carbón.

Los sistemas utilizados para realizar el contacto aire-carbón son (Martínez, 2005):

- Quemadores de carbón pulverizado.

- Cámaras de combustión tipo ciclón.
- Parrillas.
- Cámaras de combustión de lecho fluidizado.

### **Quemadores de carbón pulverizado**

El carbón se debe secar, y pulverizar a tamaños que dependen de la clase de carbón, la hulla se pulveriza de modo que el 80 % sea menor a 0.1 mm; el lignito se pulveriza para que el 60% sea menor a 0.1 mm, y se transporta neumáticamente al quemador, de modo que el aporte de aire suele representar del 20 al 40 % del aire de combustión, según sea el contenido de humedad y cenizas. El quemador es similar al usado para combustibles líquidos; pero debido a que el tiempo de combustión es más largo, se dan velocidades de salida más bajas, que llegan incluso de 5 a 10 m/s.

Se debe tener especial cuidado con las temperaturas de entrada, para asegurar la estabilidad; por ejemplo, si el contenido en volátiles es mayor al 25 %, no se puede disminuir por debajo de 55 °C, y no se pueden sobrepasar la temperatura de coquización, que es de 70 °C. Pero también en la cámara combustión pueden aparecer problemas en la formación de las cenizas (óxidos de silicio, aluminio, calcio, etc.) (Martínez, 2005).

### **Cámaras de combustión tipo ciclón**

La combustión tiene lugar a elevadas temperaturas en una cámara recubierta de escoria fundida, y si se usa de aislante, evita pérdidas de calor y asegura temperaturas elevadas. El carbón pulverizado entra con el aire primario tangencialmente y, de modo independiente, el aire secundario también se alimenta. Las partículas mayores de carbón tienden hacia la pared, donde son captadas, mientras que las finas, arrastradas por el aire, son quemadas completamente.

### **Lechos fluidizados**

Sólo se emplean como cámaras de combustión de calderas de vapor, cuando se han de emplear combustibles con alto contenido de cenizas o cuando se desea desulfurizar, de modo que el azufre pase a las cenizas en forma de sulfato de calcio, magnesio y sodio; a veces puede incorporarse carbonato cálcico, para conseguir ese efecto.

Este resultado se alcanza mejor en este tipo de hogares que en un hogar normal, porque la temperatura se puede mantener en el orden de los 800 a 900 °C.

Otra aplicación de los lechos fluidizados es para el calentamiento de sólidos pulverizados, alimentando entonces el combustible (gas o líquido) de modo independiente (Kenneth y col., 2006).

### **Parrillas**

Se distinguen por la forma de alimentación del combustible y pueden ser (Martínez, 2005):

- Parrillas fijas con alimentación desde arriba.
- Parrilla móvil (banda transportadora), con transporte horizontal del combustible hacia la cámara de combustión.
- Parrilla fija con alimentación desde abajo.

En todos los casos, el aire de combustión debe atravesar la parrilla, por lo que se consigue un equilibrio entre el transporte de calor desde la zona de reacción a la parrilla y de la entrega de calor de ésta al aire de combustión.

## 2.5 Cámaras de combustión de turbinas de gas

La cámara combustión es uno de los elementos esenciales en la turbina de gas, es el lugar donde el combustible reacciona con el aire, produciendo gases calientes a alta temperatura, que posteriormente se expanden en la turbina de gas para generar potencia. La operación de la cámara de combustión se debe realizar con la mínima pérdida de presión y con la máxima liberación de calor en la combustión.

### Zonas de inyección de aire en la cámara de combustión

La Figura 2.12 es un diagrama simplificado de una cámara de combustión, que es fundamental para motores de turbina de gas. También, se muestran las cuatro zonas de la cámara de combustión: recirculación, primaria, secundaria y de dilución.

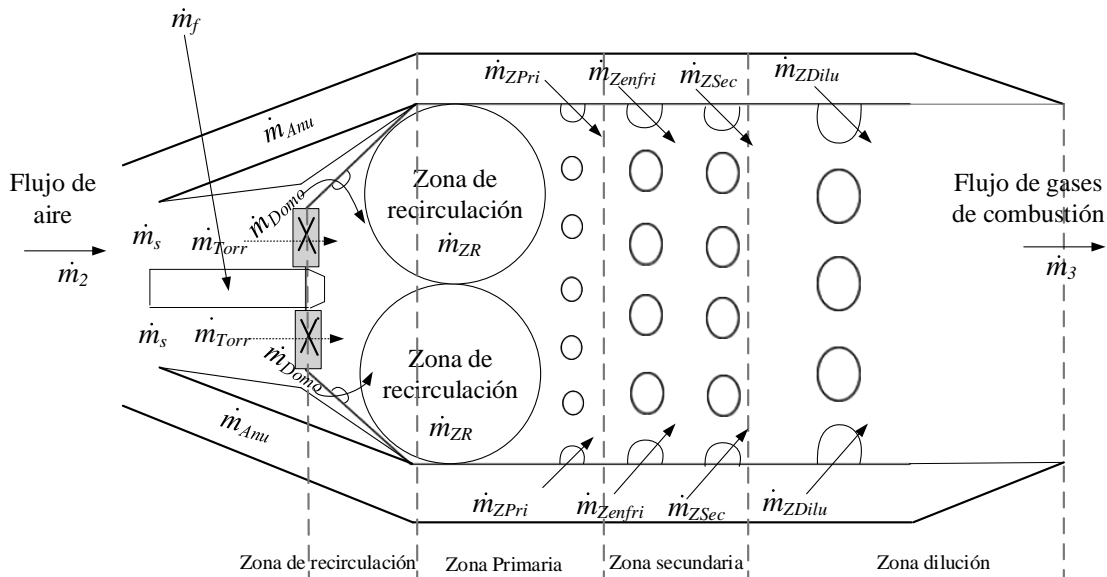


Figura 2.12. División de zonas de una cámara de combustión tipo tubular.

### Zona de recirculación

La zona recirculación es la zona en donde se mezcla el aire que proviene del domo y del torbellinador para mezclarse con el combustible suministrado por medio del inyector, justo en el límite de salida de esta zona es donde se realiza la combustión y se genera una flama; además, se tiene la temperatura máxima alcanzada en la combustión, que es la temperatura de flama adiabática.

### Zona primaria

La zona primaria es en donde ocurre la mezcla entre el aire y gases que proviene de la zona de recirculación y el combustible no quemado. En esta zona es en donde se completa la combustión y comienza el enfriamiento de los gases producto de la combustión.

### Zona secundaria

La zona secundaria es la zona donde se inyecta el aire a través de orificios en el tubo de flama para completar y refrigerar la combustión, es en donde se pueden reducir los Nox (Schorr, 1991); para una mejor

combustión, se inyecta el aire en los puntos adecuados, a fin de evitar que la flama se enfríe localmente, dando lugar a una drástica disminución de la velocidad de combustión en esa zona.

### ***Zona terciaria o de dilución***

El aire restante, que se conoce también como aire de dilución, se mezcla con los productos de la combustión en la zona de dilución, con el objeto de reducir su temperatura hasta la requerida a la entrada de la turbina, debido a las condiciones metalúrgicas a las partes calientes de la turbina.

### ***Torbellinador***

El patrón de flujo de aire de la zona de recirculación es de primordial importancia para la estabilidad de la flama. Se emplean diferentes tipos de patrones de flujo de aire, pero una característica común en todos es la creación de un flujo toroidal, es decir, el flujo de aire crea un patrón en forma de toroide que arrastra y recircula una parte de los productos de combustión caliente para mezclarse con el aire y el combustible entrantes. Estos vórtices se refrescan continuamente por el aire admitido a través de los orificios perforados en las paredes del revestimiento, complementados en la mayoría de los casos por el aire que fluye a través de remolinos y ranuras de enfriamiento de la flama, y por el aire empleado en la atomización.

## **2.6 Tipos de cámaras de combustión**

Las cámaras de combustión se pueden dividir, según su diseño estructural, en cámaras de combustión tubulares (individuales), anulares y tuboanulares.

### **2.6.1 Tubular o de lata (CAN)**

Hoy en día, la cámara de combustión tubular o individual se usa ampliamente, ya que tiene varias ventajas definidas. La Figura 2.13 muestra a la cámara de combustión tubular, CAN, de una turbina de gas.



*Figura 2.13. Cámara de combustión tipo tubular.*

La cámara tiene una carcasa exterior cónica, el material es fundido de una aleación de aluminio y que sirve para unir a la cámara de combustión al cuerpo del conducto. Dentro de la carcasa exterior está instalado el tubo de flama, en general es fabricado con material laminado resistente al calor para soportar las altas temperaturas.

Se instala un torbellinador de paletas. Las paletas del torbellinador, formadas en ángulo, giran la corriente de aire que fluye a través de él. En el centro está instalado un inyector, que alimenta el combustible a la cámara de combustión. El tubo de flama tiene una serie de zonas en su superficie con orificios de diferentes diámetros para admitir aire.

La mayoría de los motores a reacción, como el Whittle W2B, Jumo 004, y el RR Nene, Dardo, y Derwent, muestran las cámaras de combustión tubulares, generalmente en número variable de 6 a 16 cámaras por motor.

La ventaja principal de los sistemas tubulares, es que se necesita poco tiempo y un bajo costo poder diseñarlo y construirlo. Sin embargo, su longitud y el peso excesivo prohíben su uso en motores de aeronaves, su aplicación principal es para unidades industriales, en los que la accesibilidad y la facilidad de mantenimiento son consideraciones primordiales (Lefebvre, 2010).

El aire que suministra el compresor se separa en dos flujos: un flujo que entra al tubo de flama a través del torbellinador (inyector) y otro flujo que circula por el anillo circular comprendido entre el tubo de flama y la carcasa y que luego entra escalonadamente al tubo de flama a través de sus orificios laterales, estos orificios sirven para crear una capa de aire cerca de la pared del tubo de flama con el objeto de enfriarlo. El combustible se inyecta en la zona de combustión.

### **2.6.2 Anular**

En este tipo, un revestimiento anular está montado concéntricamente dentro de una carcasa anular, como muestra la Figura 2.14. En este tipo de cámara de combustión, la cámara forma un anillo continuo alrededor del eje entre el compresor y la turbina, los quemadores los tiene dispuestos a lo largo de todo el anillo, la mezcla combustible/comburente y la distribución de temperaturas es menos uniforme que en las tuboanulares, aunque también son menores las pérdidas de carga y la cámara de combustión tiene una buena refrigeración. Las turbinas con este diseño son las aeroderivadas, principalmente utilizadas por los fabricantes Alstom y Siemens.

En muchos aspectos, es una forma ideal de la cámara, ya que sus resultados de diseño aerodinámico son limpios en una unidad compacta y las pérdidas de presión son menores que otros tipos de cámaras de combustión. En el desarrollo de turborreactores para motores BMW 003, el Metrovick Beryl, y la Westinghouse J30, se usaron cámaras de combustión del tipo anular.

Su principal inconveniente radica en la carga de pandeo en el revestimiento exterior. Otro inconveniente es el elevado costo de suministrar aire a los niveles de presión, temperatura, y velocidad de flujo requerida para probar grandes cámaras de combustión anular en condiciones de plena carga. Una característica interesante de la cámara de combustión es la ausencia de cuerpos de turbulencia de aire. En lugar de ello, la recirculación de flujo se consigue por la acción combinada de los chorros de aire secundario y el aire que fluye sobre la placa trasera a lo largo de la pared de la camisa.

Por la década de 1960, la disposición anular se estableció firmemente como la opción automática para todos los nuevos motores de aeronaves. A partir de este período de tiempo y durante toda la década de 1980, las cámaras de combustión anulares más importantes fueron las instaladas en el GE CF6, P & W JT9D, y los motores RB211 RR. Estos motores tuvieron gran éxito, tanto técnica como comercialmente. Las mejoras en los aviones con fuselaje ancho, junto con la presión del mercado para reducir el costo en los motores con empuje de 355.84-444.8 kN. Para satisfacer esta demanda, Rolls Royce desarrolló el motor Trent, que es un descendiente directo de la serie RB211, el GE90 y el P & W4084 para alcanzar niveles de empuje similares. Los tres motores están equipados con cámaras de combustión anulares, y con los últimos avances en técnicas de inyección de combustible y la pared de enfriamiento (Lefebvre, 2010).

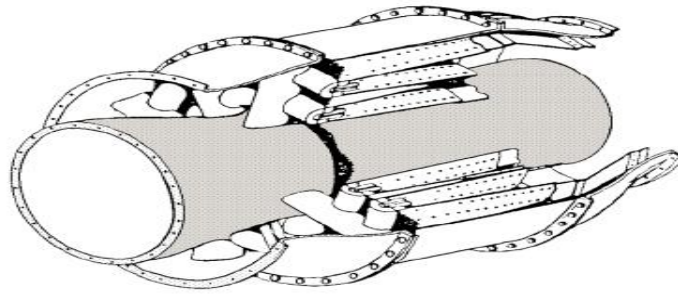


Figura 2.14. Cámara de combustión anular.

### 2.6.3 Tubo-anular

Como la relación de presiones del motor se comenzó a incrementar a finales de 1940, la cámara de combustión tuboanular o can-anular comenzó a encontrarse cada vez más en ambos lados del Atlántico. Con este diseño, las cámaras tubulares, por lo general de 6 a 10 cámaras, están dentro de una sola carcasa anular, como muestra la Figura 2.15. Este concepto intenta combinar la capacidad de la cámara anular con la resistencia mecánica de la cámara tubular. Un inconveniente de la cámara de combustión tuboanular, que comparte con configuraciones tubulares, es la necesidad de interconectores (tubos a través del fuego). Los motores equipados con cámaras de combustión tuboanular incluyen la Allison 501-K, el J73 y J79 GE, P & W J57 y J75, y el RR Avon, Conway, Olympus, Tyne y Spey (Chin, 1989). En comparación con el diseño anular, la cámara tuboanular tiene una ventaja importante, su uso se puede llevar a cabo con poco suministro de aire, utilizando sólo un pequeño segmento de la cámara del total que contenga uno o más revestimientos. Sus inconvenientes surgen cuando se trata de lograr un patrón de flujo de aire satisfactoria y coherente; en particular, el diseño del difusor puede presentar serias dificultades (Lefebvre, 2010).

Las cámaras tubo-anular, se emplearon en los primeros motores de aviación y, en la actualidad, en turbinas de gas industriales y marinas, siendo éstas las más empleadas en turbinas de gas de compresor centrífugo y en algunos axiales. Van situadas alrededor del eje que une el compresor y la turbina; constan cada una de ellas (CAN) de su propio inyector procedente de una línea de suministro común, de una doble pared o tubo, de los cuales el interior se denomina tubo de flama por estar en contacto directo con la combustión, alrededor del cual hay una carcasa de aire. El aire pasa a través de la boca de entrada del tubo de flama y también entre el tubo y la carcasa exterior. Dos de las cámaras de combustión tienen bujía de encendido; la razón de llevar dos bujías es exclusivamente por seguridad, pues con una sola sería suficiente. Sus fabricantes son General Electric y Mitsubishi.

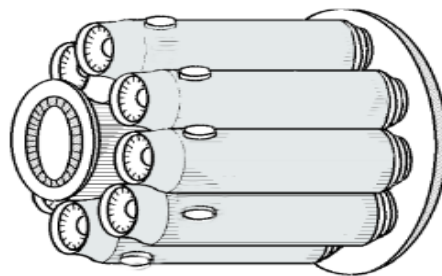


Figura 2.15. Cámaras de combustión MULTICAN.

### 2.6.4 Cámara de combustión de tipo silo

Este tipo de turbinas tienen la cámara de combustión fuera del eje que une a la turbina y el compresor, puesto en la parte superior, los inyectores se instalan a través del techo superior de la cámara, y los gases de



escape llegan a la turbina de expansión por una abertura inferior conectada a ésta, son turbinas que por ahora se utilizan para combustibles experimentales como el hidrógeno. El motor del núcleo de la SGT5-2000E cuenta con una cámara dividida horizontalmente. Las dos cámaras de combustión a las que se puede ingresar para realizar una inspección del recorrido del gas caliente sin levantar la cubierta están equipadas con baldosas de cerámica que se pueden reemplazar de forma individual, como se muestra en la Figura 2.16.

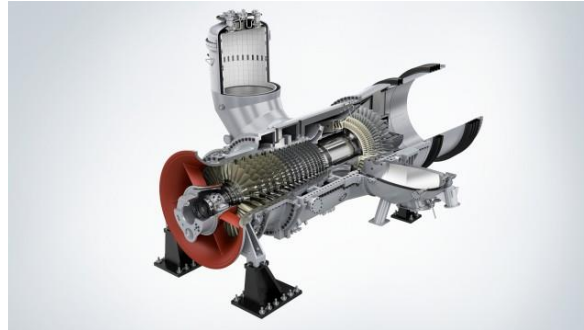


Figura 2.16. Turbina de gas de servicio pesado SGT5-2000E (SIEMENS, 2013).

### 2.6.5 Cámaras de combustión con sistema DLN

Las cámaras de combustión con sistema Dry Low NO<sub>x</sub>, DLN, son muy diferentes, debido a que se fuerza a la mayoría del aire a entrar por la zona de la boquilla del combustible de la cámara de combustión para una mezcla previa con el combustible, obteniéndose de esta manera una temperatura menor que no requiere mucho enfriamiento y dilución con aire antes de entrar en las toberas de la turbina, como se muestra en la Figura 2.17. En una cámara de combustión DLN no hay ranuras de dilución para el aire de enfriamiento. A lo largo del cuerpo de la cámara de combustión hay muy pocos agujeros, para permitir que sólo un poco de aire entre a la cámara de la flama del piloto (pequeñas flamas de difusión de combustión). Los sistemas de combustión DLN también tienen varias válvulas de control de combustible, en especial en los sistemas de combustión de flama de difusión. Las cámaras de combustión DLN pueden tener múltiples zonas de combustión, y por lo general tienen múltiples toberas de combustible (System GE Power, 2011).

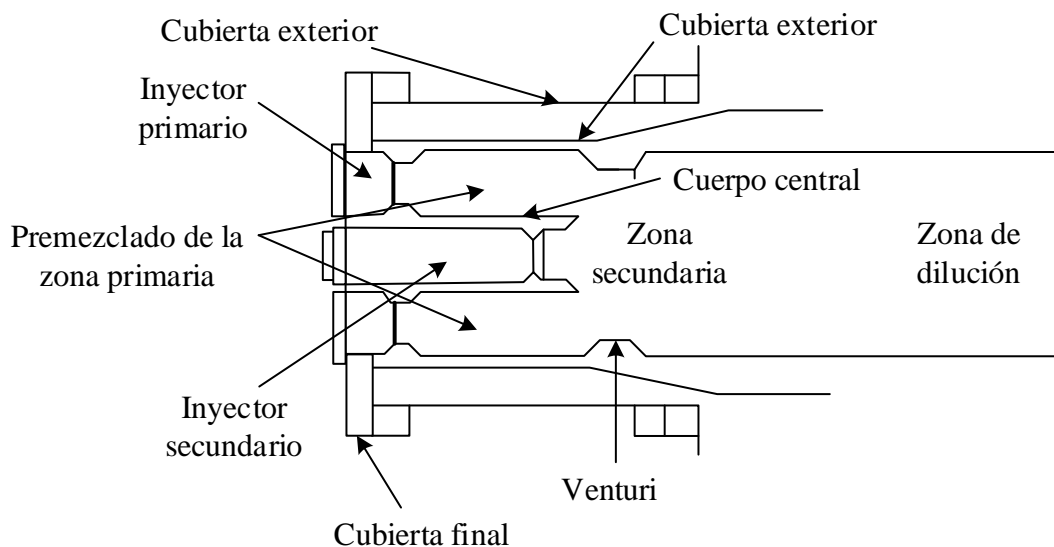


Figura 2.17. Cámara de combustión DLN (Dry Low NO<sub>x</sub>).

#### Modo de operación

##### Zona Primaria

El combustible se inyecta únicamente en las toberas primarias. Y la flama se encuentra sólo en la etapa primaria. Este modo de operación se utiliza para encender, acelerar y operar la máquina a través de bajas y medianas cargas, hasta una temperatura de referencia de combustión preseleccionada. Como muestra la Figura 2.18.

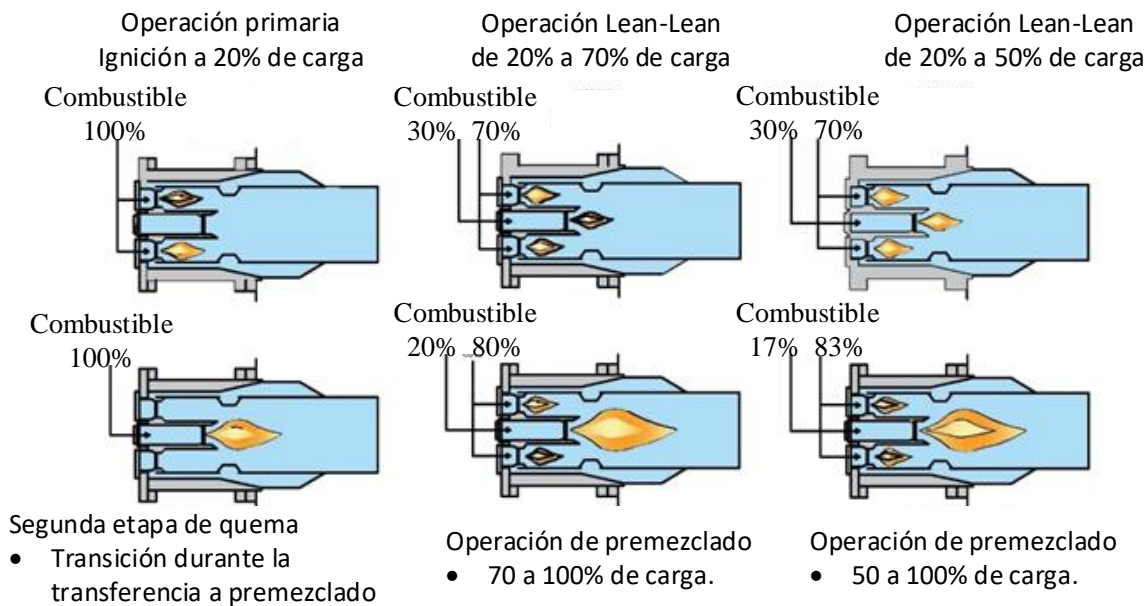


Figura 2.18. Cámara de combustión con el sistema DLN operando a cargas parciales.

### Zona Lean-Lean

El combustible se suministra tanto en las toberas primarias y secundarias. La flama se localiza en la etapa primaria y secundaria. Este modo de operación se utiliza para cargas intermedias entre dos temperaturas de referencia de combustión preseleccionadas.

### Zona Secundaria

El combustible sólo se inyecta en la tobera secundaria, y la flama se encuentra solamente en la zona secundaria. Esta zona es un estado de transición entre los modos de mezcla Lean-Lean y de premezcla. Esta zona es necesaria para extinguir la flama en la zona primaria, antes de que el combustible se reintroduzca en la zona de premezcla primaria.

### Zona de Premezcla o de dilución

El combustible se encuentra en ambas toberas primarias y secundarias. La flama está sólo en la etapa secundaria. Este modo de funcionamiento se consigue cerca del punto de diseño de temperatura de referencia de combustión.

Si es necesario, tanto las toberas de combustible primario y secundario pueden ser boquillas de combustible dual, lo que permite la transferencia automática de gas a petróleo en todo el rango de carga. Cuando se quema gas natural o petróleo destilado, el sistema puede funcionar a plena carga en el modo de lean-lean.

## 2.7 Materiales utilizados en cámaras de combustión

Los esfuerzos continuos para elevar la eficiencia del motor y reducir el consumo de combustible, dependen en gran medida del desarrollo de nuevos materiales de la cámara de combustión para soportar las condiciones ambientales más severas asociadas con el funcionamiento a presiones y temperaturas más altas. Durante los últimos 30 años, los materiales y los procesos de fabricación han mejorado en términos de mayor capacidad de temperatura y menor costo.

Actualmente, las cámaras de combustión se fabrican a partir de láminas de aleaciones a base de níquel o cobalto. Estos materiales convencionales todavía tienen un considerable potencial de desarrollo y seguirán dominando la escena aeronáutica durante algún tiempo (Lefebvre, 2010).

### ***Requisitos básicos para los materiales de la cámara de combustión***

- Resistencia a altas temperaturas
- Resistencia a la oxidación y corrosión.
- Baja densidad
- Baja dilatación térmica.
- Módulo de Young o de elasticidad bajo.
- Resistencia a la variación de temperatura para evitar las grietas en el material.
- Fácil de fabricar.
- Alta conductividad térmica.

A partir, de esta lista, está claro que los requisitos tradicionales de buena resistencia mecánica y resistencia a la oxidación y a altas temperaturas, no son los únicos atributos deseables de los materiales de la cámara de combustión. Las aleaciones metálicas ahora de uso común son satisfactorias para el funcionamiento a largo plazo a temperaturas de hasta alrededor de 1,615 K. La oxidación se presenta en el material a temperaturas por arriba de 1,300 K. Sin embargo, los desarrollos que incorporan una capa base resistente a la oxidación han tendido a disminuir la importancia de la resistencia a la oxidación de un material.

El requisito de bajo costo es tan importante para la cámara de combustión como para otros componentes del motor, especialmente porque la mayoría de los materiales de alta temperatura tienden a ser materiales de alto costo. También, el peso es de gran importancia para las cámaras de combustión de los motores de aéreos.

Los cambios de temperatura abruptos que existen alrededor de los agujeros de dilución y ranuras de enfriamiento, resultan en altas tensiones térmicas. Por lo tanto, una buena resistencia a la fatiga térmica es un requisito previo para la vida del revestimiento.

### **Materiales utilizados para cámaras de combustión**

Los materiales más utilizados en las cámaras de combustión son aleaciones de metales y cerámicos (Lefebvre, 2010).

#### **2.7.1 Aleaciones de metales**

Las aleaciones a base de níquel, cromo, hierro, molibdeno y tungsteno se han utilizado como materiales para las cámaras de combustión. El éxito de estas aleaciones está estrechamente ligado a su facilidad de fabricación. Son satisfactorios para el funcionamiento a largo plazo a temperaturas de hasta alrededor de 1300 K, en la Tabla 2.5 se muestran las aleaciones de metal más utilizadas en las cámaras de combustión de turbinas de gas y sus propiedades.

Tabla 2.5. Aleaciones de metal más utilizadas en cámara de combustión de turbinas de gas.

Propiedades	Material			
	Nimonic 75	Hastelloy X	Nimonic C-263	Inconel 718
Densidad; kg/m <sup>3</sup>	8370	8220	8360	8190
Punto de fusión; °C	1380	1355	1325	1336
Coefficiente de expansión; µm/m°C	11.0 (20–100°C)	13.9 (20–100°C)	10.6 (20–100°C)	13.0 (20–100°C)
Módulo de rigidez; kN/mm <sup>2</sup>	75.6	77.6	-	77.2
Módulo de elasticidad; kN/mm <sup>2</sup>	206	205	222.5	204.9
Mezcla de aleaciones	Níquel y Cromo	Níquel-Cromo-Hierro-Molibdeno	Cobalto-Níquel-Cromo-Tungsteno	Níquel y Cromo
Resistencia	Calor, corrosión y oxidación			

### 2.7.2 Cerámicos

Aunque los materiales metálicos seguirán teniendo una importancia primordial; en el futuro, con los desarrollos en los materiales y con los procesos de fabricación, a largo plazo, sólo los materiales cerámicos tienen la capacidad de satisfacer las necesidades del motor. Debido a que los cerámicos tienen buena resistencia mecánica a altas temperaturas, baja densidad y son oxidativamente estables a temperaturas muy superiores en comparación con la capacidad de metales no protegidos y aleaciones. Éstas son cualidades claramente atractivas, donde la reducción del aire de enfriamiento de la pared del revestimiento es un requerimiento de diseño importante.

Los compuestos de silicio se consideran los más prometedores y entre los primeros se encuentran el carburo de silicio y el nitruro de silicio. El nitruro de silicio monolítico y el carburo de silicio exhiben alta resistencia y rigidez hasta aproximadamente 1680 y 1880 K, respectivamente. El principal inconveniente de éstas y otras cerámicas es que, a pesar de que son resistentes a altas temperaturas, no poseen la dureza y robustez que los ingenieros se han acostumbrado a los metales dúctiles. En cierta medida, este problema se puede aliviar con la incorporación de partículas o bigotes para desviar y detener grietas. La importancia de utilizar cerámicos es que, cuando ocurre un fallo, lo hace de una manera gradual y progresiva en lugar de la fractura catastrófica que normalmente se asocia con materiales monolíticos. Además, los filamentos cerámicos continuos permiten que los componentes cerámicos toleren defectos menores y, en general, imitan el comportamiento metálico, pero soportan mayor temperatura.

Por ejemplo, en una turbina de gas industrial Centauro 50, equipada con revestimientos compuestos de carburo de silicio, se llevaron a cabo una serie de pruebas, en las cuales, estos revestimientos funcionaron bien durante largos períodos de funcionamiento del motor sin problemas aparentes. Este progreso alienta la noción de que la evolución de las propiedades de los materiales, los métodos de diseño y los procesos de fabricación están llegando ahora a una etapa, en la que, los recubrimientos cerámicos en ciertas aplicaciones de motores merecen una seria consideración. Sin embargo, todavía existen algunas preocupaciones que están relacionadas con la fragilidad de los cerámicos, por ejemplo, daños que se producen debido a la ingestión de objetos extraños.

### Integridad mecánica de la cámara de combustión

Al diseñar una cámara de combustión, la integridad mecánica de todos los componentes es de vital importancia. Predecir la vida de los componentes es una parte esencial de la fiabilidad y las garantías de

servicio. Existen varios elementos clave para asegurar la integridad mecánica de la carcasa o cámara externa: contención de presión, vida útil y cargas de choque.

La carcasa no se debe doblar ni romper bajo las cargas de presión más extremas vistas por el motor, y se realizan pruebas de presión-recipiente para evaluar esto. La carcasa debe durar la vida del motor moderno, que es de aproximadamente 15000 horas para el motor naval de la marina; 25000 vueltas para un motor Aerocivil grande; ó 100000 horas para un motor industrial. Si se pierde una cuchilla del ventilador durante el funcionamiento del motor, se produce una sobrecarga del motor o se ingiere un ave, la carcasa no se debe doblar y la integridad de la brida se debe mantener a pesar de las grandes vibraciones causadas por el motor fuera de balance. La cámara de combustión debe ser capaz de preservar su integridad mecánica bajo estas condiciones (Lefebvre, 2010).

## **2.8 Combustión de combustibles en turbinas de gas**

Típicamente los combustibles utilizados en turbinas de gas son hidrocarburos líquidos o gaseosos. Entre los hidrocarburos líquidos se pueden citar el diésel, fuel oils, keroseno y nafta, y entre los gaseosos el gas natural y el gas licuado.

### **2.8.1 Combustión de combustibles sólidos en turbinas de gas**

Si se desea utilizar combustibles sólidos en turbinas de gas es necesaria la gasificación o pirólisis del combustible. Para que éste pueda ser quemado en la turbina de gas. Un ejemplo de ello es el Carbón.

#### **Gasificación del carbón**

Richard Anderson de la BBC (Anderson, 2014) menciona que el carbón proporciona el 40% de la energía eléctrica en el mundo. La principal tecnología que se aplica al carbón para ser utilizado en turbinas de gas es la flama de gasificación. Es decir, en lugar de quemar directamente el combustible fósil, éste se transforma químicamente en un gas natural sintético o gas de síntesis.

Durante la segunda Guerra Mundial, la escasez de combustibles hizo renacer el interés por los gasificadores en Suecia, Inglaterra, Canadá y la Unión Soviética, llegando a establecerse como equipos comunes en Europa, Japón, China, Brasil, Nueva Zelanda y Australia (National Research Council, 1981).

El incremento en el precio del petróleo a principio de los setentas, despertó nuevamente el interés por la tecnología de gasificación a partir de la biomasa (Rodríguez y col., 1985).

La gasificación es una reacción química causada por el calentamiento del material en un ambiente que carece de oxígeno, lo que resulta en una combustión incompleta que expulsa los gases ricos en carbono. Estos gases se queman a continuación en un oxidador térmico con la adición de aire.

El principal producto de la gasificación es el monóxido de carbono con algunos gases de hidrógeno y metano, que se llama gas de síntesis (Syngas) (Santos, 2004).

La composición de gas de síntesis depende del combustible gasificado. La gasificación ocurre a temperaturas que oscilan normalmente entre 800 y 850 °C. Una vez que el gas de síntesis sale del gasificador y fluye hacia el oxidador, se suministra aire a temperatura ambiente para quemar el gas de síntesis, convirtiéndose el CO en CO<sub>2</sub>. El proceso de combustión produce una corriente de gas a una temperatura de 980 a 1080 ° C (Martínez, 2015).

El gas sintético se puede utilizar para la generación de energía eléctrica, siendo la aplicación más inmediata su combustión en una turbina de gas. Este método de generación de energía a partir del carbón, que es técnicamente viable, no se aplica de forma comercial, debido a que los sistemas convencionales de combustión son más baratos y más sencillos; no obstante, se ha renovado el interés por las plantas de ciclo

combinado, tras los últimos desarrollos y reglamentaciones medioambientales, cada vez más exigentes (Anderson, 2014).

### **Pirólisis**

Los equipos para la obtención de gas de carbón mediante pirólisis con bajo poder calorífico, fueron desarrollados durante el siglo XIX y principios del XX. En la mayor parte de las ciudades existían plantas que generaban gas para iluminación y usos comerciales (Bailie, 1979).

La fundación para la Investigación y el Desarrollo Ambiental (FIDA, 2012), la pirólisis se define como la descomposición térmica de un material en ausencia de oxígeno o cualquier otro reactante que contenga oxígeno (aire, agua, dióxido de carbono) a temperaturas altas entre 200°C y 500°C. En este proceso se destruyen las ausencias orgánicas mediante el calentamiento en un ambiente libre de oxígeno, dando como resultado de esta reacción, fracciones gaseosas, líquidas y sólidas. Estas tres fracciones producidas son:

- Un gas compuesto por hidrógeno, metano, monóxido de carbono y diversos gases en menor proporción (dependiendo de las características de la pirólisis).
- Un líquido consistente en un flujo de alquitrán o aceite que contiene metanol, hidrocarburos oxigenados complejos, ácido acético y acetona. A partir de estos componentes se pueden fabricar adhesivos, aromatizantes alimenticios, fertilizantes, aditivos para combustibles, agentes para el control de emisiones de SO<sub>x</sub> y NO<sub>x</sub>, productos para la industria farmacéutica, etc.
- Un sólido, el llamado coque de pirólisis, consistente en carbono casi puro unido a cualquier material inerte que estuviese presente en los residuos. Es un residuo carbonoso que se puede utilizar como combustible o para la producción de carbono activo.

La pirólisis se produce a través de una serie compleja de reacciones químicas además de procesos de transferencia de materia y calor. Se puede considerar que la pirólisis comienza alrededor de 200°C, llegando a ser prácticamente completa aproximadamente a los 500°C (FIDA, 2012).

### **2.8.2 Combustión de combustibles líquidos y gaseosos en turbinas de gas**

En combustibles líquidos, la combustión depende de la evaporación del combustible, es decir del cambio de fase de líquido a gas. Para que la evaporación, mezclado e inflamación del combustible se lleve a cabo con el menor tiempo posible, éste debe ser inyectado en la cámara de combustión como aerosol con partículas sumamente finas, a alta velocidad y bien dirigidas para que se desplacen la cámara de combustión.

Las primeras gotas que salen del aerosol ya deben estar completamente pulverizadas. Si esta condición no se cumple, y se producen al inicio tamaños de gota grandes de combustible, éstas tardarán más tiempo en evaporarse, y como el combustible se inyecta de manera continua, cuando se produzca la combustión se habrá acumulado mucho combustible dentro del cilindro, lo que provoca una inflamación masiva de combustible con el incremento violento de la presión.

## Capítulo 3 Combustión

La combustión es una reacción de oxidación rápida, que se sostiene por sí misma y que desprende luz y calor. La sustancia que se quema se llama combustible, y la fuente de oxígeno se llama oxidante o comburente. Se denomina comburente al medio de reacción que permite que ocurra una combustión.

### 3.1 Combustión

En nuestro planeta, el comburente natural es el oxígeno,  $O_2$ . Sin oxígeno no es posible una combustión (Torrella, 2014). El oxígeno se encuentra contenido en el aire. El aire es una mezcla de diferentes gases, por porcentaje volumétrico, el aire está compuesto, aproximadamente, por 78,08 % de nitrógeno ( $N_2$ ); 20,94 % de oxígeno ( $O_2$ ); 0,035 % de dióxido de carbono ( $CO_2$ ); y 0,93 % de gases inertes, como el argón (Ar).

### 3.2 Combustibles

A los combustibles que están compuestos de carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y azufre, se les conoce como (C.H.O.N.S). Éstos al reaccionar con el oxígeno producen energía en forma de calor, luz, y también genera gases, tales como H, O, N,  $H_2$ , OH, CO, NO,  $O_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $N_2$ , Ar, SO y  $SO_2$ .

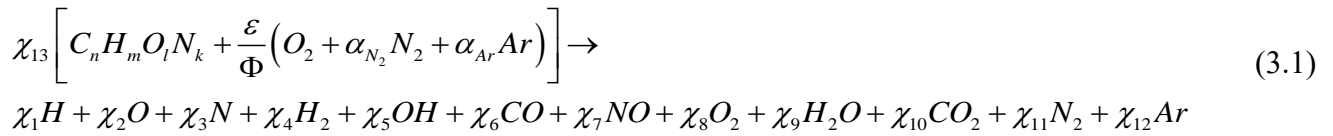
### 3.3 Fracciones molares de la combustión

La combustión en los sistemas de generación de energía aún presentan problemas técnicos no resueltos, como es la determinación de la composición del gas durante el proceso de reacción del combustible dentro de las cámaras de combustión, debido a que las reacciones de combustión presentan velocidades de reacción muy elevadas, característica que las hace ser consideradas como reacciones instantáneas, que provoca que los análisis termodinámicos en la zona primaria se compliquen, debido a falta de información de la composición de la mezcla que, es información relevante para la estimación del desempeño de los sistemas de generación de potencia y del rediseño de las cámaras combustión, además de mejorar el control de la contaminación.

La reacción de combustión se basa en la reacción química exotérmica de una sustancia o mezcla de sustancias llamada combustible con el oxígeno. Esta reacción se caracteriza por la formación de una flama o masa gaseosa que emite luz y calor.

Para el estudio de la combustión, el método del equilibrio químico se ha utilizado a menudo para determinar la composición de los productos de la combustión [(Grace y col., 2001), (Dutta., 2008), (Sompop y col., 2017)]. Para determinar los componentes de los productos de la combustión; la metodología utilizada fue propuesta inicialmente por (Olikara, 1975); sin embargo, hasta la fecha ha sido utilizada por muchos autores. Según (Heywood y col., 1988), (Rashidi, 1998), (Rakopoulos y col., 1994), (Bozza y col., 1994), (Kayhan, 2017), (Murugan y col., 2015), (Yasin, 2013), (Grace y col., 2001), (Dutta y col., 2008) y (OTAN, 2002), ellos mencionan que para la predicción del desempeño de los modelos de los ciclos termodinámicos de los motores de combustión interna, es una buena aproximación para considerar a los productos de combustión en el equilibrio químico y tomar disociaciones de las especies de productos es crítico para determinar la composición del gas dentro de la cámara de combustión.

El método del equilibrio químico, propuesto por (Olikara, 1975), permite construir un modelo matemático, y con su solución se puede determinar la composición y las propiedades termodinámicas de los productos de combustión. Este método, parte de suponer que el aire está compuesto por O, N y Ar, y el combustible  $C_nH_mO_lN_k$ , y considera que los productos de la combustión están conformados por doce especies químicas (Turns, 2000). La reacción descrita anteriormente, se expresa de la siguiente manera

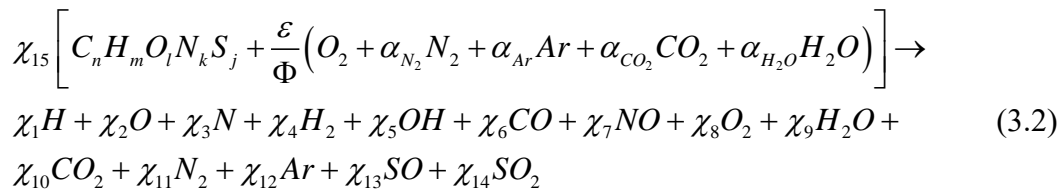


Con base en la ecuación de combustión, en la cual, los reactantes son la mezcla aire-combustible y los productos las doce especies químicas antes mencionadas. Al hacer un balance de átomos a la reacción de combustión se obtienen seis ecuaciones con trece incógnitas. Con el equilibrio químico se establecen siete reacciones de disociación de los productos, que proporcionan siete ecuaciones linealmente independientes, que relacionan a las fracciones molares de los productos y a las constantes de equilibrio, y así cerrar matemáticamente el problema; el sistema resultante es de trece ecuaciones con trece incógnitas. El sistema de ecuaciones se reduce mediante sustitución directa, obteniendo un nuevo sistema de ecuaciones de cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas. El sistema de ecuaciones obtenido se linealiza mediante una expansión en series de Taylor y se resuelve empleando el método de Newton. Una vez obtenidas las cuatro incógnitas, se pueden hallar las fracciones molares de las especies químicas que constituyen los productos y, por consiguiente, sus propiedades, y al aplicar la primera ley de la termodinámica al proceso de combustión se determina la temperatura de flama adiabática (Sompop y col., 2017).

Este trabajo se basa en la metodología de (Olikara, 1975), pero a diferencia del método de Olikara; en este trabajo se considera que el combustible contiene azufre, es decir es un combustible CHONS y como oxidante, el aire está compuesto por O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, Ar, CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O y los productos de combustión contienen catorce especies químicas. Se determinan las fracciones molares de los productos de la combustión del gas natural en función de la relación de equivalencia, como se muestra más adelante en este capítulo de la tesis. La relación de equivalencia relaciona la relación aire-combustible estequiométrica y la relación aire-combustible real.

Se considera que el combustible tiene una composición de elementos C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>O<sub>l</sub>N<sub>k</sub>S<sub>j</sub> que al reaccionar con el aire se forman los productos a una temperatura *T*, y a una presión *P* en el equilibrio químico. Cuando una reacción química llega al equilibrio químico, las concentraciones de reactivos y productos permanecen constantes en el tiempo, sin que se produzcan cambios visibles en el sistema. Sin embargo, a nivel molecular existe una gran actividad, debido a que las moléculas de los reactivos siguen formando moléculas de productos, y éstas a su vez reaccionan para formar moléculas en los reactivos. Pocas reacciones químicas ocurren en una sola dirección, la mayoría son reversibles. Al inicio de un proceso reversible, la reacción ocurre hacia la formación de productos y en cuanto se forman algunas moléculas de productos, comienza el proceso inverso: estas moléculas reaccionan y forman moléculas de reactivos. El equilibrio se alcanza, cuando las velocidades de la reacción se igualan y las concentraciones de los reactivos y productos permanecen constantes (Olikara, 1975). Cuando una reacción es reversible se favorece la formación de los productos, y la reacción se desplaza hacia la derecha; cuando se favorece la formación de los reactivos, la reacción se dirige hacia la izquierda.

La ecuación de combustión para el combustible C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>O<sub>l</sub>N<sub>k</sub>S<sub>j</sub> es la siguiente



La ecuación de combustión (3.2) se considera incompleta, para considerarla completa debe contener en sus productos CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, Ar. Los átomos que son del carbón y del hidrógeno *n* y *m* no pueden ser cero; sin embargo, *l*, *k* y *j* pueden ser o no ser cero.



La relación de equivalencia,  $\Phi$ , indica si la mezcla aire-combustible es rica en combustible,  $\Phi > 1$ ; pobre en combustible,  $\Phi < 1$ ; estequiométrica,  $\Phi = 1$  y se expresa de la siguiente manera:

$$\Phi = \frac{(RAC)_{esteq}}{(RAC)_{real}} = \frac{(RCA)_{real}}{(RCA)_{esteq}} \quad (3.3)$$

Otro parámetro importante en el proceso de combustión, es el coeficiente de exceso de aire, y se expresa en porciento de la siguiente manera

$$\lambda = \frac{(1-\Phi)}{\Phi}(100) \quad (3.4)$$

entonces, la relación de equivalencia en función del exceso de aire es

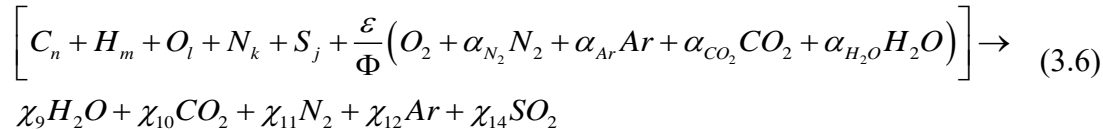
$$\Phi = \frac{100}{\lambda + 100} \quad (3.5)$$

$\lambda$  se sustituye en %.

Las  $\chi_1$  a  $\chi_{14}$  de la ecuación (3.2) son las fracciones molares de los productos de la combustión. Y  $\chi_{15}$  representa a los moles del combustible requerido para obtener un mol de productos de la combustión.  $\varepsilon$ , es el coeficiente estequiométrico, que más adelante se explica cómo se determina.

### 3.3.1 Balance de conservación de átomos

Como paso inicial, se debe determinar el coeficiente estequiométrico  $\varepsilon$ ; para esto, se utiliza la ecuación de combustión completa, considerando 1 mol de reactivos; los reactivos están compuestos por el combustible CHONS y el aire, que en su composición tiene  $O_2$ ,  $N_2$ , Ar,  $CO_2$ ,  $H_2O$ . La ecuación de la combustión se expresa como sigue:



Cabe mencionar que el  $C_n H_m O_l N_k S_j$ , se puede expresar como en la ecuación (3.6), debido a que sólo se usa la reacción más simple, es decir  $C_n + H_m + O_l + N_k + S_j \rightarrow C_n H_m O_l N_k S_j$  (Kenneth, 2011).

Realizando los balances de átomos para cada elemento de la ecuación de la combustión (3.6):

$$C: n + \frac{\varepsilon}{\Phi} (\alpha_{CO_2}) = \chi_{10} \quad (3.7)$$

$$H: m + 2 \frac{\varepsilon}{\Phi} (\alpha_{H_2O}) = 2\chi_9 \quad (3.8)$$

$$O: l + 2 \frac{\varepsilon}{\Phi} + 2 \frac{\varepsilon}{\Phi} (\alpha_{CO_2}) + \frac{\varepsilon}{\Phi} (\alpha_{H_2O}) = \chi_9 + 2\chi_{10} + 2\chi_{14} \quad (3.9)$$

$$N: k + 2 \frac{\varepsilon}{\Phi} (\alpha_{N_2}) = 2\chi_{11} \quad (3.10)$$

$$S: j = \chi_{14} \quad (3.11)$$

$$Ar: \frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{Ar}) = \chi_{12} \quad (3.12)$$

Sustituyendo los valores de  $\chi_{10}$ ,  $\chi_9$  y  $\chi_{14}$  de las ecuaciones (3.7), (3.8) y (3.11) en (3.9)

$$l + 2\frac{\varepsilon}{\Phi} + 2\frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{CO_2}) + \frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{H_2O}) = \frac{m}{2} + \frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{H_2O}) + 2n + 2\frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{CO_2}) + 2j \quad (3.13)$$

Ordenando términos, se tiene la siguiente expresión:

$$l + 2\frac{\varepsilon}{\Phi} + 2\frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{CO_2}) + \frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{H_2O}) - \frac{m}{2} - \frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{H_2O}) - 2n - 2\frac{\varepsilon}{\Phi}(\alpha_{CO_2}) - 2j = 0 \quad (3.14)$$

simplificando

$$l + 2\frac{\varepsilon}{\Phi} - \frac{m}{2} - 2n - 2j = 0 \quad (3.15)$$

Lo siguiente es conocer el valor de  $\varepsilon$ , este se determina considerando en la ecuación (3.15) una relación de equivalencia igual a 1. Despejando al coeficiente estequiométrico  $\varepsilon$ , se tiene:

$$\varepsilon = n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} + j \quad (3.16)$$

El valor de  $\varepsilon$  es una constante específica de cada combustible, y para cualquier tipo de combustión, sea completa o incompleta su valor no cambia. Sustituyendo (3.16) en (3.6), se tiene

$$\left[ C_n + H_m + O_l + N_k + S_j + \frac{n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} + j}{\Phi} (O_2 + \alpha_{N_2} N_2 + \alpha_{Ar} Ar + \alpha_{CO_2} CO_2 + \alpha_{H_2O} H_2O) \right] \rightarrow (3.17)$$

$$\chi_9 H_2O + \chi_{10} CO_2 + \chi_{11} N_2 + \chi_{12} Ar + \chi_{14} SO_2$$

Para simplificar, a  $\left( n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} + j / \Phi \right)$  se representa como  $r_0$ :

$$r_0 = \frac{n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} + j}{\Phi} \quad (3.18)$$

Entonces la ecuación general de la combustión completa, se puede reescribir al sustituir (3.18) en (3.6)

$$\left[ nC + mH + lO + kN + jS + r_0 (O_2 + \alpha_{N_2} N_2 + \alpha_{Ar} Ar + \alpha_{CO_2} CO_2 + \alpha_{H_2O} H_2O) \right] \rightarrow (3.19)$$

$$\chi_9 H_2O + \chi_{10} CO_2 + \chi_{11} N_2 + \chi_{12} Ar + \chi_{13} SO_2$$

Ahora, se considera al oxígeno y al nitrógeno como diatómicos, es decir,  $O \rightarrow \frac{l}{2} O_2$  y  $N \rightarrow \frac{k}{2} N_2$ ; entonces la ecuación (3.19) queda como:

$$\left[ nC + mH + \frac{l}{2} O_2 + \frac{k}{2} N_2 + jS + r_0 O_2 + r_0 \alpha_{N_2} N_2 + r_0 \alpha_{Ar} Ar + r_0 \alpha_{CO_2} CO_2 + r_0 \alpha_{H_2O} H_2O \right] \rightarrow (3.20)$$

$$\chi_9 H_2O + \chi_{10} CO_2 + \chi_{11} N_2 + \chi_{12} Ar + \chi_{13} SO_2$$

Agrupando a los términos semejantes de la ecuación (3.20), se tiene

$$(n + r_0\alpha_{CO_2})C + (m + 2r_0\alpha_{H_2O})H + (0.5l + r_0 + r_0\alpha_{CO_2} + 0.5r_0\alpha_{H_2O})O_2 + (0.5k + r_0\alpha_{N_2})N_2 + r_0\alpha_{Ar}Ar + jS \rightarrow \chi_9H_2O + \chi_{10}CO_2 + \chi_{11}N_2 + \chi_{12}Ar + \chi_{13}SO_2 \quad (3.21)$$

Definiendo:

$$r = n + r_0\alpha_{CO_2} \quad (3.22)$$

$$r_1 = m + 2r_0\alpha_{H_2O} \quad (3.23)$$

$$r_2 = 0.5l + r_0 + r_0\alpha_{CO_2} + 0.5r_0\alpha_{H_2O} \quad (3.24)$$

$$r_3 = 0.5k + r_0\alpha_{N_2} \quad (3.25)$$

$$r_4 = r_0\alpha_{Ar} \quad (3.26)$$

$$r_5 = j \quad (3.27)$$

Sustituyendo las ecuaciones (3.22) a (3.27) en la ecuación (3.21), se tiene:

$$[rC + r_1H + r_2O_2 + r_3N_2 + r_4Ar + r_5S] \rightarrow \chi_9H_2O + \chi_{10}CO_2 + \chi_{11}N_2 + \chi_{12}Ar + \chi_{13}SO_2 \quad (3.28)$$

Debido a que los reactivos no cambian ya sea completa o incompleta, los reactivos de la ecuación (3.28) se pueden sustituir en la ecuación (3.2)

$$\begin{aligned} \chi_{15} [rC + r_1H + r_2O_2 + r_3N_2 + r_4Ar + r_5S] \rightarrow \chi_1H + \chi_2O + \chi_3N + \chi_4H_2 + \\ \chi_5OH + \chi_6CO + \chi_7NO + \chi_8O_2 + \chi_9H_2O + \chi_{10}CO_2 + \chi_{11}N_2 + \\ \chi_{12}Ar + \chi_{13}SO + \chi_{14}SO_2 \end{aligned} \quad (3.29)$$

Realizando el balance de átomos en la ecuación (3.29)

$$C: r\chi_{15} = \chi_6 + \chi_{10} \quad (3.30)$$

$$H: r_1\chi_{15} = \chi_1 + 2\chi_4 + \chi_5 + 2\chi_9 \quad (3.31)$$

$$O: 2r_2\chi_{15} = \chi_2 + \chi_5 + \chi_6 + \chi_7 + 2\chi_8 + \chi_9 + 2\chi_{10} + \chi_{13} + 2\chi_{14} \quad (3.32)$$

$$N: 2r_3\chi_{15} = \chi_3 + \chi_7 + 2\chi_{11} \quad (3.33)$$

$$S: r_5\chi_{15} = \chi_{13} + \chi_{14} \quad (3.34)$$

$$Ar: r_4\chi_{15} = \chi_{12} \quad (3.35)$$

Al sistema de ecuaciones de (3.30) a (3.35), se le agrega la condición de que la suma de todas las fracciones molares de los productos debe ser igual a la unidad, es decir:

$$\sum_{i=1}^{14} \chi_i = 1 \quad (3.36)$$

Para resolver el sistema de 7 ecuaciones con 15 incógnitas, se necesitan 8 ecuaciones más; éstas se determinan a partir de las constantes de una reacción en el equilibrio químico.

### 3.3.2 Equilibrio químico

Todas las reacciones tienden al estado de equilibrio químico, como se mencionó antes, este es el punto en el cual, tanto el proceso hacia adelante como el proceso inverso suceden a la misma velocidad. Dado que las velocidades hacia adelante y hacia atrás son iguales, las concentraciones de los reactivos y productos son constantes en el equilibrio. Considerando una reacción en el equilibrio químico, se puede definir una cantidad llamada la constante de equilibrio, ésta se determina de la siguiente manera:

Considerando la siguiente reacción en el equilibrio químico



donde  $A$  y  $B$  son los reactivos,  $C$  y  $D$  son los productos;  $v_a$ ,  $v_b$ ,  $v_c$ ,  $v_d$ , son los coeficientes molares de la reacción. La constante de equilibrio,  $K_P$ , de la reacción, se define como:

$$K_P = \frac{\prod (\chi^v)_{prod} P^{(\sum v_{prod} - \sum v_{reac})}}{\prod (\chi^v)_{reac} P^{(\sum v_{prod} - \sum v_{reac})}} = \frac{(\chi_c^{v_c} \chi_d^{v_d})_{prod} P^{[(v_c + v_d) - (v_a + v_b)]}}{(\chi_a^{v_a} \chi_b^{v_b})_{reac} P^{[(v_c + v_d) - (v_a + v_b)]}} \quad (3.38)$$

donde  $\Pi$  indica producto,  $P$  es la presión total de la mezcla y  $\chi$  es la fracción molar de los constituyentes de los reactivos y de los productos. Por ejemplo, para el H, se considera la reacción de disociación reversible más simple que forma la sustancia, en este caso es  $(1/2)H_2 \leftrightarrow H$ , por lo tanto, la constante de equilibrio para el gas de H se determina a partir de sus presiones parciales como sigue,  $K_{PH} = (P_{00,H})/(P_{00,H_2})^{1/2} = \chi^1(P)/\chi^{1/2}(P)^{1/2} = \chi/\chi^{1/2} (P)^{1/2}$ . En una mezcla de gases, cada componente de la mezcla, tiene una presión parcial, que es la presión de ese componente si ocupase por si solo el volumen completo de la mezcla original, a la misma temperatura.

Entonces, para cuantificar las fracciones molares de los productos de la combustión, que son parámetros importantes, que permite determinar a las propiedades termodinámicas de la combustión, y teniendo en cuenta las condiciones de equilibrio químico, se utilizan las reacciones de disociación (proceso en el cual, moléculas se separan en moléculas de menor tamaño) de los productos (Horlock, 1986), éstas generan ocho ecuaciones linealmente independientes, que cierran matemáticamente el problema. Las ocho reacciones de disociación consideradas y sus constantes de equilibrio,  $K_P$ , correspondientes son:

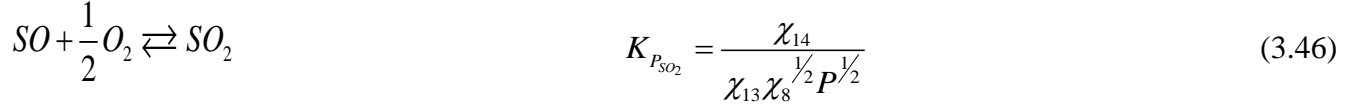
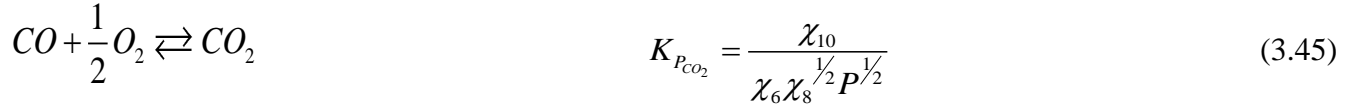
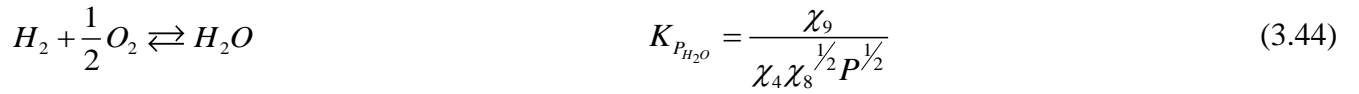
$$\frac{1}{2} H_2 \rightleftharpoons H \quad K_{P_H} = \frac{\chi_1}{\chi_4^{1/2}} P^{1/2} \quad (3.39)$$

$$\frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons O \quad K_{P_O} = \frac{\chi_2}{\chi_8^{1/2}} P^{1/2} \quad (3.40)$$

$$\frac{1}{2} N_2 \rightleftharpoons N \quad K_{P_N} = \frac{\chi_3}{\chi_{11}^{1/2}} P^{1/2} \quad (3.41)$$

$$\frac{1}{2} H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons OH \quad K_{P_{OH}} = \frac{\chi_5}{\chi_4^{1/2} \chi_8^{1/2}} \quad (3.42)$$

$$\frac{1}{2} O_2 + \frac{1}{2} N_2 \rightleftharpoons NO \quad K_{P_{NO}} = \frac{\chi_7}{\chi_8^{1/2} \chi_{11}^{1/2}} \quad (3.43)$$



Donde P tiene unidades de Pascales y las constantes de equilibrio,  $K_P$ , del H, O, N, OH, NO, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, se obtienen de las Tablas termodinámicas (JANAF, 1998).

Las constantes de equilibrio,  $K_{P,i}$  de las ecuaciones de (3.39) a (3.46) se expresan en función de  $\chi_4$ ,  $\chi_6$ ,  $\chi_8$ ,  $\chi_{11}$  y  $\chi_{13}$ , para simplificar se despeja a las fracciones molares y se considera una constante, se expresa con  $C_i$ .

$$\frac{K_{P_H}}{P^{1/2}} = \frac{\chi_1}{\chi_4^{1/2}} = C_1 \quad (3.47)$$

$$\frac{K_{P_O}}{P^{1/2}} = \frac{\chi_2}{\chi_8^{1/2}} = C_2 \quad (3.48)$$

$$\frac{K_{P_N}}{P^{1/2}} = \frac{\chi_3}{\chi_{11}^{1/2}} = C_3 \quad (3.49)$$

$$K_{P_{OH}} = \frac{\chi_5}{\chi_4^{1/2} \chi_8^{1/2}} = C_5 \quad (3.50)$$

$$K_{P_{NO}} = \frac{\chi_7}{\chi_8^{1/2} \chi_{11}^{1/2}} = C_7 \quad (3.51)$$

$$K_{P_{H_2O}} P^{1/2} = \frac{\chi_9}{\chi_4 \chi_8^{1/2}} = C_9 \quad (3.52)$$

$$K_{P_{CO_2}} P^{1/2} = \frac{\chi_{10}}{\chi_6 \chi_8^{1/2}} = C_{10} \quad (3.53)$$

$$K_{P_{SO_2}} P^{1/2} = \frac{\chi_{14}}{\chi_{13} \chi_8^{1/2}} = C_{14} \quad (3.54)$$

la ecuación (3.30), se pueden escribir como sigue

$$\chi_{15} = \frac{1}{r} (\chi_6 + \chi_{10}) \quad (3.55)$$

Sustituyendo (3.55) en (3.35),  $\chi_{12}$  es

$$\chi_{12} = \frac{r_4}{r} (\chi_6 + \chi_{10}) \quad (3.56)$$

Sustituyendo (3.55) y (3.56) en las ecuaciones (3.31) a la ecuación (3.34) e igualando a cero, se tiene el siguiente sistema de ecuaciones

$$\chi_1 + 2\chi_4 + \chi_5 + 2\chi_9 - \frac{r_1}{r}(\chi_6 + \chi_{10}) = 0 \quad (3.57)$$

$$\chi_2 + \chi_5 + \chi_6 + \chi_7 + 2\chi_8 + \chi_9 + 2\chi_{10} + \chi_{13} + 2\chi_{14} - \frac{2r_2}{r}(\chi_6 + \chi_{10}) = 0 \quad (3.58)$$

$$\chi_3 + \chi_7 + 2\chi_{11} - \frac{2r_3}{r}(\chi_6 + \chi_{10}) = 0 \quad (3.59)$$

$$\chi_{13} + \chi_{14} - \frac{r_5}{r}(\chi_6 + \chi_{10}) = 0 \quad (3.60)$$

$$\sum_{i=1}^{11} \chi_i + \frac{r_4}{r}(\chi_6 + \chi_{10}) + \chi_{13} + \chi_{14} - 1 = 0 \quad (3.61)$$

Ahora, se definen a las siguientes relaciones,  $z_i$ :

$$z_1 = \frac{r_1}{r}, \quad z_2 = \frac{r_2}{r}, \quad z_3 = \frac{r_3}{r}, \quad z_4 = \frac{r_4}{r}, \quad z_5 = \frac{r_5}{r}$$

Despejando a  $\chi_1$ ,  $\chi_2$ ,  $\chi_3$ ,  $\chi_5$ ,  $\chi_7$ ,  $\chi_9$ ,  $\chi_{10}$  y  $\chi_{14}$  de las ecuaciones (3.47) a (3.54) y sustituyendo en las ecuaciones (3.57) a (3.61), se tiene un sistema de cinco ecuaciones y cinco incógnitas, éstas son  $\chi_4$ ,  $\chi_6$ ,  $\chi_8$ ,  $\chi_{11}$  y  $\chi_{13}$ :

$$C_1\chi_4^{1/2} + 2\chi_4 + C_5\chi_4^{1/2}\chi_8^{1/2} + 2C_9\chi_4\chi_8^{1/2} - z_1\chi_6 - z_1C_{10}\chi_6\chi_8^{1/2} = 0 \quad (3.62)$$

$$C_2\chi_8^{1/2} + C_5\chi_4^{1/2}\chi_8^{1/2} + \chi_6 + C_7\chi_8^{1/2}\chi_{11}^{1/2} + 2\chi_8 + C_9\chi_4\chi_8^{1/2} + 2C_{10}\chi_6\chi_8^{1/2} + \chi_{13} + 2C_{14}\chi_{13}\chi_8^{1/2} - 2z_2\chi_6 - 2z_2C_{10}\chi_6\chi_8^{1/2} = 0 \quad (3.63)$$

$$C_3\chi_{11}^{1/2} + C_7\chi_8^{1/2}\chi_{11}^{1/2} + 2\chi_{11} - 2z_3\chi_6 - 2z_3C_{10}\chi_6\chi_8^{1/2} = 0 \quad (3.64)$$

$$\chi_{13} + C_{14}\chi_{13}\chi_8^{1/2} - z_5\chi_6 - z_5C_{10}\chi_6\chi_8^{1/2} = 0 \quad (3.65)$$

$$C_1\chi_4^{1/2} + C_2\chi_8^{1/2} + C_3\chi_{11}^{1/2} + \chi_4 + C_5\chi_4^{1/2}\chi_8^{1/2} + \chi_6 + C_7\chi_8^{1/2}\chi_{11}^{1/2} + \chi_8 + C_9\chi_4\chi_8^{1/2} + C_{10}\chi_6\chi_8^{1/2} + \chi_{11} + z_4\chi_6 + z_4C_{10}\chi_6\chi_8^{1/2} + \chi_{13} + C_{14}\chi_{13}\chi_8^{1/2} - 1 = 0 \quad (3.66)$$

### 3.3.3 Método de solución

El sistema de ecuaciones se resuelve con el método de Newton-Raphson para sistemas de ecuaciones no lineales. Este método considera que se conoce el vector inicial,  $(\chi_4^0, \chi_6^0, \chi_8^0, \chi_{11}^0, \chi_{13}^0)$ , éste es cercano al vector solución  $(\chi_4^*, \chi_6^*, \chi_8^*, \chi_{11}^*, \chi_{13}^*)$ . Como paso inicial se considera al vector de funciones  $(f_1, f_2, f_3, f_4, f_5)$  y se iguala a cero, como sigue:

$$f_1(\chi_4, \chi_6, \chi_8, \chi_{11}, \chi_{13}) = C_1\chi_4^{1/2} + 2\chi_4 + C_5\chi_4^{1/2}\chi_8^{1/2} + 2C_9\chi_4\chi_8^{1/2} - z_1\chi_6 - z_1C_{10}\chi_6\chi_8^{1/2} = 0 \quad (3.67)$$

$$\begin{aligned}
f_2(\chi_4, \chi_6, \chi_8, \chi_{11}, \chi_{13}) = & C_2 \chi_8^{1/2} + C_5 \chi_4^{1/2} \chi_8^{1/2} + \chi_6 + C_7 \chi_8^{1/2} \chi_{11}^{1/2} + \\
& 2\chi_8 + C_9 \chi_4 \chi_8^{1/2} + 2C_{10} \chi_6 \chi_8^{1/2} + \chi_{13} + \\
& 2C_{14} \chi_{13} \chi_8^{1/2} - 2z_2 \chi_6 - 2z_2 C_{10} \chi_6 \chi_8^{1/2} = 0
\end{aligned} \tag{3.68}$$

$$f_3(\chi_4, \chi_6, \chi_8, \chi_{11}, \chi_{13}) = C_3 \chi_{11}^{1/2} + C_7 \chi_8^{1/2} \chi_{11}^{1/2} + 2\chi_{11} - 2z_3 \chi_6 - 2z_3 C_{10} \chi_6 \chi_8^{1/2} = 0 \tag{3.69}$$

$$f_4(\chi_4, \chi_6, \chi_8, \chi_{11}, \chi_{13}) = \chi_{13} + C_{14} \chi_{13} \chi_8^{1/2} - z_5 \chi_6 - z_5 C_{10} \chi_6 \chi_8^{1/2} = 0 \tag{3.70}$$

$$\begin{aligned}
f_5(\chi_4, \chi_6, \chi_8, \chi_{11}, \chi_{13}) = & C_1 \chi_4^{1/2} + C_2 \chi_8^{1/2} + C_3 \chi_{11}^{1/2} + \chi_4 + C_5 \chi_4^{1/2} \chi_8^{1/2} + \chi_6 + \\
& C_7 \chi_8^{1/2} \chi_{11}^{1/2} + \chi_8 + C_9 \chi_4 \chi_8^{1/2} + C_{10} \chi_6 \chi_8^{1/2} + \chi_{11} + \\
& z_4 \chi_6 + z_4 C_{10} \chi_6 \chi_8^{1/2} + \chi_{13} + C_{14} \chi_{13} \chi_8^{1/2} - 1 = 0
\end{aligned} \tag{3.71}$$

Para determinar el vector solución  $(\chi_4, \chi_6, \chi_8, \chi_{11}, \chi_{13})$ , se debe expandir el vector de funciones  $f_1, f_2, f_3, f_4$  y  $f_5$  en series de Taylor, en la cual, se desprecian los términos de segundo orden

$$f_i + \frac{\partial f_i}{\partial \chi_4} \Delta \chi_4 + \frac{\partial f_i}{\partial \chi_6} \Delta \chi_6 + \frac{\partial f_i}{\partial \chi_8} \Delta \chi_8 + \frac{\partial f_i}{\partial \chi_{11}} \Delta \chi_{11} + \frac{\partial f_i}{\partial \chi_{13}} \Delta \chi_{13} = 0 \quad \text{para } i = 1, 2, 3, 4, 5 \tag{3.72}$$

donde  $\Delta \chi_j$  es la corrección de la aproximación al vector solución, y se expresa de la siguiente manera

$$\Delta \chi_j = \chi_j^* - \chi_j^0 \quad \text{para } j = 4, 6, 8, 11, 13 \tag{3.73}$$

Mediante la expansión en serie de Taylor, el sistema de ecuaciones en forma matricial, se expresa con

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \chi_4} & \frac{\partial f_1}{\partial \chi_6} & \frac{\partial f_1}{\partial \chi_8} & \frac{\partial f_1}{\partial \chi_{11}} & \frac{\partial f_1}{\partial \chi_{13}} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \chi_4} & \frac{\partial f_2}{\partial \chi_6} & \frac{\partial f_2}{\partial \chi_8} & \frac{\partial f_2}{\partial \chi_{11}} & \frac{\partial f_2}{\partial \chi_{13}} \\ \frac{\partial f_3}{\partial \chi_4} & \frac{\partial f_3}{\partial \chi_6} & \frac{\partial f_3}{\partial \chi_8} & \frac{\partial f_3}{\partial \chi_{11}} & \frac{\partial f_3}{\partial \chi_{13}} \\ \frac{\partial f_4}{\partial \chi_4} & \frac{\partial f_4}{\partial \chi_6} & \frac{\partial f_4}{\partial \chi_8} & \frac{\partial f_4}{\partial \chi_{11}} & \frac{\partial f_4}{\partial \chi_{13}} \\ \frac{\partial f_5}{\partial \chi_4} & \frac{\partial f_5}{\partial \chi_6} & \frac{\partial f_5}{\partial \chi_8} & \frac{\partial f_5}{\partial \chi_{11}} & \frac{\partial f_5}{\partial \chi_{13}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \chi_4 \\ \Delta \chi_6 \\ \Delta \chi_8 \\ \Delta \chi_{11} \\ \Delta \chi_{13} \end{pmatrix} = 0 \tag{3.74}$$

El primer término es el vector del conjunto de funciones,  $f_i$ ; el segundo término es la matriz jacobiana del sistema de ecuaciones,  $J_j$ ; el tercer término es la corrección del vector aproximado,  $\Delta \chi_j$ . La ecuación (3.74), se puede expresar de la siguiente forma

$$J_j \Delta \chi_j = -f_i \tag{3.75}$$

Para determinar la corrección del vector aproximado, se despeja  $\Delta \chi_j$  de la ecuación (3.75)

$$\Delta \chi_j = -f_i J_j^{-1} \tag{3.76}$$

El proceso para determinar el vector solución es el siguiente:

1. Se evalúa el vector conocido que es cercano al vector solución en el vector del conjunto de funciones  $f_i$ , y en el jacobiano,  $J_j$ .
2. Se determina el inverso del jacobiano y se resuelve la ecuación (3.76).
3. Para determinar el vector solución, se despeja  $\chi_j^*$  de la ecuación (3.73)

$$\chi_j^* = \Delta\chi_j + \chi_j^0 \quad (3.77)$$

4. Ahora se sustituye el vector solución,  $\chi_j^*$ , para ser evaluada nuevamente como en el paso 1. De manera análoga se pueden seguir haciendo el mismo procedimiento iterativo hasta que  $\Delta\chi_j = \chi_j^* - \chi_j^0$  sea menor o igual a cero o hasta que  $f_i$  sea menor o igual a cero.

Una vez obtenido el vector solución  $(\chi_4^*, \chi_6^*, \chi_8^*, \chi_{11}^*, \chi_{13}^*)$ , del sistema de ecuaciones de 5 ecuaciones y cinco incógnitas, las demás fracciones molares se determinan por sustitución directa en las ecuaciones (3.47 – 3.56).

### 3.3.4 Caso Práctico

Se determinan teóricamente las fracciones molares de los gases producto de la reacción de combustión del gas natural en el equilibrio químico. La composición del gas natural es en base seca, con contenido de azufre. El oxidante utilizado es aire, y está compuesto por  $O_2$ ,  $N_2$ , Ar,  $CO_2$  y  $H_2O$ . En este caso, debido a que se considera azufre en el combustible, se consideran 14 productos en la combustión. Se aplica el principio de conservación de masa y equilibrio químico de la reacción de combustión, y se obtiene un sistema de ecuaciones no lineales de 5 ecuaciones y 5 incógnitas.

El método utilizado para resolver estas ecuaciones no lineales es el método de Newton-Raphson. Este método convierte las ecuaciones algebraicas no lineales a ecuaciones algebraicas lineales, que se pueden resolver mediante la inversa de la matriz (Wilkes, 1969). De esta manera se consigue cuantificar las concentraciones de los componentes de los productos, lo que a su vez permite determinar sus propiedades. Con este método se pueden hacer análisis teóricos del proceso de combustión.

En las dos primeras columnas de la Tabla 3.1 se presentan las sustancias químicas y su estructura molecular de cada sustancia en la composición del gas natural. La segunda columna es la composición volumétrica de cada sustancia del combustible; la tercera columna presenta la masa molar de cada sustancia; la cuarta columna presenta el producto de la composición volumétrica y la masa molar de cada sustancia del gas natural. La masa molar del gas natural se obtiene, a partir, de la suma de los valores de la cuarta columna. Las columnas restantes muestran los números de moles de cada elemento por separado de cada sustancia, éstas se obtienen al multiplicar el número de moles de cada elemento por la composición volumétrica de cada sustancia. Y finalmente se obtiene el total de cada columna al sumar los valores que en ella contenga. La suma total de las columnas 6 a la 10 son los valores de los subíndices del  $C_nH_mO_jN_kS_l$ , respectivamente. Donde a partir de éste se puede realizar el balance másico de la reacción del combustible gas natural

Tabla 3.1 Composición del gas natural

Gas natural		$[\chi_i]$	$\frac{[MM]}{kg}$ $\frac{kg}{kmol}$	$\frac{\chi_i MM_i}{kg}$ $\frac{kg}{kmol}$	$n$ $[\chi_i C_i]$ mol <sub>C</sub>	$m$ $[\chi_i H_i]$ mol <sub>H</sub>	$j$ $[\chi_i O_i]$ mol <sub>O</sub>	$k$ $[\chi_i N_i]$ mol <sub>N</sub>	$l$ $[\chi_i S_i]$ mol <sub>S</sub>
Metano	CH <sub>4</sub>	0.83877	16.04	13.45	0.83877	3.35508	0	0	0
Acetileno	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	0	26.02	0	0	0	0	0	0



Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	0	28.03	0	0	0	0	0	0
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.13999	30.07	4.21	0.27998	0.83994	0	0	0
Propileno	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	0	42.05	0.00	0	0	0	0	0
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.00977	44.1	0.43	0.02931	0.07816	0	0	0
Butileno	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	0	56.06	0.00	0	0	0	0	0
iso-Butano	iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.001078	58.08	0.06	0.004312	0.01078	0	0	0
n-Butano	nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.002549	58.08	0.15	0.010196	0.02549	0	0	0
iso-Pentano	iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.000588	72.15	0.04	0.00294	0.007056	0	0	0
n-Pentano	nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.000784	72.15	0.06	0.00392	0.009408	0	0	0
Benceno	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	0.000106	78.114	0.01	0.000636	0.000636	0	0	0
Metil Ciclopentano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.001275	86.177	0.11	0.00765	0.01785	0	0	0
2-Metil Ciclopentano	2C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.000098	86.177	0.01	0.000588	0.001372	0	0	0
3-Metil Ciclopentano	3C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.000098	86.177	0.01	0.000588	0.001372	0	0	0
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	0.003912	28.016	0.11	0	0	0	0.007824	0
Ácido sulfhídrico	H <sub>2</sub> S	0.000002	34.08	0.00	0	0.000004	0	0	0.000002
Anhídrido carbónico	CO <sub>2</sub>	0.00098	44.01	0.04	0.00098	0	0.00196	0	0
Óxido de carbono	CO	0	28.01	0	0	0	0	0	0
Hidrógeno	H <sub>2</sub>	0	2.016	0	0	0	0	0	0
Oxígeno	O <sub>2</sub>	0	32	0	0	0	0	0	0
Agua	H <sub>2</sub> O (gas)	0	18.016	0	0	0	0	0	0
Agua	H <sub>2</sub> O (liq)	0	18.016	0	0	0	0	0	0
Amoniaco	NH <sub>3</sub> (gas)	0	17.03	0	0	0	0	0	0
	TOTAL	1		18.69	1.17987	4.347148	0.00196	0.007824	0.000002

Entonces, el gas natural con la composición presentada en la Tabla 3.1, tiene la siguiente formula molecular:

$$\text{Gas natural} = C_{1.17987} H_{4.347148} O_{0.00196} N_{0.007824} S_{0.000002}$$

La Figura 3.1 muestra el exceso de aire en función de la relación de equivalencia; también se muestra que entre menor sea la relación de equivalencia, mayor es el exceso de aire en la reacción de combustión del gas natural. Cuando hay un aumento en la relación de equivalencia de 0.1 a 1 el exceso de aire disminuye el 100 %, por la cual, cuando  $\Phi=1$  la mezcla aire-combustible es ideal, no se requiere exceso de aire en la reacción de combustión.

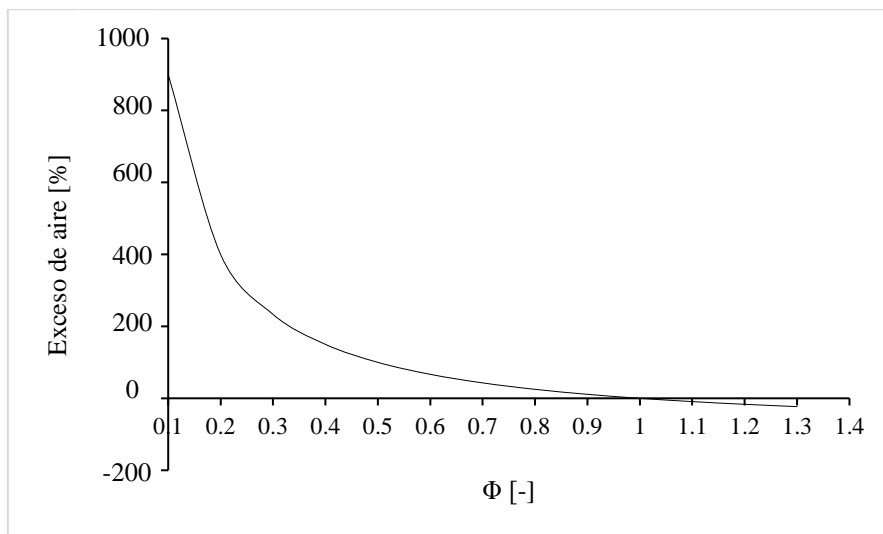


Figura 3.1 Exceso de aire en función de la relación de equivalencia.

La Figura 3.2 muestra las fracciones molares en función de la relación de equivalencia, como la suma de las fracciones molares de los productos de la combustión es igual a 1, lo que varía es la concentración de los reactivos; es decir, hay una mayor concentración de reactivos si se aumenta la  $\Phi$ , por ejemplo: si la  $\Phi$  se incrementa de 0.1 a 1, el  $H_2O$ , los reactivos y el  $CO_2$  aumentan 89%, mientras el  $O_2$ ,  $N_2$  y  $N$  disminuyen el 99.8%, 8% y 4%, respectivamente; entonces la necesidad de suministrar aire a la combustión es menor, el exceso de oxígeno en la  $\Phi$  de 1 es cero, debido a que en ese punto la combustión es estequiométrica. Para las relaciones de equivalencia mayores a 1, hay menos concentración de aire, ocasionando una disminución de las concentraciones de  $N$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$ . Además, se muestra que, para valores de la  $\Phi$  entre 1.9 y 2, los reactivos y el  $CO_2$  tienden a cero, debido a la falta de  $O_2$ .

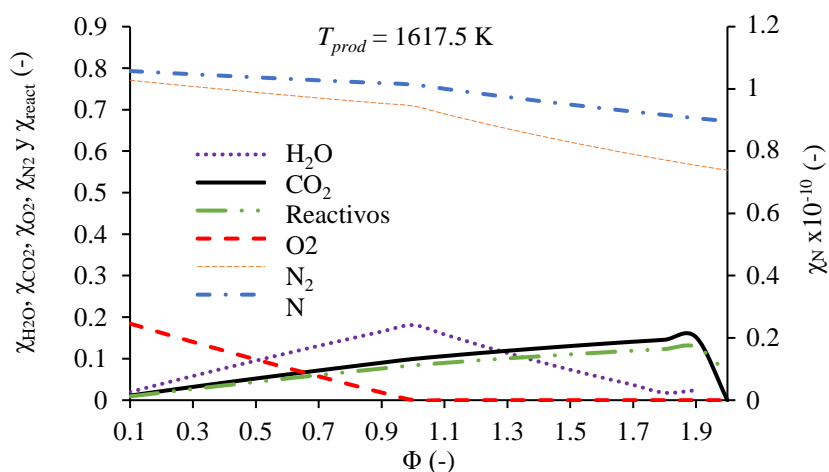


Figura 3.2 Fracción molar del  $H_2O$ ,  $CO_2$ , Reactivos,  $O_2$ ,  $N_2$  y  $N$  en función de la relación de equivalencia.

La Figura 3.3 muestra que al pasar de una  $\Phi$  de 0.1 a 1, el  $NO$  disminuye 94%, debido a que se reduce el exceso de aire y para mantener la temperatura de los productos de 1617.5 K se debe aumentar las concentraciones del combustible; sin embargo, el  $NO$  disminuye por falta de oxígeno, cuando se pasa de una  $\Phi$  de 1 a 2, el oxígeno se termina y la reacción del  $NO$  ya no se lleva a cabo, y hay una disminución del 100%. En el caso del  $SO_2$  ocurre de forma contraria, al aumentar la concentración de los reactivos y disminuir la  $\Phi$ , la reacción del  $SO_2$  consume el oxígeno; por ejemplo, cuando  $\Phi$  se incrementa de 0.1 a 1.9 el

SO<sub>2</sub> aumenta 98% y cuando  $\Phi$  se aumenta de 1.9 a 2 el oxígeno se termina y la reacción del NO, no se puede llevar a cabo. El argón es un gas inerte que se encuentra en la composición del aire, se puede notar que al disminuir la  $\Phi$  éste disminuye, debido al menor suministro de aire. Cuando la  $\Phi$  se incrementa de 0.5 a 1.9 el Ar disminuye 99%, y cuando la  $\Phi$  es de 2 el oxígeno se ha terminado y por lo tanto se tiene una reducción del Ar del 100%. Al aumentar la  $\Phi$  de 0.1 a 1 el CO y el SO aumentan, 99.4%, esto se debe a que, al limitar la reacción con menos contenido de oxígeno, es necesario aumentar la concentración de los reactivos para mantener la temperatura de 1617.5 K, las reacciones del CO y SO aumentan, debido a que hay más combustible. Pero esto ocasiona que sean estos componentes los que consuman el poco oxígeno que se suministra, esto se puede notar en relaciones de equivalencia mayores a 1, por ejemplo, si se cambia una  $\Phi$  de 1 a 2 el aumento de CO es del 100%, debido a que, al no considerar inquemados en la reacción, el combustible reacciona con el poco oxígeno que queda, a pesar de la deficiencia del mismo.

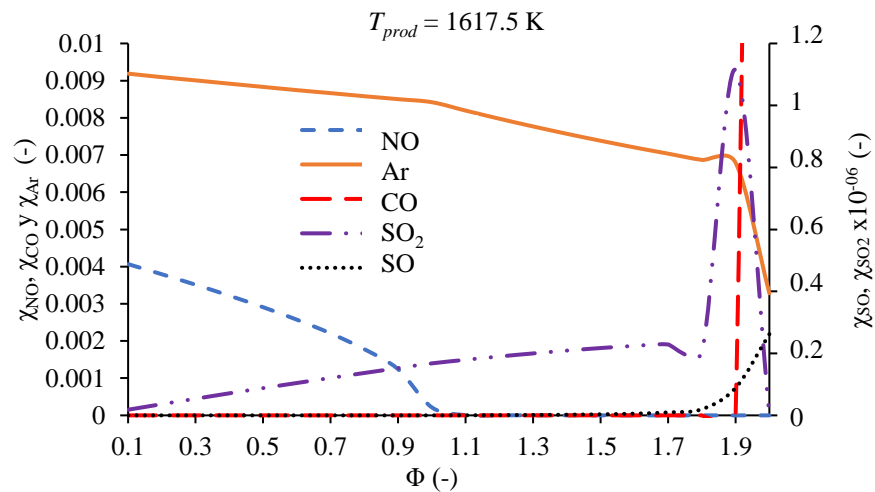


Figura 3.3. Fracción molar del NO, Ar, CO, SO y SO<sub>2</sub> en función de la relación de equivalencia.

La Figura 3.4 muestra la fracción molar del H y OH en función de la relación de equivalencia; en este caso se muestra que al pasar la  $\Phi$  de 0.1 a 0.7, el OH aumenta 48%, indicando que se reduce el exceso de aire, pero se debe aumentar las concentraciones del combustible para compensar, en la  $\Phi$  de 0.7 llega a su punto máximo. Para relaciones de equivalencia mayores a 0.7 el OH disminuye, esto indica que a pesar de que se suministre más combustible para compensar la falta de exceso de aire, la reacción de OH ocurre con menor frecuencia, debido a la falta de oxígeno, también se muestra que para la  $\Phi$  de 2 ya no hay reacción de OH. Por ejemplo, si se pasa de una  $\Phi$  de 0.7 a 2, el OH disminuye 100%. El H aumenta cuando la  $\Phi$  aumenta, esto se debe a que los reactivos aumentan para compensar la falta de oxígeno para mantener la temperatura de 1617.5 K; cuando se pasa de una  $\Phi$  de 0.1 a 0.8 la fracción molar del H aumenta 75 %, y cuando aumenta la  $\Phi$  de 0.8 a 2 el H aumenta 98%. Por otro lado, cuando se aumenta la  $\Phi$  de 0.7 a 1.3 hay una reducción del 97.2 % en la formación de OH y un aumento del 96.8 % en la formación de hidrógeno monoatómico, debido a la falta de oxígeno y al aumento de hidrógeno, ya que al aumentar la  $\Phi$  se le retira aire, por lo tanto, también oxígeno y se le suministra más combustible, en la cual, se suministra más hidrógeno.

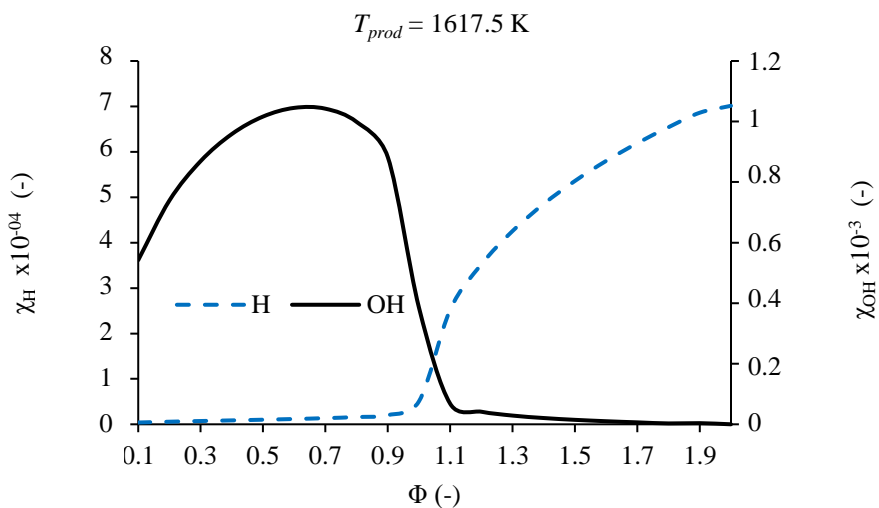


Figura 3.4. Fracción molar del H y OH en función de la relación de equivalencia

En esta la sección se desarrolló la metodología para determinar las fracciones molares de los productos de la combustión en el equilibrio, la solución del problema tiene como base la metodología propuesta por C. Olikara y G. Borman (Olikara, 1975).

### 3.4 Análisis de la Combustión

En esta sección se determina, el calor de combustión, el poder calorífico superior e inferior, la temperatura de flama adiabática, la relación aire-combustible y el punto de rocío en función de la relación de equivalencia.

#### Estado de referencia estándar

En una reacción de combustión, al reaccionar los reactivos con el aire aparecen los productos, pero no todos se forman a las mismas condiciones, de manera que las diferencias no se pueden calcular para todas las sustancias implicadas. Para los reactivos es necesario evaluar a  $u$ ,  $h$  y  $s$ , de manera que no haya inconsistencias al calcular las propiedades. Se puede establecer una referencia para la entalpía en el estudio de reactivos, asignando arbitrariamente un valor nulo a la entalpía de los elementos estables, en un estado llamado estado de referencia estándar

$$T^0 = 298.15 \text{ K } (25^\circ\text{C}) \text{ y } P^0 = 1.013 \text{ bar}$$

El término estable significa simplemente que, para una cierta temperatura y presión, el elemento se encuentra en su forma química más estable. Por ejemplo, en el estado estándar, las formas estables del hidrógeno, oxígeno y nitrógeno son  $\text{H}_2$ ,  $\text{O}_2$  y  $\text{N}_2$  y no las monoatómicas H, O y N. Con esta elección de la referencia no existe ningún conflicto o ambigüedad.

#### Entalpía de formación

Utilizando la referencia antes mencionada, se pueden asignar valores de entalpía a los compuestos para su uso en el estudio de los reactivos. La entalpía de un compuesto en el estado estándar es igual a su entalpía de formación, simbolizada por  $\Delta H_f^0$ . La entalpía de formación es la energía liberada o absorbida cuando el

compuesto se forma a partir de sus elementos y tanto el compuesto como los elementos están a  $T_{ref}$  y  $P_{ref}$  (Kenneth, 2011).

La entalpía de formación se determina habitualmente aplicando los procedimientos de la Termodinámica Estadística y utilizando valores espectroscópicos. La entalpía de formación también se puede encontrar midiendo el calor transferido en una reacción, en la que se forma el compuesto a partir de sus elementos estables.

### Entalpía de un compuesto

Para evaluar la entalpía de una sustancia pura a una temperatura y presión específica, diferentes al estado de referencia estándar, se le debe sumar el cambio de entalpía entre el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm y el estado específico, es decir:

$$\tilde{h}_{i,T,P} = \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right)_i \quad (3.78)$$

Si se restringe a las mezclas reactivas de los gases ideales, entonces la entalpía de cada gas es independiente de la presión. En tal caso, la entalpía  $\tilde{h}_{i,T}$  de un gas ideal a la temperatura  $T$  está dada por (Kenneth, 2011):

$$\tilde{h}_{i,T} = \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_T - \tilde{h}_{298K} \right)_i \quad (3.79)$$

Donde  $\tilde{h}_T$  es la entalpía molar a la temperatura  $T$ ; y  $\tilde{h}_{298K}$  es la entalpía molar a la temperatura de referencia de 298 K (25°C). Si no se dispone de datos tabulados para evaluar el cambio de entalpía  $\left( \tilde{h}_T - \tilde{h}_{298K} \right)_i$  de la ecuación (3.79), para un gas ideal se debe calcular a partir de la integración de  $\tilde{c}_p dT$ . Así, la entalpía de cualquier sustancia pura se compone de dos partes: una parte es la asociada con su formación a partir de elementos estables en un estado de referencia estándar y la otra es la asociada con un cambio de estado a composición constante.

#### 3.4.1 Calor de combustión

En ingeniería, para hacer los estudios de las reacciones de combustión desde el punto de vista termodinámico, se considera que los procesos sean de flujo y estado estacionarios (Kenneth, 2011).

Para un sistema simple y compresible la primera ley de la termodinámica es en este caso.

$$Q + W = \Delta H + \Delta EC + \Delta EP \quad (3.80)$$

Despreciando los cambios de energía cinética y potencial, y el trabajo mecánico, entonces se tiene

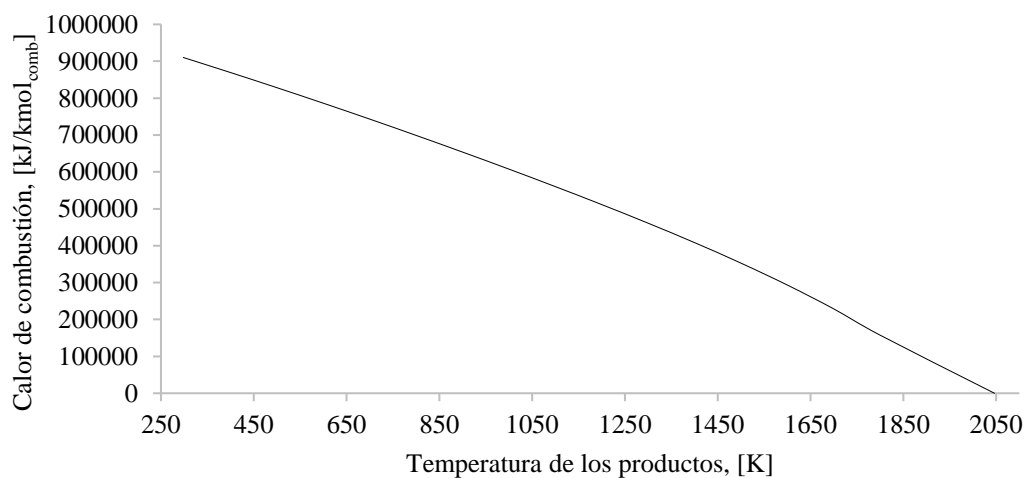
$$Q = \Delta H \quad (3.81)$$

Considerando el calor,  $\tilde{q}$ , se tiene

$$\tilde{q} = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right)_i \right] - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right)_i \right] \quad (3.82)$$

Donde  $\tilde{q}$  puede ser negativo o positivo.  $n_i$  son los moles del componente por moles de combustible. Las reacciones químicas que liberan energía en forma de calor reciben el nombre de exotérmicas, mientras que la que absorben energía son endotérmica (Kenneth, 2011).

Por ejemplo, se considera como combustible al gas natural de la Tabla 3.1 y la reacción de combustión de la ecuación (3.82), donde los reactivos se encuentran a 298.15 K y se varía la temperatura de los productos de la combustión; la Figura 3.5 muestra el calor de combustión en función de la temperatura de los productos de la reacción de combustión del gas natural, se puede ver que a 298.15 K se tiene el mayor calor de combustión y a medida que aumenta la temperatura en los productos, el calor de combustión disminuye; por ejemplo, cuando la temperatura en los productos aumenta de 298.15 K a 1000 K, el calor de combustión disminuye 33.2 %. Cuando el calor de combustión es igual a cero, quiere decir que la entalpía de los productos es igual a la entalpía de los reactivos, cuando esto ocurre, se tiene a la temperatura de flama adiabática de 2046.48 K.



*Figura 3.5. Calor de combustión en función de la temperatura de los productos de la reacción de combustión del gas natural.*

La Figura 3.6 muestra el calor de combustión en función de la relación de equivalencia, se considera que los reactivos y los productos están a la misma temperatura de 298.15 K; se muestra que al aumentar la  $\Phi$ , el calor de combustión aumenta, cuando hay un aumento en la  $\Phi$  de 0.1 a 1 el calor de combustión aumenta 4.64%, y de 1 a 1.3 disminuye 9.82 %. Por otra parte, el calor de combustión máximo es de 909893.37 kJ/kmol<sub>comb</sub> y se tiene para una  $\Phi$  de uno, debido, a que, el aire que se suministra es el estequiométrico. También se manifiesta que, cuando hay un aumento en la  $\Phi$  de 0.1 a 0.2 el calor de combustión aumenta 2.6%, se puede observar que, la pendiente es positiva y pronunciada, debido a que en 0.1 se tiene mayor exceso de aire y una deficiencia de combustible; al pasar a 0.2 hay un mayor suministro de combustible y una reducción en el exceso de aire, y como consecuencia el calor de combustión aumenta, cuando se pasa de 0.2 a 1 hay una pendiente positiva menos pronunciada, debido a que se acerca a la  $\Phi$  ideal de 1, donde todo el aire va a reaccionar con todo el combustible, y hay un aumento del 2.1%. Cuando hay un cambio de la  $\Phi$  de 1 a 1.3 hay una pendiente negativa, debido a que hay una deficiencia de aire y un exceso de combustible por lo que el calor de combustión disminuye 9.8%.

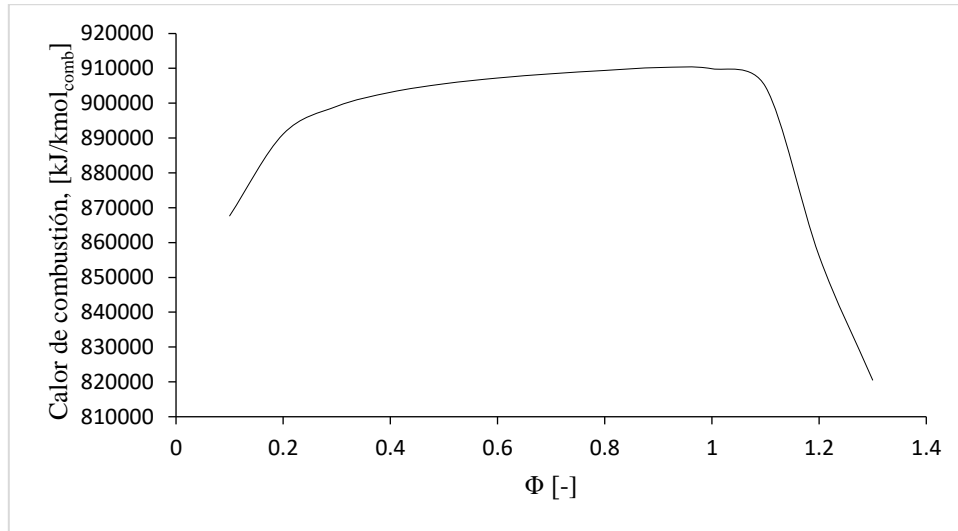


Figura 3.6. Calor de combustión en función de la relación de equivalencia de la reacción de combustión del gas natural.

### 3.4.2 Temperatura de combustión o flama adiabática

En ausencia de efectos de trabajo y de cambios apreciables de la energía cinética de la corriente de flujo, la energía liberada por una reacción química en un reactor de flujo estacionario aparece en dos formas: pérdida de calor hacia los alrededores y un aumento de la temperatura de los productos. Cuanto menor sea la pérdida de calor, la temperatura de los productos será mayor. En el límite de operación adiabática del reactor, se obtiene a la temperatura máxima.

En muchas aplicaciones de ingeniería, tales como la propulsión de cohetes y de las turbinas de gas, es deseable poder predecir cuál será la máxima temperatura que alcancen los productos. Esta temperatura máxima se conoce como temperatura de flama adiabática (Kenneth, 2011). Si se considera la ecuación (3.82), y se considera que se lleva una combustión de forma adiabática, es decir, que no hay pérdidas de calor, entonces, la entalpía absoluta de los reactivos es igual a la entalpía de los productos

$$\sum_{\text{Productos}} n_i \left( \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 + \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298,1atm} \right)_i = \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left( \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 + \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298,1atm} \right)_i \quad (3.83)$$

donde  $\Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 + (\tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298,1atm})$  es la entalpía de una sustancia  $i$ ;  $\tilde{h}_{T,P}$  es la entalpía a la temperatura y presión de la sustancia  $i$ , ya sea, en los reactivos o productos; y  $\tilde{h}_{298,1atm}$  es la entalpía a la temperatura y presión en el estado de referencia (Kenneth, 2011).

En los reactivos, se considera que la temperatura del combustible es igual a la temperatura del aire, y que el proceso de combustión ocurre a presión constante y sin transferencia de calor. Lo anterior permite que la temperatura de flama calculada corresponda a la temperatura de flama adiabática.

Por ejemplo, se considera como combustible al gas natural de la Tabla 3.1 y la reacción de combustión de la ecuación (3.2), donde los reactivos se encuentran a 298.15 K y se varía la relación de equivalencia,  $\Phi$ , de 0.1 a 1.3. La Figura 3.7 muestra la temperatura de flama adiabática en función de la relación de equivalencia; también, muestra que a mayor  $\Phi$  la temperatura de flama adiabática aumenta, debido a que hay menos suministro de exceso de aire, por lo tanto, hay mayor temperatura en los productos de combustión; también muestra que el máximo se alcanza para una  $\Phi$  de 1, es decir, en una reacción de combustión estequiométrica; para  $\Phi$  mayores a 1 la temperatura de flama adiabática disminuye; debido a la falta de oxígeno en los

reactivos. Por ejemplo, cuando se incrementa la  $\Phi$  de 0.1 a 1, la temperatura de flama adiabática aumenta 72%; sin embargo, cuando se incrementa la  $\Phi$  de 1 a 1.2, la temperatura de flama adiabática disminuye 8%.

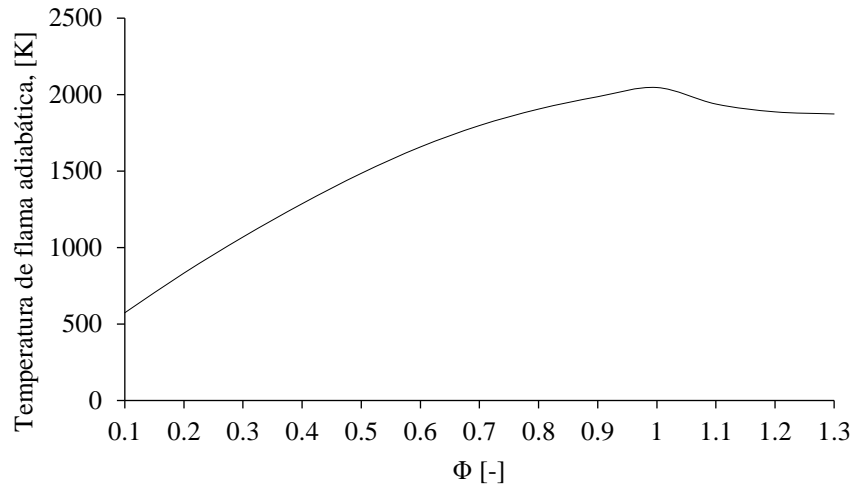


Figura 3.7. Temperatura de flama adiabática en función de la relación de equivalencia.

### 3.4.3 Poder calorífico inferior y superior

El poder calorífico es la cantidad total de calor por unidad de masa de combustible desprendido en una combustión completa. Existe el poder calorífico inferior y el poder calorífico superior. El poder calorífico superior supone que el agua es líquida en los productos de combustión, es decir, es cuando el vapor de agua originado en la combustión está condensado, en este caso, se contabiliza el calor desprendido en este cambio de fase. Cuando el agua en los productos de combustión está en estado gaseoso, la energía liberada recibe el nombre de poder calorífico inferior, y se expresan en kJ sobre kg de combustible (Kenneth, 2011).

- Poder calorífico superior

$$PCS = \frac{\tilde{q}_{\text{combustión}}}{MM_{\text{comb}}} = \frac{\Delta \tilde{h}_{\text{Reacción}, 298\text{ K}}^0}{MM_{\text{comb}}} \quad (3.84)$$

- Poder calorífico inferior

$$PCI = PCS - 2442 \frac{m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{Productos}}}}{m_{\text{comb}}} = PCS - 2442 \left( \frac{n_{\text{H}_2\text{O}_{\text{Productos}}}}{n_{\text{comb}}} \right) \left( \frac{MM_{\text{H}_2\text{O}}}{MM_{\text{comb}}} \right) \quad (3.85)$$

donde  $m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{Productos}}} / m_{\text{comb}}$  es el agua formada en los productos de la combustión en unidad másica por unidad de masa de combustible.

La Figura 3.8 muestra el poder calorífico superior e inferior en función de la relación de equivalencia, en este caso, se considera como combustible al gas natural de la Tabla 3.1 y la reacción de combustión de la ecuación (3.2), donde los reactivos se encuentran a 298.15 K y se varía la relación de equivalencia de 0.1 a 1.3. Se muestra que al aumentar la  $\Phi$ , el poder calorífico inferior y superior aumenta y alcanza su máximo cuando la  $\Phi$  es igual a uno, con valores de 48673.33 kJ/kg<sub>comb</sub> y 43599.27 kJ/kg<sub>comb</sub>, respectivamente; esto se debe a que la mezcla aire-combustible es la ideal.



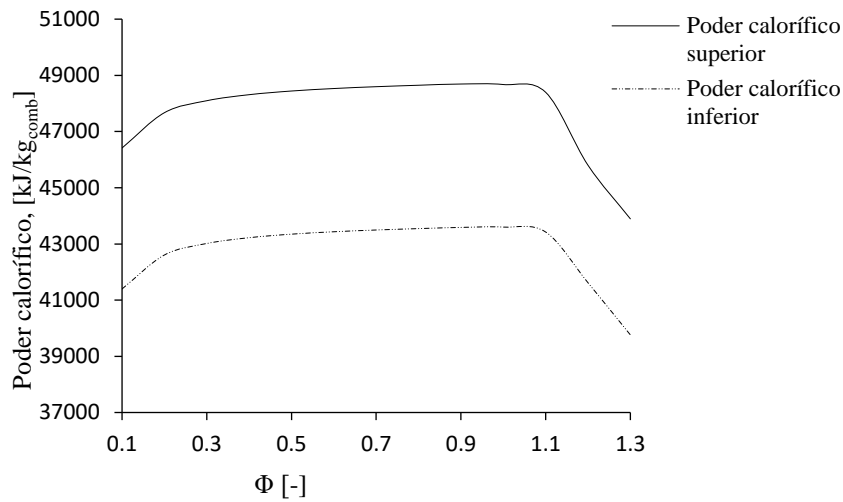


Figura 3.8. Poder calorífico superior e inferior en función de la relación de equivalencia.

### 3.4.4 Punto de rocío

El punto de rocío es la temperatura a la que el vapor de agua contenida en el aire comience a condensarse. En el caso de suponer un comportamiento de gas ideal, la presión parcial del vapor de agua en los gases de combustión es

$$P_{v_{H_2O}, productos} = P_{Saturación_{H_2O}} = \left( \frac{n_{v_{H_2O}}}{n_{Productos}} \right) P_{Productos} \quad (3.86)$$

A partir de la presión parcial o de saturación del vapor de agua en los productos, se obtiene la temperatura o punto de rocío. La presión parcial del vapor de agua, se determina a partir del producto de la fracción molar del agua,  $n_{v_{H_2O}} / n_{Productos}$ , y la presión de los productos de la reacción de combustión (Kenneth, 2011).

La Figura 3.9 muestra la presión y temperatura de rocío a la que, el vapor de agua existente en los productos de la combustión del gas natural comience a condensarse, en función de la relación de equivalencia, se considera a la reacción de combustión de la ecuación (3.2) y que el combustible utilizado sea el gas natural de la Tabla 3.1, donde los reactivos se encuentran a 298.15 K y se varía la  $\Phi$  de 0.1 a 1.3. Se puede manifestar que, al aumentar la  $\Phi$ , la presión y temperatura de rocío aumentan y alcanza su máximo cuando la  $\Phi$  sea igual a uno para 23 bar y 493 K y esto se debe a que la mezcla aire-combustible en ese punto es para una combustión completa. Cuando la  $\Phi$  sea mayor a 1, hay una deficiencia de oxígeno que reaccione con el hidrógeno del combustible, por lo cual, la formación de  $H_2O$  disminuye conforme se aleja de la  $\Phi$  igual a 1, por ende, la temperatura y presión de rocío es menor, por ejemplo, si hay un aumento en la  $\Phi$  de 1 a 1.3, la temperatura y presión disminuyen 2.1 % y 18.6 %, respectivamente.

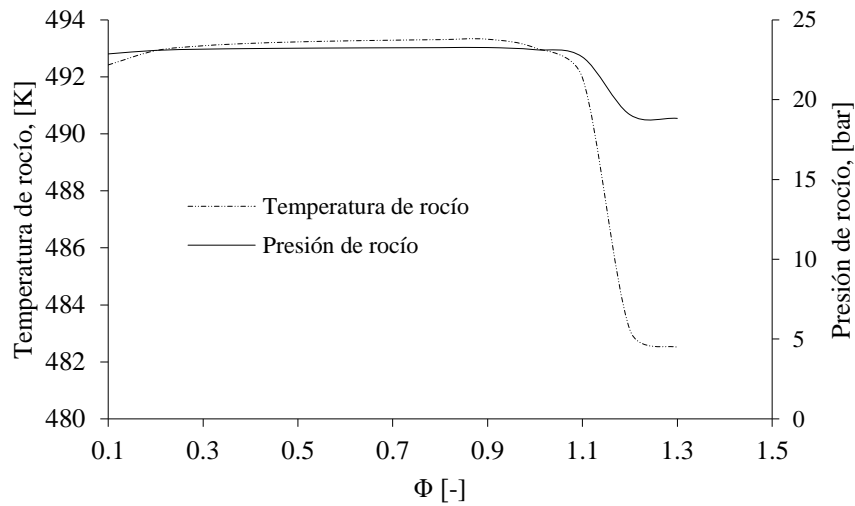


Figura 3.9. Temperatura y presión de rocío en función de la relación de equivalencia.

### 3.4.5 Relación aire- combustible

Una cantidad utilizada en el análisis de procesos de combustión para cuantificar las cantidades de combustible y aire es la relación aire-combustible,  $RAC$ ; ésta se define como la relación entre la masa del aire y la masa de combustible necesaria para que se lleve a cabo la combustión, es decir,

$$RAC = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} = \frac{n_{aire} (MM)_{aire}}{n_{comb} (MM)_{comb}} \quad (3.87)$$

en el cual,  $MM$ , es la masa molar. Por ejemplo, si se considera la ecuación (3.2) de una reacción de combustión para un combustible,  $C_nH_mO_jN_kS_l$ , donde  $n, m, j, k, l$  son los tomos de cada elemento que conforma un combustible (Kenneth, 2011). La relación aire-combustible en función de la relación de equivalencia se muestra en la Figura 3.10, y muestra que al aumentar la  $\Phi$ , la relación aire-combustible disminuye; cuando se varía la  $\Phi$  de 0.1 a 1.3, la relación aire combustible disminuye el 92.2%; esto se debe a que en  $\Phi = 0.1$  se tiene una mezcla pobre en combustible pero rica en aire; y en  $\Phi = 1.3$  la mezcla es rica en combustible pero pobre en aire. La relación aire-combustible ideal se encuentra en  $\Phi = 1$  con 17.13  $kg_{aire}/kg_{comb}$ . También, muestra un comportamiento exponencial con pendiente negativa, se puede observar que al haber un cambio en la  $\Phi$  de 0.1 a 0.5, el  $RAC$  tiene una pendiente más pronunciada por lo que el  $RAC$  disminuye rápidamente, disminuye 79.9 %, en cambio, de 0.5 a 1.3 el  $RAC$  tienen pendiente negativa y es menos pronunciada por lo que disminuye con menor rapidez, disminuye 61.1 %.

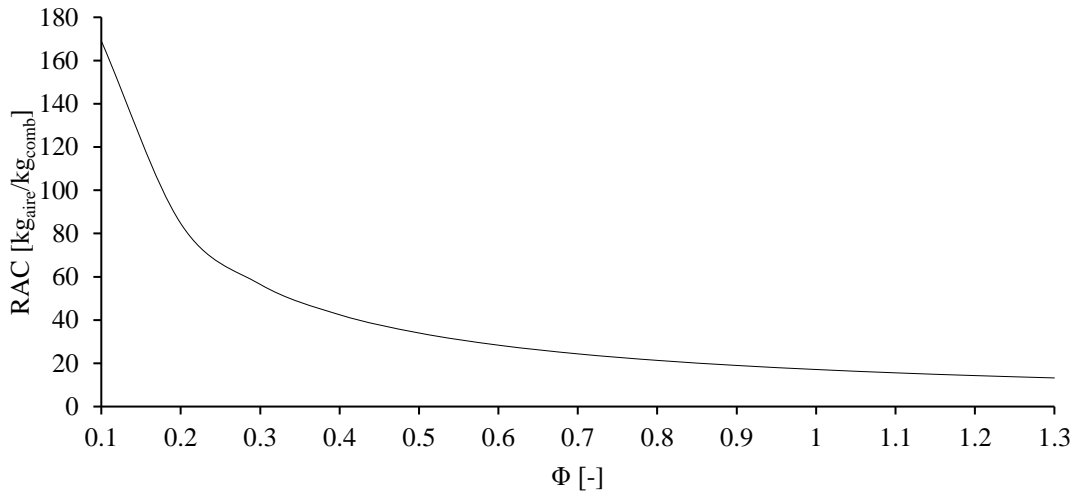


Figura 3.10. Relación aire-combustible en función de la relación de equivalencia.

### 3.5 Exergía de la combustión

La exergía es la energía máxima disponible que se tiene para realizar un trabajo, o bien, la exergía es la cantidad máxima de trabajo que se tiene disponible de un sistema. También se puede considerar como una medida de la disponibilidad de la energía.

Según Kotas, la exergía es un estándar de la calidad de la energía (Kotas, 2012).

Para tener en cuenta la calidad variable de las diferentes formas de energía desordenadas en el análisis de plantas térmicas y químicas, se necesita un estándar de calidad universal. El estándar más natural y conveniente es el trabajo máximo que se puede obtener de una forma de energía dada, usando los parámetros ambientales como el estado de referencia.

#### Medio Ambiente

El medio ambiente, es un cuerpo o medio muy grande en el estado de perfecto equilibrio termodinámico. Por lo tanto, este entorno conceptual no tiene gradientes o diferencias que involucren presión, temperatura, potencial químico, energía cinética o potencial y, por lo tanto, no hay posibilidad de producir trabajo a partir de cualquier forma de interacción entre partes del entorno.

#### Estado muerto

Cuando el sistema y el ambiente se hallan en equilibrio, no puede haber ningún cambio más del estado del sistema de forma espontánea, por lo tanto, no se realiza más trabajo, por lo que se tendría el trabajo reversible máximo del sistema.

Cuando el sistema y el medio ambiente están en equilibrio térmico, mecánico y químico, se dice que el sistema está en su estado muerto.

#### Reversibilidad e irreversibilidad

Para comprender lo que es una irreversibilidad se debe hacer una comparación con la reversibilidad.

Un proceso reversible es una idealización que nunca se puede realizar, pero que es útil conceptualmente porque es más fácil de describir en términos matemáticos que un proceso irreversible.

El proceso reversible se puede usar convenientemente como un estándar de perfección, mediante el cual se pueden comparar los procesos reales (Kotas, 2012).

Un proceso irreversible está acompañado de un aumento de la entropía.

### Componentes de la exergía

El flujo de exergía de una corriente de materia,  $\dot{E}$ , se puede dividir en distintos componentes (Kotas, 2012). En ausencia de efectos nucleares, magnético, eléctrico y de tensión superficial,  $\dot{E}$  se expresa como:

$$\dot{E} = \dot{E}_{ki} + \dot{E}_{po} + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (3.88)$$

donde  $\dot{E}_{ki}$ , es flujo de exergía cinética,  $\dot{E}_{po}$  flujo de exergía potencial,  $\dot{E}_{ph}$  flujo de exergía física, y flujo de exergía química  $\dot{E}_{ch}$ . (3.88) también se puede escribir en una forma específica,  $\varepsilon = \dot{E}/\dot{m}$ , entonces, la exergía específica es

$$\varepsilon = \varepsilon_{ki} + \varepsilon_{po} + \varepsilon_{ph} + \varepsilon_{ch} \quad (3.89)$$

### Componentes cinéticos y potenciales de la exergía

Las energías cinéticas y potenciales de una corriente de sustancia son formas ordenadas de energía y, por lo tanto, totalmente convertibles en trabajo. Por lo tanto, cuando se evalúan en relación con los niveles de referencia ambiental, son iguales a la exergía cinética y potencial respectivamente. Así:

$$\dot{E}_{ki} = \dot{m} \frac{c^2}{2} \quad (3.90)$$

$$\dot{E}_{po} = \dot{m}gz \quad (3.91)$$

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico de la corriente de fluido,  $c$  es la velocidad global de la corriente de fluido con relación a la superficie de la tierra,  $z$  altitud de la corriente y  $g$  aceleración gravitacional (fuerza de gravedad específica), considerada constante (Kotas, 2012).

### Exergía física

La exergía física es igual a la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener, cuando la corriente de sustancia se lleva desde su estado inicial al estado ambiental definido por  $P_0$  y  $T_0$ , por procesos físicos que implican sólo interacción térmica y de presión con el medio ambiente. Se define con la siguiente expresión

$$\varepsilon_{ph1} = (h_1 - T_0s_1) - (h_0 - T_0s_0) \quad (3.92)$$

### Exergía química

La exergía química es la cantidad de trabajo máximo que se puede obtener, cuando la sustancia bajo consideración se lleva del estado ambiental al estado muerto, mediante procesos que involucran la transferencia de calor y el intercambio de sustancias sólo con el medio ambiente (Kotas, 2012).

La exergía química dada anteriormente indica que, para obtener la cantidad máxima de trabajo, los procesos utilizados deben ser totalmente reversibles. El estado inicial en este proceso es el estado ambiental, definido por  $P_0$  y  $T_0$ , y el estado final es el estado muerto, definido por  $T_0$  y la presión parcial,  $P_{00}$  de las sustancias de referencia gaseosas consideradas como componentes de la atmósfera.

Dado que, tanto el estado inicial como el final se caracterizan por la misma temperatura,  $T_0$ , se puede utilizar un proceso isotérmico reversible para reducir la sustancia de  $T_0, P_0$  a  $T_0, P_{00}$ . Este proceso satisface la condición de transferencia de calor reversible sólo con el medio ambiente.

El trabajo obtenido del proceso de expansión por mol de sustancia será igual a la exergía química molar,  $\tilde{\varepsilon}_0$ , para un gas ideal:

$$\tilde{\varepsilon}_0 = \tilde{R}_u T_0 \ln \frac{P_0}{P_{00}} \quad (3.93)$$

### Función de Gibbs de una reacción

La energía libre de Gibbs ( $G$ ) de un sistema es una medida de la cantidad de energía utilizable (energía que puede realizar un trabajo) en ese sistema. El cambio en la energía libre de Gibbs durante una reacción provee información útil acerca de la energía de la reacción. Se define como  $G = H - TS$ .

$\Delta G$  es el cambio en energía libre de un sistema que va de un estado inicial, como los reactivos en una reacción química, a un estado final, como en los productos. Este valor indica la máxima energía utilizable liberada o absorbida al ir del estado inicial al estado final. Además, su signo positivo o negativo dice si una reacción ocurrirá espontáneamente, es decir, sin energía adicional. Las reacciones con un  $\Delta G$  negativo liberan energía, lo que significa que pueden proceder sin adición de energía, son espontáneas. En contraste, las reacciones con  $\Delta G$  positivo necesitan un aporte de energía para llevarse a cabo, no son espontáneas. Cuando una reacción libera calor ( $\Delta H$  negativo) o aumenta la entropía del sistema, estos factores vuelven más negativo el  $\Delta G$ . Por el contrario, cuando una reacción absorbe energía o disminuye la entropía del sistema, estos factores vuelven más positivo el  $\Delta G$ .

### Trabajo máximo de una reacción química

Si se quiere obtener el trabajo máximo, el proceso debe ser completamente reversible. Como no se ha impuesto ninguna restricción sobre la naturaleza del proceso, esto también se aplica a los procesos químicos (Kotas, 2012). Por lo tanto, si se considera una reacción química, en la que entran los reactivos y los productos abandonan el volumen de control, con un flujo constante y temperatura y presión  $T^0$ ,  $P^0$ . El dispositivo genera trabajo mientras interactúa con una fuente de Energía Térmica, a una temperatura de  $T^0$ . Como se muestra en la Figura 3.11

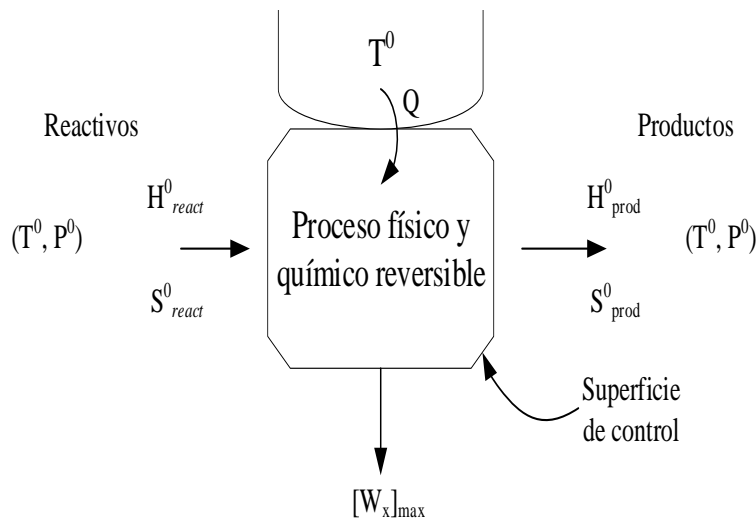


Figura 3.11. Reacción química reversible a la temperatura de referencia  $T^0$ .

Aplicando la ecuación de energía de flujo estacionario al volumen de control, considerando despreciable a las energías cinética y potencial, y asumiendo que el proceso sea interna y externamente reversible:

$$Q - [W_x]_{MAX} = H^0_{prod} - H^0_{react} \quad (3.94)$$

De la SLT, se tiene que el calor es

$$Q = T^0 (S_{prod}^0 - S_{react}^0) \quad (3.95)$$

Sustituyendo (3.94) en (3.95) y despejando el trabajo máximo, se tiene:

$$[W_x]_{MAX} = -\left(H_{prod}^0 - T^0 S_{prod}^0\right) + \left(H_{react}^0 - T^0 S_{react}^0\right) \quad (3.96)$$

la función de Gibbs es

$$G = H - TS \quad (3.97)$$

Sin embargo, el cambio de la función de Gibbs de la reacción es:

$$\Delta G^0 = G_{prod}^0 - G_{react}^0 \quad (3.98)$$

Sustituyendo (3.97) en (3.96) la expresión del máximo trabajo de una reacción química se puede expresar como:

$$[W_x]_{MAX} = -\left(G_{prod}^0\right) + \left(G_{react}^0\right) \quad (3.99)$$

o bien

$$[W_x]_{MAX} = -\Delta G^0 \quad (3.100)$$

donde  $\Delta G^0$  es el valor estándar de la función de Gibbs de la reacción.

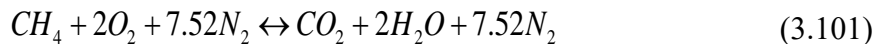
En cualquier proceso de flujo estacionario isotérmico reversible, el trabajo máximo es igual a la disminución de la función de Gibbs de la corriente.

### 3.5.1 Exergía química de la combustión mediante la caja de equilibrio de van't Hoff

La caja de equilibrio de van't Hoff es un dispositivo que permite determinar la exergía química de una reacción de combustión (Kotas, 2012).

#### La exergía química molar de la reacción de combustión del metano, CH<sub>4</sub>.

La reacción de combustión reversible del metano, es la siguiente



El dispositivo reversible para determinar la exergía química del metano (Figura 3.12) es una caja de equilibrio Van't Hoff con compresores y expansores que son necesarios para determinar la exergía química de la reacción reversible de CH<sub>4</sub> con O<sub>2</sub> y N<sub>2</sub>. Los dos reactivos se suministran a la caja de equilibrio y el producto, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O y N<sub>2</sub>, salen de ella en el estado ambiental (P<sub>0</sub>, T<sub>0</sub>). La salida neta de trabajo de la caja de equilibrio es  $-(\Delta \tilde{G}_0)_{CH_4}$ . El compresor isotérmico reversible suministra oxígeno y nitrógeno atmosférico a la caja de equilibrio, mientras que el expansor isotérmico reversible descarga el CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O y N<sub>2</sub> de forma reversible a la atmósfera. El trabajo realizado en el compresor por mol de CH<sub>4</sub> es la salida de trabajo correspondiente del expansor, como se muestra en la Figura 3.12. El trabajo de los compresores y expansores se combina con la salida de trabajo de la caja de equilibrio. La producción neta de trabajo de estos procesos reversibles por mol de CH<sub>4</sub> es igual a la exergía química molar de CH<sub>4</sub>.

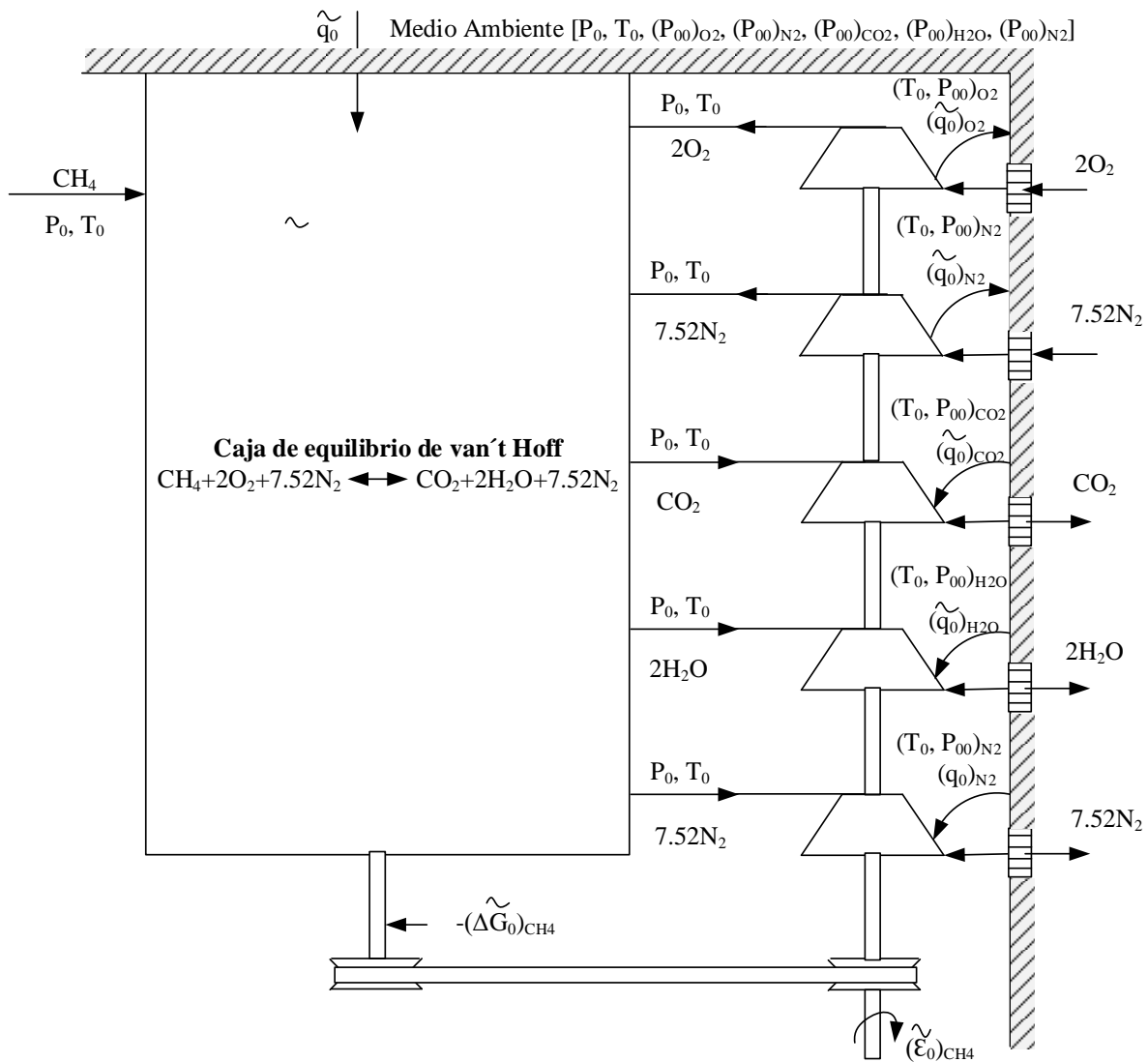


Figura 3.12. Dispositivo reversible para determinar la exergía química del metano.

La exergía química molar de  $\text{CH}_4$  se puede expresar como:

$$(\tilde{\epsilon}_0)_{\text{CH}_4} = -(\Delta\tilde{G}_0)_{\text{CH}_4} + (\tilde{\epsilon}_0)_{\text{CO}_2} + 2(\tilde{\epsilon}_0)_{\text{H}_2\text{O}} + 7.52(\tilde{\epsilon}_0)_{\text{N}_2} - 2(\tilde{\epsilon}_0)_{\text{O}_2} - 7.52(\tilde{\epsilon}_0)_{\text{N}_2} \quad (3.102)$$

Considerando la reacción más simple que forma al  $\text{CH}_4$ .



La función molar de Gibbs de la reacción  $-(\Delta\tilde{G}_0)_{\text{CH}_4}$ , el cambio en la energía de Gibbs de una reacción de combustión del metano es igual a la sumatoria del producto de los moles y el cambio en la energía de Gibbs de cada componente en los productos,  $k$ , menos la sumatoria del producto de los moles y el cambio en la energía de Gibbs de cada componente en los reactivos,  $j$ , y se puede calcular a partir de la siguiente relación general:

$$(\Delta\tilde{G}_0)_{\text{CH}_4} = \sum_{\text{Prod}} n_k \Delta\tilde{g}_k - \sum_{\text{React}} n_j \Delta\tilde{g}_j \quad (3.104)$$

$$(\Delta \tilde{G}_0)_{CH_4} = \left[ (\Delta \tilde{h}_f^0 - T_0 \tilde{s}^0)_{CH_4} \right]_{Prod} - \left[ (\Delta \tilde{h}_f^0 - T_0 \tilde{s}^0)_C + 2(\Delta \tilde{h}_f^0 - T_0 \tilde{s}^0)_{H_2} \right]_{React} \quad (3.105)$$

Sustituyendo los valores correspondientes de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), se tiene que

$$(\Delta \tilde{G}_0)_{CH_4} = \left[ (-74850 - 298.15(186.16))_{CH_4} \right]_{Prod} - \left[ (0 - 298.15(5.74))_C + 2(0 - 298.15(130.57))_{H_2} \right]_{React} = -50783.332 \frac{kJ}{kmol}$$

La exergía del metano se determina de la siguiente manera

$$(\tilde{\epsilon}_0)_{CH_4} = -(\Delta \tilde{G}_0)_{CH_4} + \left[ \tilde{R}_u T_0 \ln \left( \frac{P_0}{P_{00}} \right) \right]_{CO_2} + 2 \left[ \tilde{R}_u T_0 \ln \left( \frac{P_0}{P_{00}} \right) \right]_{H_2O} + 7.52 \left[ \tilde{R}_u T_0 \ln \left( \frac{P_0}{P_{00}} \right) \right]_{N_2} - 2 \left[ \tilde{R}_u T_0 \ln \left( \frac{P_0}{P_{00}} \right) \right]_{O_2} - 7.52 \left[ \tilde{R}_u T_0 \ln \left( \frac{P_0}{P_{00}} \right) \right]_{N_2} \quad (3.106)$$

donde  $P_{00} = \chi_i P_0$ ; pero,  $\chi_i = n_i/n$ , es igual a la fracción molar por componente. Sustituyendo los valores correspondientes de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001). en la ecuación de la exergía molar del  $CH_4$ .

$$(\epsilon_0)_{CH_4} = 50783.332 + 8.3144(298.15) \left\{ \begin{array}{l} \left[ \ln \left( \frac{1.013}{(0.0963)} \right) \right]_{CO_2} + 2 \left[ \ln \left( \frac{1.013}{(0.1926)} \right) \right]_{H_2O} + \\ 7.52 \left[ \ln \left( \frac{1.013}{(0.7241)} \right) \right]_{N_2} - 2 \left[ \ln \left( \frac{1.013}{(0.2128)} \right) \right]_{O_2} - \\ 7.52 \left[ \ln \left( \frac{1.013}{(0.8002)} \right) \right]_{N_2} \end{array} \right\} = 58974.16027 \frac{kJ}{kmol_{comb}}$$

Esta es la energía máxima disponible por cada kmol de combustible para realizar un trabajo.



## Capítulo 4 Temperaturas en las diferentes zonas de una cámara de combustión tipo anular

Para el estudio exergético de un cámara de combustión de una turbina de gas es necesario conocer las presiones y temperaturas de los fluidos que entran y salen de cada zona de la cámara de combustión, debido a que se va a trabajar con una cámara de combustión tipo anular, se elige la turbina de gas LM 2500+, la cual funciona con este tipo de cámara de combustión.

### 4.1 Cálculo de las temperaturas en las diferentes zonas de una cámara de combustión tipo anular de la turbina de gas LM2500+

#### 4.1.1 Turbina de gas aeroderivada LM 2500+

La turbina de gas aeroderivada LM 2500+ es derivada de la familia de motores aéreos CF6 de General Electric. Actualmente, este tipo de turbinas de gas tienen diferentes aplicaciones tales como la generación de energía eléctrica, generación de energía mecánica, aplicaciones marinas entre otras. El generador de gases LM2500 (Fig.1) se compone de un compresor axial de 16 etapas. A la entrada del compresor se tiene un estator de una etapa de álabes guías (IGV), 6 etapas con álabes variables (VSV) y 10 etapas con álabes fijos; una cámara de combustión tipo anular con 30 inyectores, una turbina de alta presión de 2 etapas y una turbina libre de 6 etapas de expansión. La turbina de alta presión suministra la potencia necesaria para mover al compresor, y la turbina libre está acoplada al generador eléctrico. Actualmente, se han fabricado turbinas de gas como la LM2500+, que generan hasta 30 MW a condiciones ISO. La Figura 4.1 muestra el diagrama esquemático de la turbina de gas aeroderivada LM2500+, el aire entra al compresor axial a una presión y temperatura en el estado 1, se comprime aumentando su presión y temperatura hasta el estado 2, el aire entra a la cámara de combustión, donde se le suministra calor por medio de la combustión de un combustible y sale en el estado 3 como gases de combustión, que entran a la turbina de gas de alta presión y se expanden generando el trabajo necesario para accionar al compresor axial hasta el estado 4, por último entran en la turbina de baja presión o libre y se expanden hasta el estado 5, generando la potencia mecánica que alimenta al generador eléctrico; finalmente, los gases de combustión se envían al medio ambiente.

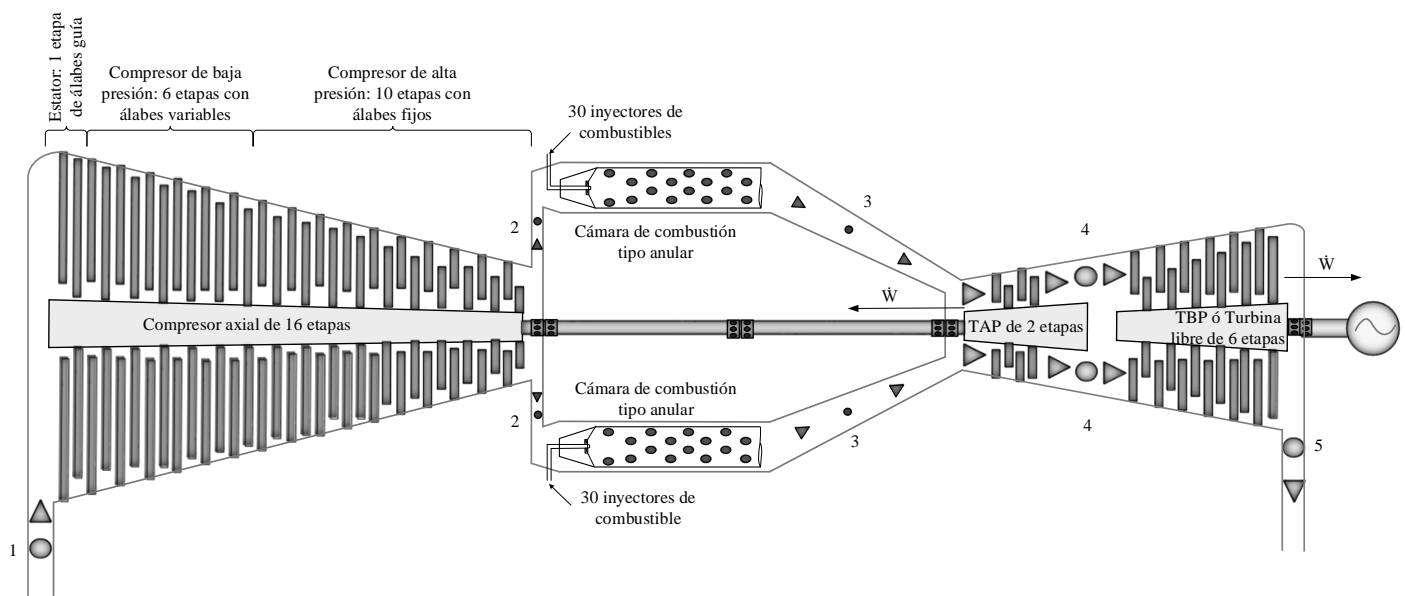


Figura 4.1 Diagrama esquemático de una turbina aeroderivada LM 2500+.

## 4.2 Zonas de la cámara de combustión de turbina de gas

Para determinar las temperaturas en las diferentes zonas de la cámara de combustión de una turbina de gas, es necesario determinar las dimensiones de la cámara de combustión. Inicialmente, se debe seleccionar el tipo de cámara de combustión que se va a analizar. También se deben determinar las zonas que se van a estudiar y conocer las propiedades del fluido que fluyen en cada zona. Debido a que hay poca información sobre el dimensionamiento de la cámara de combustión, se utilizan ecuaciones empíricas propuestas por Lefebvre de su libro Gas Turbine Combustión (Lefebvre, 2010) y otros investigadores (Mark, 2016), (Modak y col., 1985), (Conrado y col., 2004), (Kumar, 2017) y (Saywer's., (1985), para determinar las dimensiones de la cámara de combustión.

El tipo de cámara de combustión que se va a analizar en este trabajo es de tipo anular, sus características se muestran en el capítulo 2, la cámara de combustión tipo anular elimina las zonas de combustión separadas, ya que tiene forma de anillo y es continua, por otro lado, tiene un tamaño más compacto, más ligero, menos área de superficie y temperaturas de salida uniformes. En la Figura 4.2, se muestra un corte longitudinal de una cámara de combustión tipo anular; es posible tratar a una cámara de combustión tipo anular como una cámara de combustión tipo tubular, pero a diferencia de ésta, es necesario considerar el diámetro interno ( $D_{int}$ ) de la cámara de combustión tipo anular. En esta misma figura se muestran los diámetros de referencia  $D_{ref}$  y del tubo de flama  $D_{tf}$ .

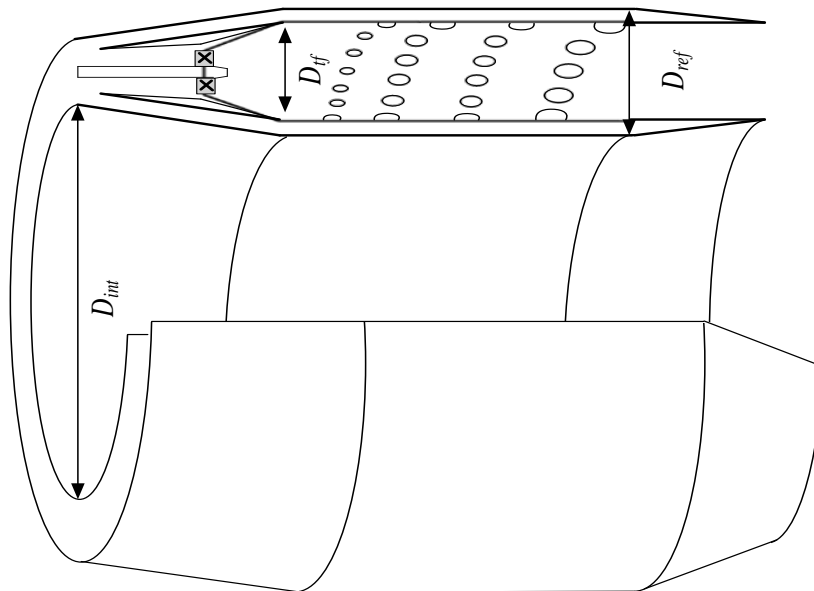


Figura 4.2. Corte a lo largo de la cámara de combustión tipo anular de 45°.

La cámara de combustión consta de una carcasa, el torbellinador, un inyector y un tubo de flama. El tubo de flama está dividido en cuatro zonas: recirculación, primaria, secundaria y de dilución, las cuales se describen en el capítulo 2, y se muestran en la Figura 4.3.

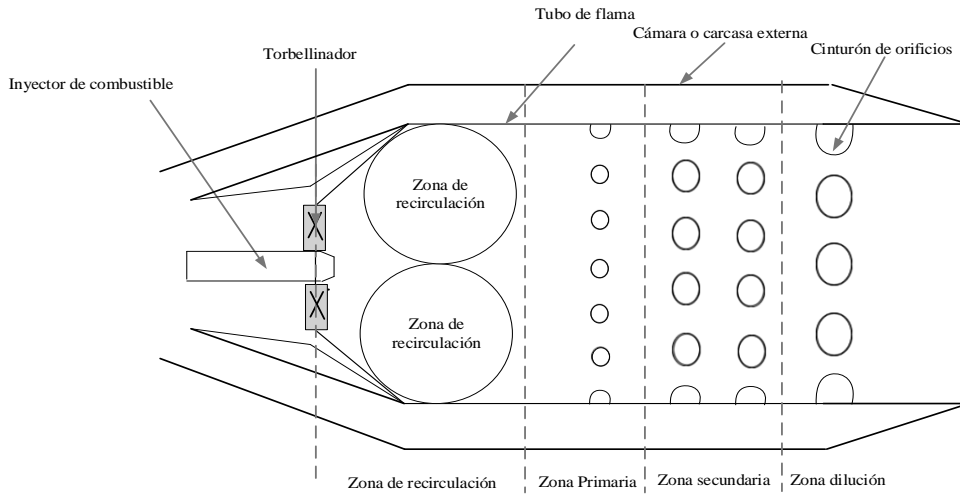


Figura 4.3. Zonas de una cámara de combustión.

### 4.3 Metodología para determinar las dimensiones de la cámara de combustión

Para determinar las dimensiones de una cámara de combustión, se deben establecer algunas magnitudes de referencia, en función del flujo másico de aire, de la temperatura a la entrada de la cámara de combustión y del área de referencia de la carcasa de la cámara de combustión. Estas magnitudes sirven para determinar las dimensiones de la cámara de combustión, que están normalmente asociadas a las características del flujo; tales como, la velocidad y la presión dinámica, entre otras.

#### Velocidad de referencia

La velocidad de referencia,  $U_{ref}$ , es la velocidad media en el plano del área de la sección transversal máxima de la carcasa

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 A_{ref}} \quad (4.1)$$

#### Presión dinámica de referencia

La presión dinámica de referencia se debe a la presión que ejerce el fluido en movimiento en la cámara de combustión, (Lefebvre, 2010).

$$q_{ref} = \frac{\rho_2 U_{ref}^2}{2} \quad (4.2)$$

Existen dos parámetros importantes adimensionales de pérdida de presión para determinar las dimensiones de la cámara de combustión, éstos son:

La relación entre la caída de presión total a través de la cámara de combustión y la presión total de entrada a la cámara de combustión

$$\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2} \quad (4.3)$$

La relación entre la caída de presión total a través de la cámara de combustión y la presión dinámica de referencia es otro parámetro importante en el diseño de ésta

$$\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} \quad (4.4)$$

En la Tabla 4.1 se presentan valores experimentales de la relación que existe entre la caída de presión total a través de la cámara de combustión,  $\Delta P_{2-3}$ , con la presión de entrada, y la presión dinámica; por otro lado, también se presenta el flujo másico adimensional de referencia  $\dot{m}_2 \sqrt{T_2} / A_{ref} P_2$ . Estos valores se obtienen de la página 116 del Capítulo 4 del libro Gas Turbine Combustión de Arthur H. Lefebvre (Lefebvre, 2010).

Tabla 4.1 Pérdidas de presión en cámaras de combustión y flujo másico adimensional (Lefebvre, 2010).

Tipo de cámara de combustión	$\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2}$	$\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}}$	$\frac{\dot{m}_2 \sqrt{T_2}}{A_{ref} P_2}$
Multi-can	0.07	37	0.0036
Can-anular	0.06	28	0.0039
Anular	0.06	20	0.0046

Para determinar el área de referencia, se relacionan a los parámetros adimensionales por medio de la siguiente expresión

$$\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2} = \frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} \frac{R_{aire}}{2} \left( \frac{\dot{m}_2 T_2^{0.5}}{A_{ref} P_2} \right)^2 \quad (4.5)$$

### 4.3.1 Parámetros de diseño inicial

Los principales parámetros iniciales de diseño son las condiciones del aire a la salida del compresor (se indica con el estado termodinámico 2) y la entrada de la turbina (se indica con el estado termodinámico 3), que generalmente se usan para cualquier diseño de la cámara de combustión.

### Condiciones a la entrada de la cámara de combustión

En la Tabla 4.2, se presentan los parámetros de entrada a la cámara de combustión utilizados para el dimensionamiento, estos valores se obtienen del trabajo realizado por (Aguilar, 2001), de una turbina de gas aeroderivada GE LM2500+.

Tabla 4.2. Parámetros de entrada y salida de la cámara de combustión.

Parámetros de entrada y salida de la CC	Valor
Flujo del aire de entrada, $\dot{m}_2$ , [kg/s]	84.4
Temperatura del aire de entrada, $T_2$ , [K]	743.352
Presión del aire de entrada, $P_2$ , [kPa]	2330
Flujo de combustible, $\dot{m}_{comb}$ , [kg/s]	4.69
Temperatura de los gases de combustión de salida, $T_3$ , [K]	1573.15
Área de entrada a la cámara de combustión, $A_2$ , [m <sup>2</sup> ]	0.08
Diámetro interno de la cámara de combustión, $D_{int}$ , [m]	0.20
Velocidad del aire de entrada a la cámara de combustión, $c_2$ , [m/s]	183.77
Potencia de la turbina, $\dot{W}_T$ , [MW]	33.104

### 4.4 Distribución de los flujos de aire que circulan a través de la cámara de combustión

Para determinar los flujos de aire que circulan a través de la cámara de combustión, se considera que solo es aire el que fluye en toda la cámara de combustión. Los flujos másicos de aire fueron tomados del trabajo de Priyant Mark y Selwyn (Mark, 2016). El flujo de aire que entra a la cámara de combustión,  $\dot{m}_2$ , se divide en el flujo que entra a través de la sección anular del tubo de flama y la carcasa,  $\dot{m}_{Anu}$  y el flujo de aire que entra

a través del difusor del tubo de flama,  $\dot{m}_s$ . El flujo de aire  $\dot{m}_s$  se divide en el flujo que se utiliza para el enfriamiento del domo,  $\dot{m}_{Domo}$  y el flujo que alimenta al torbellinador,  $\dot{m}_{Torr}$ , la suma de estos dos flujos es el flujo en la zona de recirculación  $\dot{m}_{ZR}$ . El flujo que circula por la zona anular,  $\dot{m}_{Anu}$ , se divide en los flujos de las zonas primaria,  $\dot{m}_{ZPri}$ ; enfriamiento,  $\dot{m}_{Zenfri}$ ; secundaria,  $\dot{m}_{ZSec}$ ; y de dilución,  $\dot{m}_{ZDilu}$ . Finalmente,  $\dot{m}_3$  es el flujo de aire que sale de la cámara de combustión, como se muestra en la Figura 4.4.

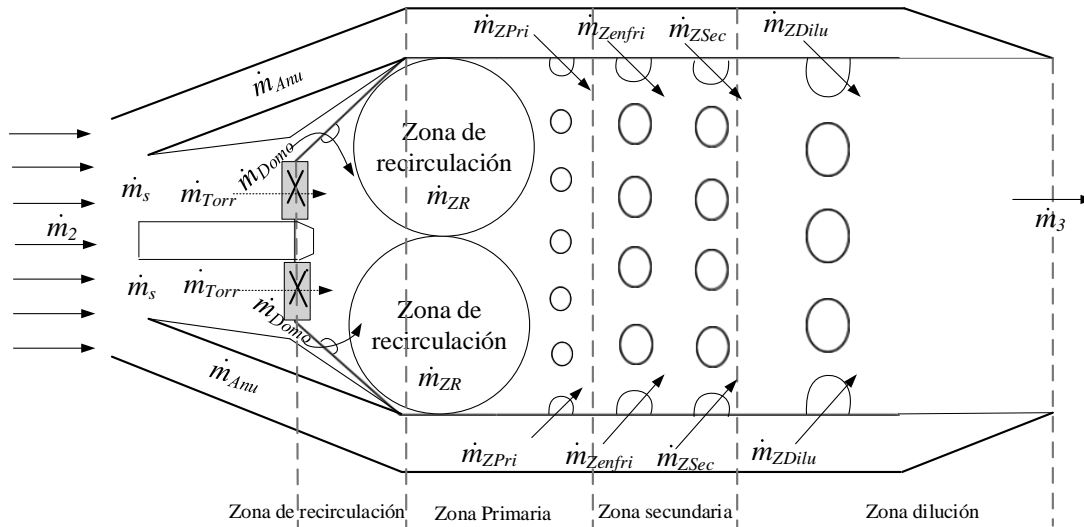


Figura 4.4. Flujos de aire que intervienen en la cámara de combustión.

En la Tabla 4.3 se presentan los flujos másicos que circulan a través de la cámara de combustión, y el símbolo que los representa, porcentaje y valor de cada flujo másico (Mark, 2016).

Tabla 4.3. Flujos másicos que circulan a través de la cámara de combustión.

Flujo másico de aire	Símbolo	Porcentaje [%]	kg/s
Entrada a la CC; $\dot{m}_2 = \dot{m}_s + \dot{m}_{Anu}$	$\dot{m}_2$	100	84.4
Flujo másico en el torbellinador	$\dot{m}_{Torr}$	12	10.128
Flujo másico de enfriamiento en el domo	$\dot{m}_{Domo}$	8	6.752
Zona de recirculación; $\dot{m}_{ZR} = \dot{m}_{Torr} + \dot{m}_{Domo}$	$\dot{m}_{ZR}$	20	16.88
Zona primaria	$\dot{m}_{ZPri}$	20	16.88
Zona secundaria	$\dot{m}_{ZSec}$	10	8.44
Zona de dilución	$\dot{m}_{ZDilu}$	10	8.44
Aire para enfriamiento	$\dot{m}_{Zenfri}$	40	33.76
Anular; $\dot{m}_{Anu} = \dot{m}_{ZPri} + \dot{m}_{Zenfri} + \dot{m}_{ZSec} + \dot{m}_{ZDilu}$	$\dot{m}_{Anu}$	80	67.52
Aire de entrada del difusor del tubo de flama; $\dot{m}_s = \dot{m}_{ZR}$	$\dot{m}_s$	20	16.88

#### 4.5 Área de referencia de la carcasa

Como paso inicial se determina el área de referencia  $A_{ref}$ , ésta es el área de la sección transversal que hay entre el tubo de flama y la carcasa de la cámara de combustión tipo anular, o bien, es el área de sección transversal máxima de la carcasa. La Figura 4.5 muestra el diámetro de referencia,  $D_{ref}$ , el diámetro del tubo de flama,  $D_{tf}$  y el diámetro interno (anular),  $D_{int}$ , para diferentes configuraciones de cámaras de combustión de turbinas de gas. En esta tesis, se estudia una cámara de combustión tipo anular, que se muestran en las Figuras 4.3 y 4.6.

El área de referencia,  $A_{ref}$ , se despeja de la ecuación (4.5), y se expresa de la siguiente manera

$$A_{ref} = \left[ \frac{R_{aire}}{2} \left( \frac{\dot{m}_2 T_2^{0.5}}{P_2} \right)^2 \frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} \left( \frac{\Delta P_{2-3}}{P_2} \right)^{-1} \right]^{0.5} \quad (4.6)$$

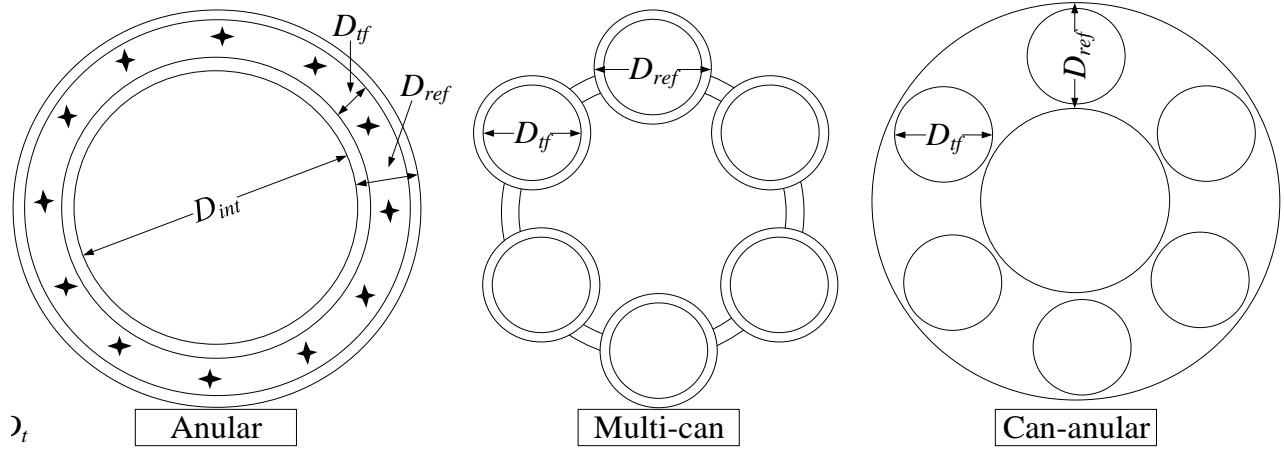


Figura 4.5. Configuraciones de una cámara de combustión de turbina de gas.

Sustituyendo los valores correspondientes de las Tablas 4.1 y 4.3 en la ecuación (4.6), se tiene el área máxima de la cámara de combustión  $A_{ref}$ ,

$$A_{ref} = \left[ \frac{287.04}{2} \left( \frac{84.4(743.35)^{0.5}}{2330000} \right)^2 (20)(0.06)^{-1} \right]^{0.5} = 0.2160 \text{ m}^2$$

### Diámetro de referencia

En una cámara de combustión tipo anular, el área de referencia,  $A_{ref}$ , también, es la diferencia del área transversal de la carcasa y del área transversal interna, como se muestra en la Figura 4.5, y se determina con la siguiente expresión

$$A_{ref} = \frac{\pi(D_{ref} + D_{int})^2}{4} - \frac{\pi D_{int}^2}{4} \quad (4.7)$$

donde,  $D_{int}$  es el diámetro interno de la cámara de combustión tipo anular. (Mark, 2016), consideran que el diámetro interno para una cámara de combustión tipo anular es de 20 cm.

Entonces el diámetro de referencia se expresa de la siguiente manera

$$D_{ref} = \left( \frac{4A_{ref}}{\pi} + D_{int}^2 \right)^{1/2} - D_{int} \quad (4.8)$$

y sustituyendo los valores correspondientes, se tiene que el diámetro de referencia vale

$$D_{ref} = \left( \frac{4(0.216)}{3.1416} + (0.2)^2 \right)^{1/2} - 0.2 = 0.285 \text{ m}$$

#### 4.6 Área del tubo de flama

El área del tubo de flama de la cámara de combustión,  $A_{tf}$ , se determina con la expresión de (Modak y col., 1985), ésta es:

$$A_{tf} = 0.66A_{ref} \quad (4.9)$$

Sustituyendo el valor de  $A_{ref}$  en (4.9), se tiene el área del tubo de flama

$$A_{tf} = 0.66(0.216) = 0.1426 \text{ m}^2$$

#### Diámetro del tubo de flama

El diámetro del tubo de flama,  $D_{tf}$ , se determina con la expresión de (Modak y col., 1985). Ellos dicen que el diámetro del tubo de flama debe ser el 66 % del diámetro de referencia  $D_{ref}$

$$D_{tf} = 0.66D_{ref} \quad (4.10)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, el diámetro del tubo de flama es

$$D_{tf} = 0.66(0.285) = 0.1879 \text{ m}$$

#### 4.7 Área de la sección anular

El área de la sección anular es la diferencia del área de referencia,  $A_{ref}$  y el área del tubo de flama,  $A_{tf}$ ,

$$A_{Anu} = A_{ref} - A_{tf} \quad (4.11)$$

el valor del área anular es

$$A_{Anu} = 0.2160 - 0.1426 = 0.07344 \text{ m}^2$$

#### Diámetro de la sección anular

El diámetro de la sección anular es la diferencia entre el diámetro de referencia,  $D_{ref}$  y el diámetro del tubo de flama,  $D_{tf}$ , como se muestra en la Figura 4.7

$$D_{Anu} = D_{ref} - D_{tf} \quad (4.12)$$

el valor del diámetro anular es

$$D_{Anu} = 0.285 - 0.18797 = 0.09683 \text{ m}$$

#### 4.8 Longitud de la cámara de combustión

(Modak y col., 1985), mencionan que la longitud de la cámara de combustión depende del diámetro del tubo de flama y de la zona que se analiza. Estos autores, así como, (Mark, 2016), (Conrado y col., 2004) y (Saywer's., 1985) determinan la longitud de la cámara de combustión de la siguiente forma.

##### Longitud de la zona primaria

La longitud de la zona primaria de la cámara de combustión debe ser 3/4 del diámetro del tubo de flama,  $D_{tf}$ , por lo tanto, la longitud de la zona primaria se determina como

$$L_{ZPri} = \frac{3}{4} D_{tf} \quad (4.13)$$

entonces, la longitud de la zona primaria vale

$$L_{ZPri} = \frac{3}{4}(0.1879) = 0.1409 \text{ m}$$

### Longitud de la zona secundaria

La longitud de la zona secundaria de la cámara de combustión debe ser 5/3 del diámetro del tubo de flama,  $D_{ff}$ , entonces, la longitud de la zona primaria es

$$L_{ZSec} = \frac{5}{3}D_{ff} \quad (4.14)$$

Por lo tanto, la longitud de la zona secundaria vale

$$L_{ZSec} = \frac{5}{3}(0.1879) = 0.3133 \text{ m}$$

### Longitud de la zona de dilución

La longitud de la zona de dilución depende de la temperatura de flama adiabática de la combustión,  $T_{fa}$ , la temperatura de entrada a la cámara de combustión,  $T_2$ , la temperatura de los gases a la entrada a la turbina de gas,  $T_3$  y del Factor de Distribución de Temperatura, FDT. Arthur H. Lefebvre (Lefebvre, 2010) dice que normalmente, la relación de equivalencia utilizado en la combustión de hidrocarburos en cámaras de combustión de turbinas de gas está en el intervalo de 0.3 a 1 (la relación de equivalencia, se usa comúnmente para indicar si la mezcla aire-combustible es rica en combustible,  $\Phi > 1$ ; pobre en combustible,  $\Phi < 1$ ; o estequiométrica,  $\Phi = 1$ ). La temperatura máxima es la temperatura de flama adiabática que se determinó en el Capítulo 3, ésta es de 2046.49 K para una relación de equivalencia de 1. Las temperaturas  $T_2$ , y  $T_3$ , se pueden obtener de la Tabla 4.2.

### Factor de distribución de temperatura

Uno de los problemas más importantes y, al mismo tiempo, más complejas en el diseño y desarrollo de las cámaras de combustión de turbinas de gas, es lograr una distribución de temperatura satisfactoria y que además la temperatura de los gases que entran la turbina sea constante. En el pasado, la experiencia de los diseñadores ha jugado un papel importante para determinar la geometría de la zona de dilución; se han utilizado los métodos de prueba y error para lograr una evolución en la calidad de la temperatura transversal de los diseños individuales de las cámaras de combustión a un estándar satisfactorio. La temperatura alcanzada por un volumen elemental de gas en la salida de la cámara, depende desde el momento en que sale del compresor. Durante su paso a través de la cámara de combustión, su temperatura y composición cambian rápidamente bajo la influencia de varios procesos de combustión, transferencia de calor y mezcla, ninguno de éstos aún se entiende perfectamente, Arthur H. Lefebvre (Lefebvre, 2010).

El parámetro de mayor relevancia para el diseño de la zona de difusión es el factor de distribución de temperatura o factor patrón (CIMBALA, 2006). Este factor patrón se expresa de la siguiente manera

$$FDT = \frac{T_{fa} - T_3}{T_3 - T_2} \quad (4.15)$$

Donde  $T_{fa}$  es la temperatura de flama adiabática de la cámara de combustión;  $T_2$  es la temperatura del aire de entrada y  $T_3$  es la temperatura media de salida de la cámara de combustión, Arthur H. Lefebvre (Lefebvre, 2010), en este caso, se considera una temperatura de salida de la cámara de combustión de 1573.15 K.

Sustituyendo los valores de la Tabla 4.2 en la ecuación (4.26), se determina el factor de distribución de temperatura.



$$FDT = \frac{2046.49 - 1573.15}{1573.15 - 743.352} = 0.57 \quad (4.16)$$

Por lo tanto, para determinar la longitud de la zona difusora, se utiliza la Tabla 4.4, ésta presenta la relación de la longitud de la zona de dilución y del diámetro de tubo de flama  $L_{ZDilu}/D_{ff}$  en función de  $FDT$  para diferentes valores del parámetro de pérdida de presión (Conrado y col., 2004).

Tabla 4.4. Relación de la longitud de la zona de dilución y del diámetro de tubo de flama en función de  $FDT$  para diferentes valores del parámetro de pérdida de presión.

$\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}}$	$\frac{L_{ZDilu}}{D_{ff}}$
15	3.78 - 6.0 (FDT)
20	3.83 - 11.83 (FDT) + 13.4 (FDT) <sup>2</sup>
30	2.96 - 9.86 (FDT) + 13.3 (FDT) <sup>2</sup>
50	2.718 - 12.64 (FDT) + 28.51 (FDT) <sup>2</sup>

De la tabla 4.1, se tiene que para una  $\Delta P_{2-3}/q_{ref}$  de 20, se tiene que la expresión de  $L_{ZDilu}/D_{ff}$  es  $3.83 - 11.83(FDT) + 13.3(FDT)^2$ , y al sustituir el valor de  $FDT$  de 0,57, se tiene

$$\frac{L_{ZDilu}}{D_{ff}} = 3.83 - 11.83(0.57) + 13.4(0.57) = 1.44$$

Ahora, sustituyendo el valor del diámetro del tubo de flama, se encuentra que la longitud de la zona de dilución vale

$$L_{ZDilu} = 1.44(0.1879) = 0.271 \text{ m}$$

La Figura 4.6 muestra las dimensiones y zonas de la carcasa y del tubo de flama.

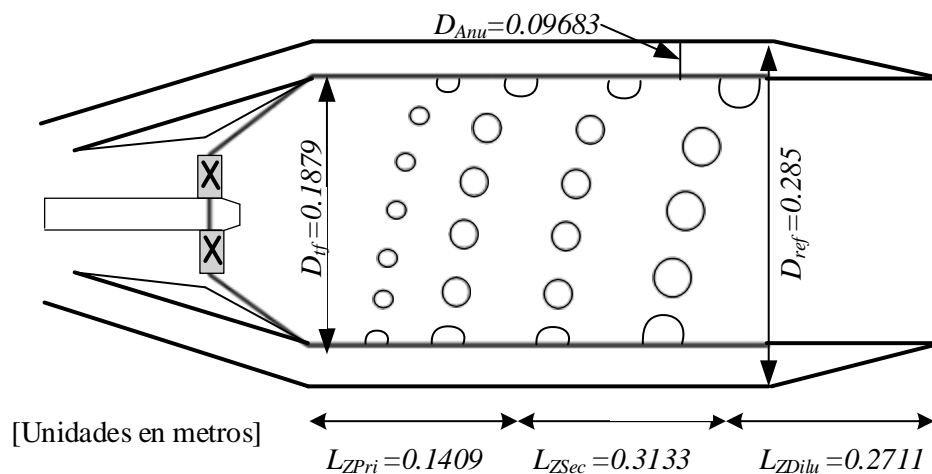


Figura 4.6. Dimensiones y zonas de la carcasa y tubo de flama.

## 4.9 Dimensiones del difusor

En este apartado se determinan las dimensiones del difusor y el tamaño de los orificios del tubo de flama.

## Difusor

En las turbinas de gas, la velocidad de salida del compresor puede alcanzar hasta 170 m/s o más. Intentar quemar combustibles en el flujo de aire que fluye a velocidades tan altas es imposible. Por ejemplo, para una velocidad del aire de 170 m/s, la pérdida de presión en la combustión sería aproximadamente el 25% de la presión alcanzada en el compresor (Lefebvre, 2010). Por lo tanto, antes de que la combustión se realice, generalmente la velocidad del aire se debe reducir aproximadamente un quinto de la velocidad de salida del compresor. Esta reducción de la velocidad se logra al colocar un difusor entre la salida del compresor y la cámara externa o carcasa. En su forma más simple, un difusor es simplemente un paso divergente, en el que el flujo se desacelera y la reducción de la velocidad del aire se convierte en un aumento de la presión estática. En todos los motores de avión, y también en muchos motores industriales, la longitud del difusor es importante. Para cualquier relación de área dada, hay un ángulo óptimo de divergencia, en el que la pérdida de presión es mínima. Este ángulo se encuentra entre  $6^\circ$  y  $90^\circ$  (Lefebvre, 2010).

### Geometría del difusor

Desde el punto de vista de un diseñador, un difusor ideal es aquel que logra la reducción de velocidad requerida en la longitud más corta posible, con una pérdida mínima en la presión total y con condiciones de flujo uniformes y estables en su salida. Desafortunadamente, en muchos motores, el perfil de velocidad de salida del compresor es asimétrico y también está sujeto a una variación apreciable con los cambios en las condiciones de operación de la turbina. En estas circunstancias, no siempre se pueden lograr condiciones de flujo estables, con el resultado de que algunos motores tienen diversas deficiencias, como la falta de consistencia en la distribución de la temperatura a la salida del quemador y un aumento de los contaminantes de los gases de escape (Lefebvre, 2010). Ahora se dispone de suficientes datos experimentales para diseñar un difusor con condiciones de flujo uniforme y estable, siempre que el perfil de velocidad de entrada sea simétrico. La Figura 4.7 muestra el diagrama esquemático de un difusor, también se muestran los diámetros, las longitudes y los ángulos de divergencia requeridos para su dimensionamiento.

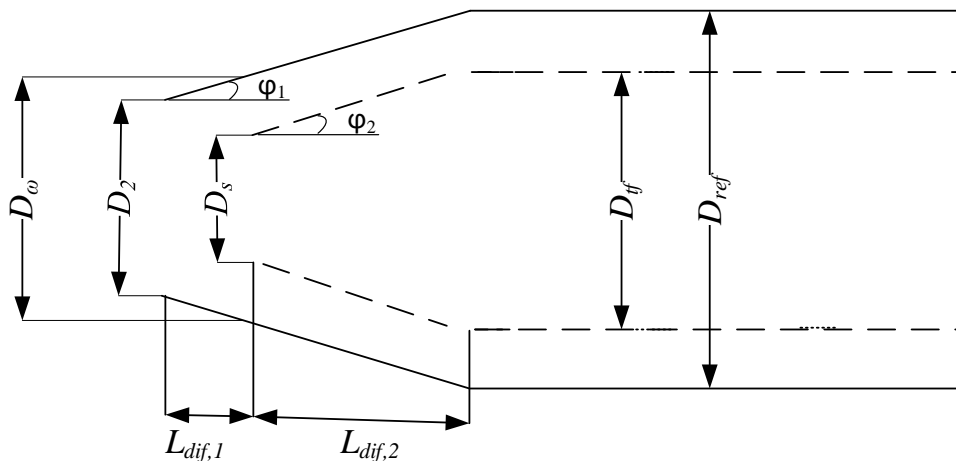


Figura 4.7. Diagrama esquemático de un difusor.

### Área intermedia del difusor

Para determinar el área intermedia del difusor,  $A_\omega$ , se asume que la velocidad del aire que entra al difusor,  $c_2$ , es la misma que la velocidad que entra a la zona anular,  $c_{Anu}$ , de la cámara de combustión, es decir

$$c_\omega = c_{Anu} \quad (4.17)$$

El flujo de aire  $\dot{m}_2$  que fluye a través del área intermedia del difusor,  $A_\omega$ , y el flujo de aire  $\dot{m}_{Anu}$  que evoluciona a través de la sección anular,  $A_{Anu}$  se expresan como

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_\omega = \rho_\omega c_\omega A_\omega \quad (4.18)$$

$$\dot{m}_{Anu} = \rho_{Anu} c_{Anu} A_{Anu} \quad (4.19)$$

Sustituyendo, (4.18) y (4.19) en (4.17) y asumiendo que la densidad del aire a través del difusor no cambia, es decir,  $\rho_\omega = \rho_{Anu}$ ; entonces, el área intermedia del difusor  $A_\omega$  se determina como sigue

$$A_\omega = \frac{A_{Anu} \dot{m}_2}{\dot{m}_{Anu}} \quad (4.20)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene el valor del área intermedia del difusor

$$A_\omega = \frac{0.07344465(84.4)}{22.9682} = 0.09181 \text{ m}^2$$

### Diámetro de la sección intermedia del difusor

El diámetro de la sección intermedia del difusor,  $D_\omega$ , se determina a partir de la relación  $(D_\omega / A_\omega) = 0.74$ , (Mark, 2016),

$$D_\omega = 0.74 A_\omega \quad (4.21)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$D_\omega = 0.74(0.09181) = 0.06794 \text{ m}$$

### Área de entrada del difusor de la carcasa

El área de entrada a la cámara de combustión o del difusor de la carcasa se toma de la Tabla 4.2

$$A_2 = 0.088 \text{ m}^2$$

### Diámetro de entrada del difusor de la carcasa

El diámetro de entrada del difusor de la carcasa,  $D_2$ , (Mark, 2016), lo determinan a partir de la relación

$$D_2 = 0.74 A_2 \quad (4.22)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$D_2 = 0.74(0.088) = 0.0653 \text{ m}$$

### Ángulo de entrada del difusor de la carcasa

El ángulo de entrada del difusor de la carcasa  $\varphi_1$  se determina a partir de la ecuación propuesta por (Perry, 1950) y (Kretschmer, 1979).

$$\frac{\Delta P_{dif}}{P_2} = 1.75 (R_{aire}) \left( \frac{\dot{m}_2 \sqrt{T_2}}{P_2} \right)^2 \left( \frac{(\tan \varphi_1)^{1.22}}{A_2^2} \right) \left( 1 - \frac{A_2}{A_\omega} \right)^2 \quad (4.23)$$

Despejando la  $\tan \varphi_1$  de la ecuación (4.23) y sacando el arco tangente se obtiene el ángulo del difusor

$$\varphi_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{\frac{\Delta P_{dif}}{P_2} A_2^2 P_2^2}{1.75 (R_{aire}) \left(1 - \frac{A_2}{A_\omega}\right)^2 \dot{m}_2^2 T_2} \right]^{1/1.22} \quad (4.24)$$

Por lo general, la pérdida de presión en el difusor,  $\Delta P_{dif} / P_2$  es del 1%. Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene

$$\varphi_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{0.01 (0.088)^2 (2330000)^2}{1.75 (287.042) \left(1 - \frac{0.088}{0.09181}\right)^2 (84.4)^2 (743.35)} \right]^{1/1.22} = 89^\circ$$

### Área de entrada del difusor del tubo de flama

Para determinar el área de entrada,  $A_s$ , se considera que la velocidad del aire que entra al difusor del tubo de flama,  $c_s$ , sea igual a la velocidad a la que entra el aire al área  $A_\omega$ , por lo tanto,

$$c_\omega = c_s \quad (4.25)$$

el flujo de aire que circula a través del área,  $A_s$ , se expresa de la siguiente manera.

$$\dot{m}_s = \rho_s c_s A_s C_{d,s} \quad (4.26)$$

Sustituyendo, (4.18) y (4.26) en (4.25) y asumiendo que la densidad del aire en el difusor no cambia, es decir,  $\rho_\omega = \rho_s$ , y el coeficiente de descarga,  $C_{d,s}$ , está en el rango de 0.01 a 1 (Tomei, 2015), por lo tanto, el área de entrada,  $A_s$ , se expresa de la siguiente manera

$$A_s = \frac{A_\omega \dot{m}_s}{\dot{m}_2} \frac{1}{C_{d,s}} \quad (4.27)$$

en este caso, se considera que, el coeficiente de descarga sea igual a 0.65. Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene la siguiente ecuación

$$A_s = \frac{0.09181 (16.88)}{84.4} \frac{1}{0.65} = 0.02825 \text{ m}^2$$

### Diámetro de entrada del difusor del tubo de flama

El diámetro de la sección intermedia del difusor,  $D_s$ , se determina a partir de la siguiente expresión (Conrado y col., 2004)

$$D_s = 0.74 A_s \quad (4.28)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$D_s = 0.74 (0.02825) = 0.0209 \text{ m} \quad (4.29)$$

### Longitud del difusor de la carcasa

En la Figura 4.8 se muestra el diagrama esquemático del difusor de la carcasa. En ésta se muestran los parámetros a evaluar, el ángulo  $\varphi_1$  y la longitud  $L_{dif,1}$ ; por otra parte, el valor del área de entrada del difusor,  $A_2$ , se toma de la Tabla 4.2

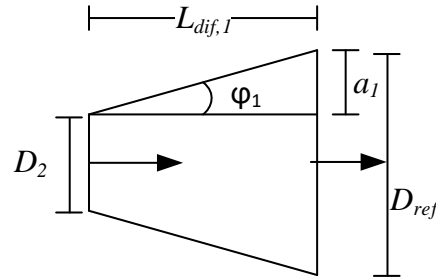


Figura 4.8. Diagrama esquemático de un difusor.

A partir de la Figura 4.8,  $a_1$ , se expresa como

$$a_1 = \left( \frac{D_{ref}}{2} - \frac{D_2}{2} \right) \quad (4.30)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se obtiene el valor de  $a_1$

$$a_1 = \left( \frac{0.285}{2} - \frac{0.06527}{2} \right) = 0.1098 \text{ m}$$

De la Figura 4.8, la longitud del difusor se determina a partir de la tangente de  $\varphi_1$

$$L_{dif,1} = \frac{a_1}{\tan \varphi_1} \quad (4.31)$$

Sustituyendo los valores de  $a_1$  y  $\varphi_1$  en (4.31); entonces, la longitud del difusor vale

$$L_{dif,1} = \frac{0.10976616}{\tan(89^\circ)} = 0.0025 \text{ m}$$

### Longitud del difusor del tubo de flama

Para determinar la longitud del difusor del tubo de flama, se considera que, el ángulo de divergencia del difusor de la carcasa sea igual al ángulo del difusor del tubo de flama, es decir,  $\varphi_1 = \varphi_2$ . La Figura 4.9, muestra el diagrama esquemático de un difusor. Con base a esta figura se determina la longitud del difusor del tubo de flama.

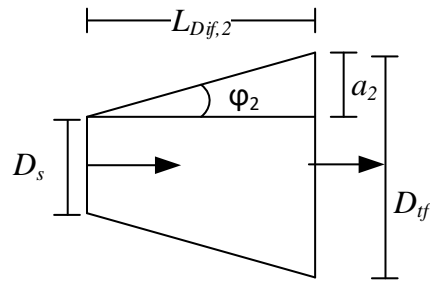


Figura 4.9. Diagrama esquemático de un difusor.

A partir de la Figura 4.9, se tiene que  $a_2$  es

$$a_2 = \left( \frac{D_{tf}}{2} - \frac{D_s}{2} \right) \quad (4.32)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$a_2 = \left( \frac{0.1879}{2} - \frac{0.0209}{2} \right) = 0.08353 \text{ m}$$

La longitud del difusor del tubo de flama se determina con la siguiente expresión

$$L_{dif,2} = \frac{a_2}{\tan \varphi_2} \quad (4.33)$$

Sustituyendo los valores de  $a_2$  y  $\varphi_2$  en (4.34), entonces la longitud del difusor del tubo de flama vale

$$L_{dif,2} = \frac{0.08353}{\tan(89^\circ)} = 0.00186 \text{ m} \quad (4.34)$$

En la cámara de combustión tipo anular de la Figura 4.10, presentan las dimensiones del tubo de flama, de la carcasa, del difusor del tubo de flama y del difusor de la carcasa, y del ángulo de divergencia de ambos difusores.

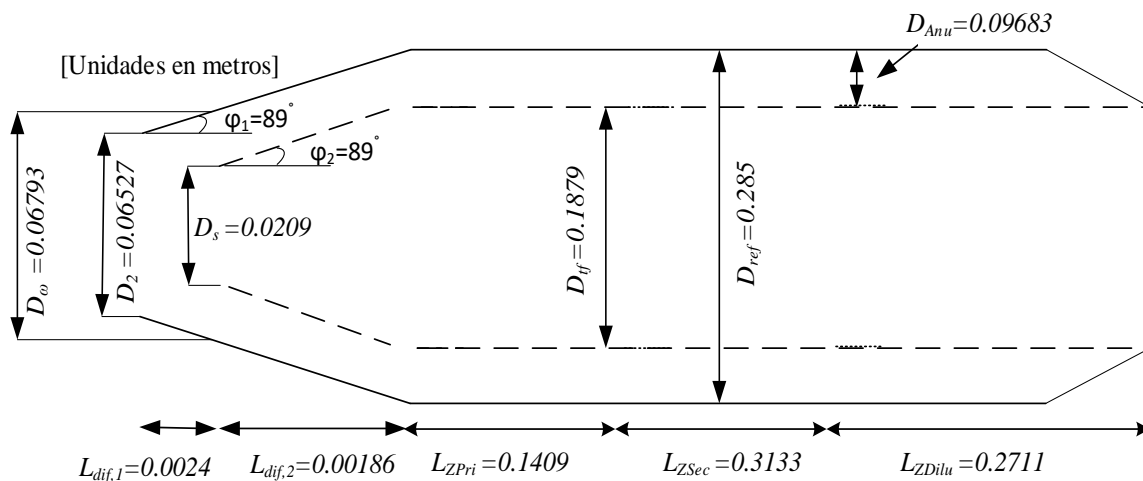


Figura 4.10. Cámara de combustión con difusores acoplados.

La Figura 4.11 muestra el diagrama esquemático y las dimensiones de los difusores, carcasa o cámara externa, y del tubo de flama de una cámara de combustión tipo anular. También, se observa que la longitud total de la cámara de combustión es de  $0.7278\text{ m}$  y el diámetro total de la cámara de combustión tipo anular es de  $0.331\text{ m}$ .

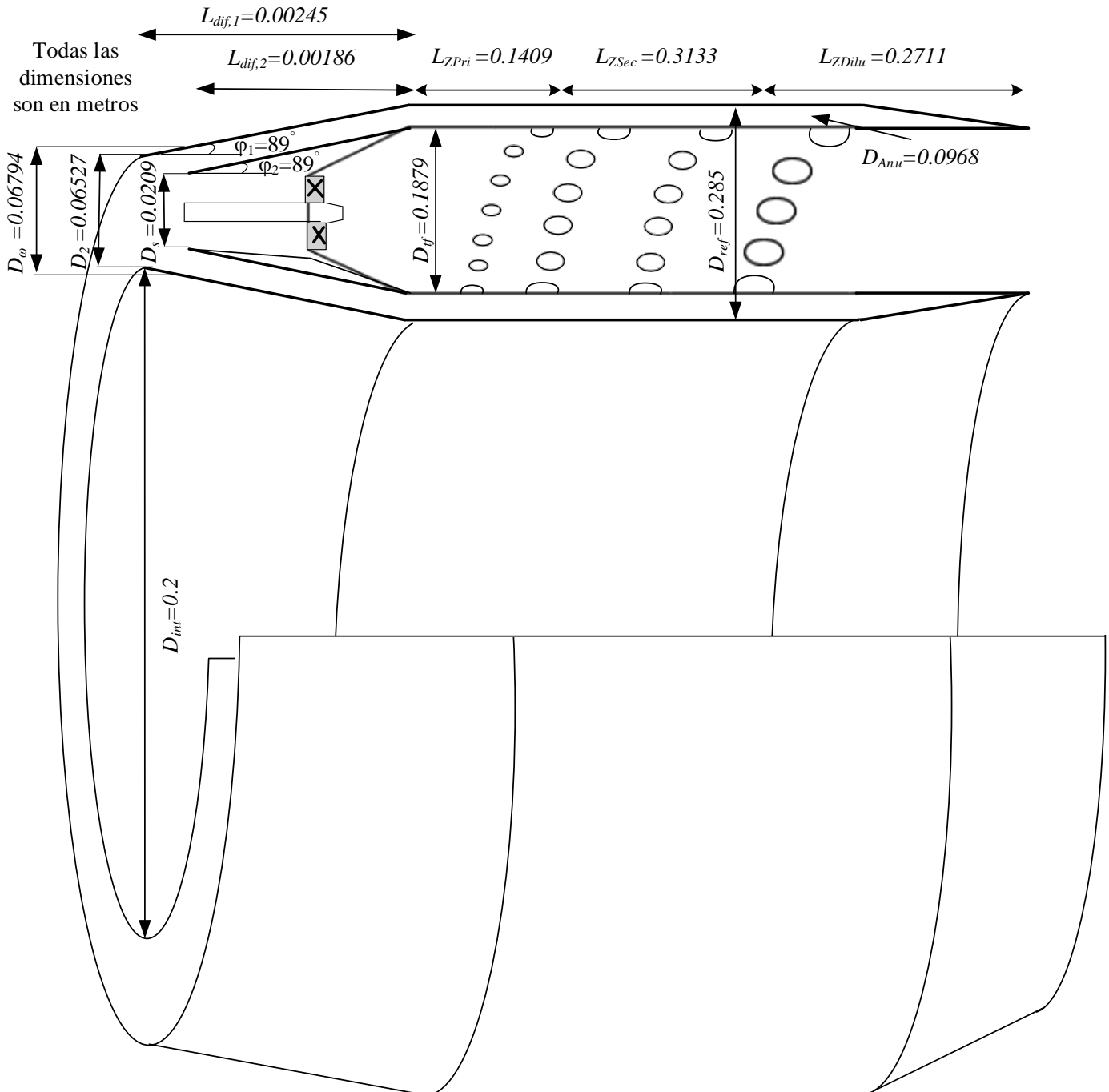


Figura 4.11. Dimensiones de los difusores, carcasa o cámara externa, y del tubo de flama de una cámara de combustión tipo anular.

#### 4.10 Dimensionado del torbellinador

Para determinar el área del torbellinador se toman los valores típicos propuestos por (Lefebvre, 2010) y (Kumar, 2017). Éstos son, la caída de presión total a través del torbellinador,  $\Delta P_{Torr}$ ; el área frontal del torbellinador,  $A_{Torr}$ ; y el ángulo del álabe,  $\theta$ . Para álabes planos, el ángulo del álabe es constante e igual a  $\theta$ . Con los álabes curvados, el ángulo de la cuchilla de entrada es cero y el ángulo de salida es  $\theta$ . En este caso,  $K_{Torr}$ , es el factor de concordancia que se presenta en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5. Valores típicos del torbellinador propuestos por Lefebvre (Lefebvre, 2010).

	Valores típicos	Valor
Ángulo del álabe, $\theta_v$	30° - 70°	65°
Espesor del álabe, $t_v$	0.7-1.5 mm	0.7
Número de álabes, $n_v$	6-16	6
Caída de presión en el torbellinador, $\Delta P_{Torr}$	3% a 4% de $P_2$	$0.03P_2$
Factor de concordancia, $K_{Torr}$	1.3 álabes planos, 1.15 álabes curvos	1.15

Para determinar el área del torbellinador, se utiliza la ecuación propuesta por (Lefebvre, 2010)

$$\dot{m}_{Torr} = \sqrt{\frac{2\rho_2\Delta P_{Torr}}{K_{Torr}\left[\left(\frac{\sec\theta}{A_{Torr}}\right)^2 - \frac{1}{A_f^2}\right]}} \quad (4.35)$$

Despejando  $A_{Torr}$  de la ecuación (4.35), se tiene

$$A_{Torr} = \sqrt{\frac{\sec^2(\theta_v)}{\frac{2\rho_2\Delta P_{Torr}}{\dot{m}_{Torr}^2 K_{Torr}} + \frac{1}{A_f^2}}} \quad (4.36)$$

Para este caso, se considera que el ángulo de giro del flujo de aire,  $\theta$ , sea de 65°. El factor de concordancia,  $K_{Torr}$  es 1.15 para álabes curvos, el número de álabes es 6. (Lefebvre, 2010) en su libro menciona que, los experimentos que se realizaron demostraron que, el torbellinador funciona bien con cantidades de aire, que van del 3% al 12% del flujo de aire total, en este caso se toma del 12% del flujo de aire total. La caída de presión a través del difusor es del 3% de la presión de entrada,  $P_2$ . Por otro lado, la densidad se determina con la ecuación de los gases ideales

$$P_2 \frac{1}{\rho_2} = R_{aire} T_2 \quad (4.37)$$

sustituyendo los valores de la Tabla 4.2, se determina la densidad del aire,  $\rho_2$ .

$$\rho_2 = \frac{2330000}{287.043(743.35)} = 10.92 \frac{kg}{m^3}$$

Por lo tanto, el área del torbellinador vale

$$A_{Torr} = \sqrt{\frac{\sec^2(65^\circ)}{\frac{2(10.92)(0.03)(2330000)}{(10.128)^2(1.15)} + \frac{1}{(0.1426)^2}}} = 0.0208 \text{ m}^2$$



Lefebvre indica que el área del torbellinador también se puede determinar con las dos expresiones siguientes

$$A_{Torr} = \frac{n_v \pi}{4} (D_{Torr}^2 - D_{inyec}^2) \quad (4.38)$$

$$A_{Torr} = \frac{n_v (l_{e.a.})(\omega_v)(l_{s.a.})}{t_v (C_d)} \quad (4.39)$$

En la ecuación (4.38),  $D_{Torr}$ , es el diámetro del torbellinador y  $D_{inyec}$  es el diámetro del inyector; en este caso, se supone un diámetro del inyector de  $0.005 \text{ m}$ . De la ecuación (4.39),  $l_{s.a.}$  es la longitud sin álabes del perímetro del inyector;  $S_v$  es la longitud entre álabes;  $\omega_v$  es la longitud del torbellinador y  $C_d$  es el coeficiente de descarga del torbellinador, en este caso es de  $0.5$  (Lefebvre, 2010).

Despejando de la ecuación (4.38) al diámetro del torbellinador

$$D_{Torr} = \sqrt{\frac{4A_{Torr}}{n_v \pi} + D_{inyec}^2} \quad (4.40)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$D_{Torr} = \sqrt{\frac{4(0.1426)}{6\pi} + (0.005)^2} = 0.067 \text{ m}$$

Para poder determinar la longitud entre los álabes, se necesita conocer el perímetro del inyector, éste se determina de la siguiente manera

$$p = 2\pi r_{inye} = \pi D_{inye} \quad (4.41)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$p = \pi 0.005 = 0.0157 \text{ m}$$

Como se conoce el espesor de los álabes,  $t_v$ , y el número de álabes, se puede determinar la longitud sin álabes del perímetro del soporte del inyector, con la siguiente expresión

$$l_{s.a.} = p - n_v t_v \quad (4.42)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$l_{s.a.} = 0.0157 - 6(0.0007) = 0.0115 \text{ m}$$

Y al dividir la ecuación (4.42) entre el número de álabes se obtiene la longitud entre álabes,  $l_{e.a.}$

$$l_{e.a.} = \frac{l_{s.a.}}{\text{No. álabes}} \quad (4.43)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$l_{e.a.} = \frac{0.01151}{6} = 0.001918 \text{ m}$$

Conociendo la longitud entre álabes, se puede determinar el ancho del torbellinador,  $\Omega_v$

$$\Omega_v = \frac{A_{Torr} t_v C_d}{n_v l_{e.a.} l_{s.a.}} \quad (4.44)$$

En este caso, el valor del coeficiente de descarga,  $C_d$ , considerado es 0.5 (Lefebvre, 2010), entonces el ancho del torbellinador vale

$$\Omega_v = \frac{0.0208(0.0007)(0.5)}{6(0.001918m)(0.01151)} = 0.05487m$$

### Zona de recirculación

#### Longitud de la zona de recirculación

(Mark, 2016), (Modak, 1985) y (Conrado, 2004) consideran que la **longitud de la zona de recirculación** equivale a dos veces el diámetro del torbellinador, es decir

$$L_{ZR} = 2D_{Torr} \quad (4.45)$$

Sustituyendo el valor correspondiente, se tiene

$$L_{ZR} = 2(0.0666) = 0.133m$$

#### Ángulo del domo de la zona de recirculación

Para determinar el ángulo del domo de la zona de recirculación se utiliza la ecuación propuesta por Conrado (Conrado y col., 2004)

$$\theta_{ZR} = \cos^{-1} \left[ \frac{-D_{tf} (D_{tf} - 2D_{Torr}) - (D_{tf} - 4L_{ZR}) \sqrt{D_{tf}^2 - 4D_{tf} D_{Torr} + 4D_{Torr}^2 - 8D_{tf} L_{ZR} + 16L_{ZR}^2}}{2D_{tf}^2 - 4D_{tf} D_{Torr} + 4D_{Torr}^2 - 8D_{tf} L_{ZR} + 16L_{ZR}^2} \right] \quad (4.46)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene el valor del ángulo del domo de la zona de recirculación

$$\theta_{ZR} = 41.6^\circ$$

#### Longitud del domo

(Mark, 2016), (Modak, 1985) y (Conrado, 2004), indican que la longitud del domo se puede determinar con la siguiente expresión

$$L_{domo} = \frac{D_{tf} - D_{Torr}}{2 \tan \theta_{ZR}} \quad (4.47)$$

sustituyendo los valores de  $D_{tf}$ ,  $D_{Torr}$  y  $\theta_{ZR}$ , se tiene que, la longitud del domo de la zona de recirculación vale

$$L_{domo} = \frac{0.1879 - 0.0666}{2 \tan(41.6)} = 0.058m$$

#### Número de remolinos generados en la zona de recirculación

(Lefebvre, 2010) estableció que a partir de un número de remolinos  $S_N \geq 0.6$  se obtiene una zona de recirculación estable para turbinas de gas, para determinar el número de remolinos generados en la zona de recirculación Lefebvre propuso la siguiente expresión

$$S_N = \frac{2 \left(1 - \frac{D_{inye}}{D_{Torr}}\right)^3}{3 \left(1 - \frac{D_{inye}}{D_{Torr}}\right)^2} \tan \theta_{ZR} \quad (4.48)$$

Considerando el diámetro del inyector,  $D_{inye} = 0.01 \text{ m}$  y sustituyendo  $D_{Torr}$  y  $\theta_{ZR}$  en (4.48), se determina el número de remolinos generados en la zona de recirculación

$$S_N = \frac{2 \left(1 - \frac{0.005}{0.0666}\right)^3}{3 \left(1 - \frac{0.005}{0.0666}\right)^2} \tan(41.6) = 1.44$$

#### 4.11 Área de los orificios del tubo de flama

##### Coefficiente de caída de presión en los orificios del tubo de flama

El coeficiente de caída de presión en los orificios, se determina a partir de la siguiente expresión

$$k = 1 + \frac{\Delta P_O}{q_{Anu}} \quad (4.49)$$

donde  $\Delta P_O$  está en el rango de 3-5% de la presión total (Conrado y col., 2004). Y la presión dinámica,  $q_{Anu}$ , ejercida por el aire en la sección anular se determina de la siguiente manera

$$q_{Anu} = \frac{1}{2} v_{Anu}^2 \rho_2 \quad (4.50)$$

$\rho_2$  es la densidad del aire a la entrada de la cámara de combustión y  $c_{Anu}$  es la velocidad del aire en la sección anular; ésta se determina como sigue

$$c_{Anu} = \frac{\dot{m}_{Anu}}{\rho_2 A_{Anu}} \quad (4.51)$$

Tomando el valor de  $\dot{m}_{Anu}$  de la Tabla 4.3 y los valores correspondientes de  $\rho_2$  y  $A_{Anu}$ , entonces  $c_{Anu}$  vale

$$c_{Anu} = \frac{67.52}{10.92(0.07345)} = 84.189 \frac{m}{s}$$

y la presión dinámica del aire en la sección anular vale

$$q_{Anu} = \frac{1}{2} (84.189)^2 (10.92) = 38698.96 \text{ Pa}$$

La caída de presión en los orificios,  $\Delta P_O$ , equivale al 3% de la presión total a la entrada de la cámara de combustión, sustituyendo los valores correspondientes el coeficiente de caída de presión en los orificios vale

$$k = 1 + \frac{0.03(2330000)}{38698.96} = 2.81$$

##### Cálculo del área de los orificios del tubo de flama de la zona primaria

##### Coefficiente de descarga en los orificios del tubo de flama de la zona primaria

El coeficiente de descarga en los orificios del tubo de flama, considerando orificios planos, se obtiene a partir de la expresión propuesta por (Lefebvre, 2010).

$$C_{d,ZPri} = \frac{1.25(k-1)}{\left[4k^2 - k(2 - \alpha_{ZPri})^2\right]^{0.5}} \quad (4.52)$$

donde,  $\alpha_{ZPri}$ , es la relación entre el flujo másico del orificio en la zona primaria y el flujo másico de la sección anular. Considerando un anillo de 40 orificios sobre el tubo de flama, se tiene la expresión propuesta por (Lefebvre, 2010). para determinar a  $\alpha_{ZPri}$

$$\alpha_{ZPri} = \frac{\dot{m}_{O,ZPri}}{N_{O,ZPri}(\dot{m}_{Anu})} \quad (4.53)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$\alpha_{ZPri} = \frac{16.88}{40(67.52)} = 0.0063$$

Sustituyendo los valores de  $\alpha_{ZPri}$  y de  $k$  en (4.52); entonces, el coeficiente de descarga de la zona primaria vale

$$C_{d,ZPri} = \frac{1.25(2.81-1)}{\left[4(2.81)^2 - 2.81(2 - 0.0063)^2\right]^{0.5}} = 0.5$$

El área de los orificios de la zona primaria se determina con la siguiente relación (Lefebvre, 2010).

$$A_{O,ZPri} = \frac{A_{Anu}\alpha_{ZPri}}{C_{d,ZPri}k^2} \quad (4.54)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en (4.54), el área de los orificios de la zona primaria vale

$$A_{O,ZPri} = \frac{0.07345(0.0063)}{0.5(2.81)^2} = 0.00012m^2$$

Entonces, el diámetro de los orificios en la zona primaria se expresa de la siguiente manera

$$D_{O,ZPri} = \sqrt{\frac{4A_{O,ZPri}}{\pi}} \quad (4.55)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$D_{O,ZPri} = \sqrt{\frac{4(0.00012)}{\pi}} = 0.01m$$

## **Cálculo del área de los orificios del tubo de flama de la zona secundaria**

### **Coeficiente de descarga en los orificios del tubo de flama de la zona secundaria**

El coeficiente de descarga en los orificios del tubo de flama, considerando orificios planos, se obtiene a partir de la expresión propuesta por (Lefebvre, 2010)..

$$C_{d,ZSec} = \frac{1.25(k-1)}{\left[4k^2 - k(2 - \alpha_{ZSec})^2\right]^{0.5}} \quad (4.56)$$

donde,  $\alpha_{ZSec}$ , es la relación entre el flujo másico del orificio de la zona secundaria y la sección anular. Considerando un anillo de 40 orificios sobre el tubo de flama, se tiene la expresión propuesta por (Lefebvre, 2010), para determinar  $\alpha_{ZSec}$

$$\alpha_{ZSec} = \frac{\dot{m}_{O,ZSec}}{40(\dot{m}_{Anu})} \quad (4.57)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene el valor de la relación entre el flujo másico del orificio de la zona secundaria y la sección anular

$$\alpha_{ZSec} = \frac{8.44}{40(67.52)} = 0.00312$$

Sustituyendo  $\alpha_{ZSec}$  y  $k$  en (4.56), el coeficiente de descarga de la zona secundaria vale

$$C_{d,ZSec} = \frac{1.25(2.81-1)}{\left[4(2.81)^2 - 2.81(2 - 0.00312)^2\right]^{0.5}} = 0.5$$

El área de los orificios de la zona secundaria se determina con la siguiente relación (Lefebvre, 2010).

$$A_{O,ZSec} = \frac{A_{Anu}\alpha_{ZSec}}{C_{d,ZSec}k^2} \quad (4.58)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en (4.58), el área de los orificios de la zona secundaria vale

$$A_{O,ZSec} = \frac{0.07345(0.0312)}{0.5(2.81)^2} = 0.00006m^2$$

Entonces, el diámetro de los orificios en la zona secundaria se expresa de la siguiente manera

$$D_{O,ZSec} = \sqrt{\frac{4 A_{O,ZSec}}{\pi}} \quad (4.59)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$D_{O,ZSec} = \sqrt{\frac{4(0.00006)}{\pi}} = 0.0086m$$

## Cálculo del área de los orificios del tubo de flama de la zona de enfriamiento

### Coefficiente de descarga en los orificios del tubo de flama de la zona de enfriamiento

El coeficiente de descarga en los orificios del tubo de flama, considerando orificios planos, se obtiene a partir de la expresión propuesta por Lefebvre (Lefebvre, 2010).

$$C_{d,Zenfri} = \frac{1.25(k-1)}{\left[4k^2 - k(2 - \alpha_{Zenfri})^2\right]^{0.5}} \quad (4.60)$$

donde,  $\alpha_{Zenfri}$ , es la relación entre el flujo másico del orificio en la zona de enfriamiento y el flujo másico de la sección anular. Considerando un anillo de 40 orificios sobre el tubo de flama, se tiene la expresión propuesta por (Lefebvre, 2010), para determinar a  $\alpha_{Zenfri}$

$$\alpha_{Zenfri} = \frac{\dot{m}_{O,Zenfri}}{40(\dot{m}_{Anu})} \quad (4.61)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$\alpha_{Zenfri} = \frac{33.76}{40(67.52)} = 0.0125$$

Sustituyendo  $\alpha_{Zenfri}$  y  $k$  en (4.60), el coeficiente de descarga de la zona de enfriamiento vale

$$C_{d,Zenfri} = \frac{1.25(2.81-1)}{\left[4(2.81)^2 - 2.81(2-0.0125)^2\right]^{0.5}} = 0.5$$

El área de los orificios de la zona de enfriamiento se expresa de la siguiente manera (Lefebvre, 2010).

$$A_{O,Zenfri} = \frac{A_{Anu} \alpha_{Zenfri}}{C_{d,Zenfri} k^2} \quad (4.62)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en (4.62), el área de los orificios de la zona de enfriamiento vale

$$A_{O,Zenfri} = \frac{0.07345(0.0125)}{0.5(2.81)^2} = 0.000233m^2$$

Entonces, el diámetro de los orificios en la zona de enfriamiento se expresa de la siguiente manera

$$D_{O,Zenfri} = \sqrt{\frac{4 A_{O,Zenfri}}{\pi}} \quad (4.63)$$

sustituyendo los valores correspondientes

$$D_{O,Zenfri} = \sqrt{\frac{4(0.000233)}{\pi}} = 0.02m$$

### **Cálculo del área de los orificios del tubo de flama de la zona de dilución**

#### **Coefficiente de descarga en los orificios del tubo de flama de la zona de dilución**

El coeficiente de descarga en los orificios del tubo de flama, considerando orificios planos, se obtiene a partir de la expresión propuesta por Lefebvre (Lefebvre, 2010).

$$C_{d,ZDilu} = \frac{1.25(k-1)}{\left[4k^2 - k(2-\alpha_{ZDilu})^2\right]^{0.5}} \quad (4.64)$$

Donde,  $\alpha_{ZDilu}$ , es la relación entre el flujo másico del orificio en la zona de dilución y el flujo másico de la sección anular. Considerando un anillo de 40 orificios sobre el tubo de flama, se tiene la expresión propuesta por Lefebvre (Lefebvre, 2010) para determinar a  $\alpha_{ZDilu}$

$$\alpha_{ZDilu} = \frac{\dot{m}_{O,ZDilu}}{40(\dot{m}_{Anu})} \quad (4.65)$$

sustituyendo los valores correspondientes

$$\alpha_{ZDilu} = \frac{8.44}{40(67.52)} = 0.00312$$

Sustituyendo  $\alpha_{ZDilu}$  y  $k$  en (4.65), el coeficiente de descarga de la zona de dilución vale

$$C_{d,ZDilu} = \frac{1.25(2.81-1)}{\left[4(2.81)^2 - 2.81(2-0.0312)^2\right]^{0.5}} = 0.5$$

El área de los orificios de la zona de dilución se determina con la siguiente relación (Lefebvre, 2010).

$$A_{O,ZDilu} = \frac{A_{Anu} \alpha_{ZDilu}}{C_{d,ZDilu} k^2} \quad (4.66)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en (4.66), se determina el valor del área de los orificios de la zona de dilución

$$A_{O,ZDilu} = \frac{0.07345(0.0312)}{0.5(2.81)^2} = 0.000022m^2$$

Entonces, el diámetro de los orificios en la zona de dilución se expresa de la siguiente manera

$$D_{O,ZDilu} = \sqrt{\frac{4 A_{O,ZDilu}}{\pi}} \quad (4.67)$$

sustituyendo los valores correspondientes

$$D_{O,ZDilu} = \sqrt{\frac{4(0.000022)}{\pi}} = 0.01m$$

### **Cálculo del área de los orificios del domo del tubo de flama**

#### **Coefficiente de descarga en los orificios del domo del tubo de flama**

El coeficiente de descarga en los orificios del tubo de flama, considerando orificios planos, se obtiene a partir de la siguiente expresión, Lefebvre (Lefebvre, 2010).

$$C_{d,Domo} = \frac{1.25(k-1)}{\left[4k^2 - k(2-\alpha_{Domo})^2\right]^{0.5}} \quad (4.68)$$

donde,  $\alpha_{Domo}$ , es la relación entre el flujo másico del orificio del domo y el flujo másico de la sección anular. Considerando un anillo de 40 orificios sobre el tubo de flama, se tiene la expresión propuesta por (Lefebvre, 2010) para determinar a  $\alpha_{Domo}$

$$\alpha_{Domo} = \frac{\dot{m}_{O,Domo}}{40(\dot{m}_{Anu})} \quad (4.69)$$

sustituyendo los valores correspondientes

$$\alpha_{Domo} = \frac{6.752}{40(67.52)} = 0.0025$$

Sustituyendo  $\alpha_{Dilu}$  y  $k$  en (4.69), el coeficiente de descarga en los orificios del domo vale

$$C_{d,Domo} = \frac{1.25(2.81-1)}{\left[4(2.81)^2 - 2.81(2-0.0025)^2\right]^{0.5}} = 0.5$$

El área de los orificios del domo se determina con la siguiente relación (Lefebvre, 2010)

$$A_{O,Domo} = \frac{A_{anu} \alpha_{Domo}}{C_{d,Domo} k^2} \quad (4.70)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en (4.70), el área de los orificios del domo vale

$$A_{O,Domo} = \frac{0.07345(0.0025)}{0.5(2.81)^2} = 0.000047 m^2$$

Entonces, el diámetro de los orificios del domo se expresa de la siguiente manera

$$D_{O,Domo} = \sqrt{\frac{4 A_{O,Domo}}{\pi}} \quad (4.71)$$

sustituyendo los valores correspondientes

$$D_{O,Domo} = \sqrt{\frac{4(0.000047)}{\pi}} = 0.0077 m$$

La Figura 4.12 muestra el diámetro de los orificios de los cinturones de orificios en cada zona de la cámara de combustión, donde la zona de recirculación se encuentra un cinturón de cuarenta orificios en el domo con diámetros de los orificios de 0.077 m; en la zona primaria se encuentra un cinturón de cuarenta orificios con diámetros de los orificios de 0.01 m; en la zona secundaria se encuentran dos cinturones con cuarenta orificios el primer cinturón tiene diámetros de los orificios de 0.0086 m y el segundo cinturón tiene diámetros de los orificios de 0.02 m; y en la zona de dilución se encuentra un cinturón de cuarenta orificios con diámetros de los orificios de 0.01 m.

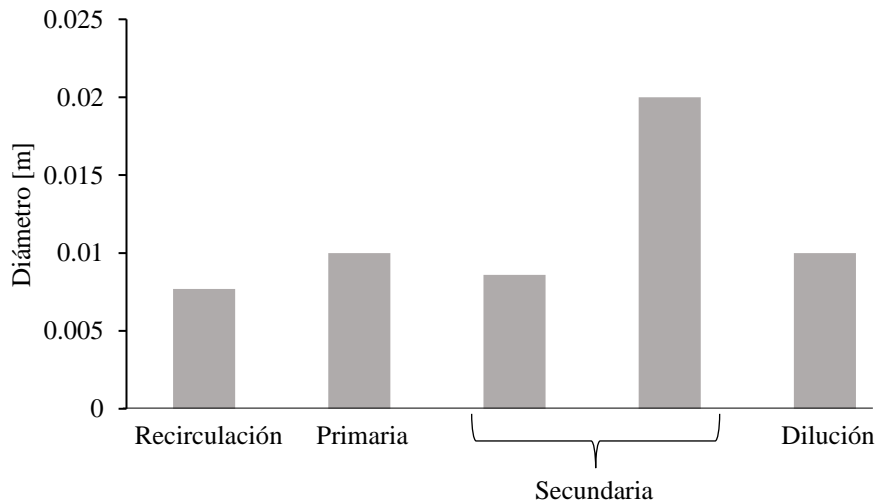


Figura 4.12 diámetro de los orificios de los cinturones de orificios en cada zona de la cámara de combustión.



En la Figura 4.13 se muestran las dimensiones de la cámara de combustión tipo anular necesarias, y a partir de éstas se determinan las temperaturas de las zonas de la cámara de combustión.

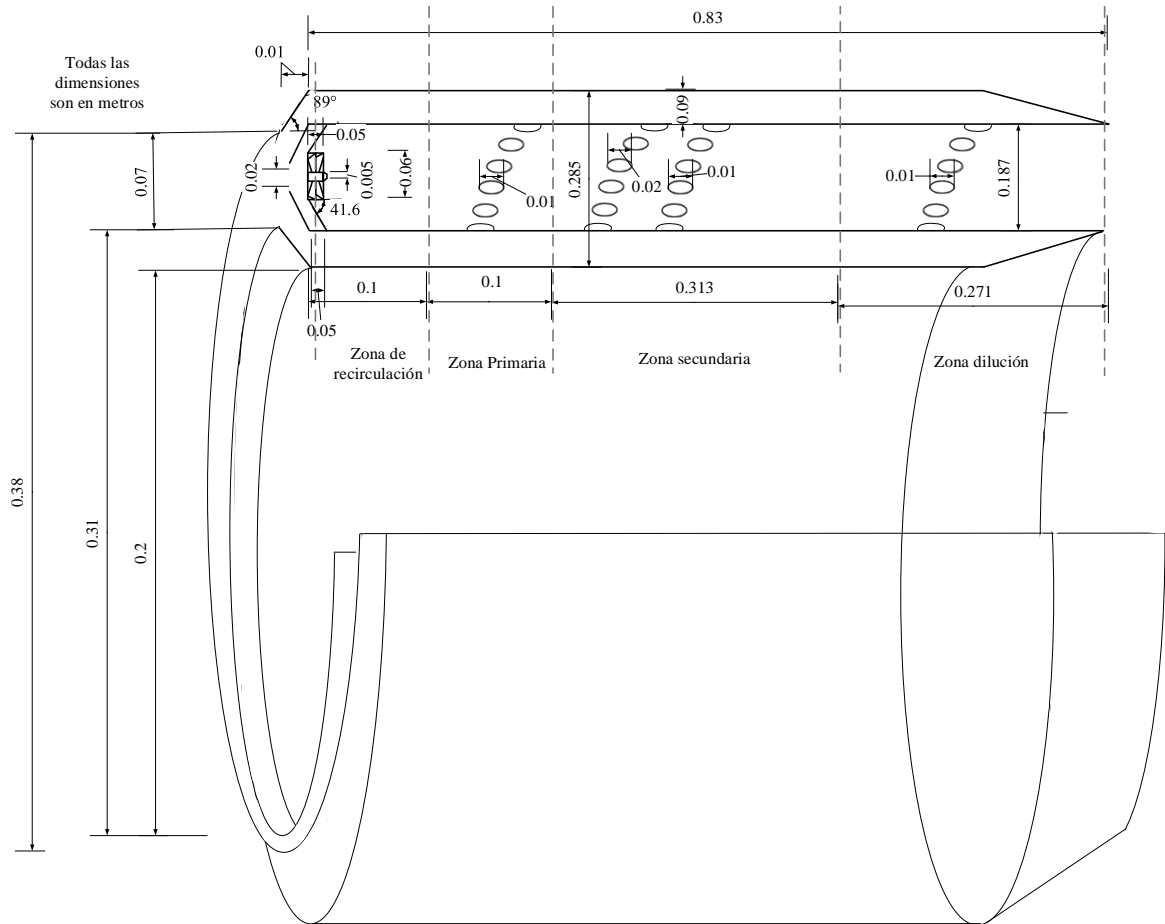


Figura 4.13. Dimensiones en metros de la cámara de combustión tipo anular en escala 1:1

## 4.12 Cálculo de la temperatura por zona

### 4.12.1 Relación de equivalencia por zona

Para conocer las temperaturas en las diferentes zonas de la cámara de combustión, es necesario conocer la relación de equivalencia,  $\Phi$ , de cada zona. Para la zona de recirculación se considera una relación de equivalencia de 1, es decir,  $\Phi_{ZR} = 1$  (Lefebvre, 2010).

### 4.12.2 Relación de equivalencia de la zona primaria

Para la zona primaria la relación de equivalencia se determina como sigue

$$\Phi_{ZPri} = \frac{\Phi_{global}}{\left( \frac{\dot{m}_{ZPri} + \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ZR}}{\dot{m}_2} \right)} \quad (4.72)$$

Donde,  $\Phi_{global}$  es la relación de equivalencia promedio a lo largo de toda la cámara de combustión, en este caso se considera de 0.41 (Saywer's., 1985).  $\Phi_{ZPri}$  es la relación de equivalencia en la zona primaria. Sustituyendo los valores correspondientes de las Tablas 4.2 y 4.3 en la ecuación (4.72), se tiene

$$\Phi_{ZPri} = \frac{0.41}{\left(\frac{16.88 + 4.69 + 16.88}{84.4}\right)} = 0.9$$

#### 4.12.3 Relación de equivalencia para la zona secundaria

La relación de equivalencia para la zona secundaria se determina como sigue

$$\Phi_{ZSec} = \frac{\Phi_{global}}{\left(\frac{\dot{m}_{ZPri} + \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ZR} + \dot{m}_{ZSec}}{\dot{m}_2}\right)} \quad (4.73)$$

sustituyendo los valores correspondientes de las Tablas 4.2 y 4.3, se tiene

$$\Phi_{ZSec} = \frac{0.41}{\left(\frac{16.88 + 4.69 + 16.88 + 8.44}{84.4}\right)} = 0.4$$

#### 4.12.4 Relación de equivalencia para la zona de dilución

La relación de equivalencia para la zona de dilución se determina de la siguiente manera

$$\Phi_{ZDilu} = \frac{\Phi_{global}}{\left(\frac{\dot{m}_{ZPri} + \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ZR} + \dot{m}_{ZSec} + \dot{m}_{ZDilu}}{\dot{m}_2}\right)} \quad (4.74)$$

Sustituyendo los valores correspondientes de las Tablas 4.2 y 4.3, se tiene

$$\Phi_{ZDilu} = \frac{0.41}{\left(\frac{16.88 + 4.69 + 16.88 + 8.44 + 8.44}{84.4}\right)} = 0.4$$

La temperatura de flama adiabática para  $\Phi_{ZR} = 1$ , es de 2046 K; para  $\Phi_{ZPri} = 0.9$ , la temperatura es de 1986.36 K; y para  $\Phi_{ZSec} = 0.4$  y  $\Phi_{ZDilu} = 0.4$ , de 1286.82 K.

### 4.13 Eficiencias de combustión por zonas

(Mark, 2016), (Modak, 1985) y (Conrado, 2004), indican que la eficiencia de combustión de cada zona, se puede determinar con las siguientes expresiones que se muestran a continuación

#### 4.13.1 Eficiencia de combustión de la zona primaria

La eficiencia de combustión para la zona primaria se expresa como (Conrado y col., 2004):

$$\eta_{c,ZPri} = 0.71 + 0.29 \tanh \left[ \left(1.5475 \times 10^{-3}\right) (T_{ZR} + 108 \log(P_3) - 1863) \right] \quad (4.75)$$

Sustituyendo los valores de la Tabla 4.2 en la ecuación (4.75), se tiene

$$\eta_{c,ZPri} = 0.71 + 0.29 \tanh \left[ \left(1.5475 \times 10^{-3}\right) (2046.49 + 108 \log(2330000) - 1863) \right] = 0.96$$

#### 4.13.2 Eficiencia de combustión de la zona secundaria

Para la zona secundaria, la eficiencia de combustión es (Conrado y col., 2004)

$$\log\left[\log\left(1/\eta_{c,i}\right)\right] = 0.911\left[\log\left(\psi_i\right)\right] + 8.02\left(\Phi_{Zi}\right) - 1.097 + 0.736 - \left(\frac{P_2}{\Delta P_{2-3}}\right) \quad (4.76)$$

donde,  $i$  son las zonas de la cámara de combustión.

Para la zona secundaria, la carga cinética del combustible  $\psi_{ZSec}$ , se determina con la siguiente expresión

$$\psi_{ZSec} = \frac{\dot{m}_{comb}}{V_{ZPri} P_2^n} \left(10^{-3.54(y^{-1.205})}\right) \left(T_2^{1.2327(y^{-1.205})}\right) \quad (4.77)$$

Donde  $0.5 \leq n \leq 1$ , para  $\Phi \leq 0.5$ ;  $n = 2\Phi$ , para  $0.5 < \Phi \leq 1$ ;  $n = 2/\Phi$ , para  $1 < \Phi \leq 2$ , en este caso se consideró de 0.98. Por otro lado,  $y = \Phi$ , para  $\Phi \leq 1$ ;  $y = 1$  para  $\Phi > 1$ , en este caso se consideró  $y = \Phi$  (Mark, 2016), (Modak, 1985) y (Conrado, 2004). El volumen de gases de combustión en la zona primaria se determina con la siguiente expresión

$$V_{ZPri} = \pi D_{ff}^2 \left[ \frac{(L_{ZPri} - L_{ZR})}{4} + \frac{L_{ZR}}{2} \right] \quad (4.78)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (4.78), se tiene el valor del volumen de los gases

Al sustituir los valores correspondientes en la ec. (4.77), se tiene el valor de la carga cinética del combustible

$$\psi_{ZSec} = \frac{4.69}{0.0076(2330000)^{0.88}} \left(10^{-3.54((0.4)^{-1.205})}\right) \left((743.352)^{1.2327((0.4)^{-1.205})}\right) = 0.0003532$$

Entonces, para determinar la eficiencia de la zona secundaria, en la ecuación (4.76), se hacen iteraciones de la eficiencia de combustión de la zona secundaria,  $\eta_{c,ZSec}$ , hasta que se cumpla la igualdad.

$$\begin{aligned} \log\left[\log\left(1/\eta_{c,ZSec}\right)\right] = \\ 0.911\left[\log(0.000647)\right] + 8.02(0.4) - 1.097 + 0.736 - 0.0173\left(\frac{1}{0.06}\right) = -0.3529 \end{aligned} \quad (4.79)$$

la eficiencia de combustión de la zona secundaria vale

$$\eta_{c,ZSec} = 0.36$$

#### 4.13.3 Eficiencia de combustión de la zona de dilución

Para la zona de dilución se realiza el mismo procedimiento que en la zona secundaria, por lo que el volumen de los gases de combustión en la zona de dilución es

$$V_{ZSec} = \pi D_{ff}^2 \left[ \frac{(L_{ZSec} - L_{ZPri})}{4} + \frac{L_{ZPri}}{2} \right] = \quad (4.80)$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$V_{ZSec} = \pi (0.1879)^2 \left[ \frac{(0.03133 - 0.1409)}{4} + \frac{0.1409}{2} \right] = 0.0126 \text{ m}^3$$

en este caso se considera que,  $n = 0.89$  y  $y = \Phi_{ZDilu}$  (Mark, 2016), (Modak, 1985) y (Conrado, 2004). La carga cinética de combustible  $\psi_{ZDilu}$  en la zona de dilución, se determina con la siguiente expresión

$$\psi_{ZDilu} = \frac{\dot{m}_{comb}}{V_{ZSec} P_2^n} \left( 10^{-3.54(y^{-1.205})} \right) \left( T_2^{1.2327(y^{-1.205})} \right) \quad (4.81)$$

Por lo tanto, al sustituir los valores correspondientes, se tiene el valor de la carga cinética del combustible

$$\psi_{ZDilu} = \frac{4.69}{0.0126(2330000)^{0.79}} \left( 10^{-3.54((0.4)^{-1.205})} \right) \left( (743.352)^{1.2327((0.4)^{-1.205})} \right) = 0.000799$$

Para determinar la eficiencia de la zona secundaria, de la ecuación (4.76), se hacen iteraciones de la eficiencia de combustión de la zona de dilución,  $h_{c,ZDilu}$ , hasta que se cumpla la igualdad.

$$\begin{aligned} \log \left[ \log \left( 1 / \eta_{c,ZDilu} \right) \right] = \\ 0.911 \left[ \log(0.001418) \right] + 8.02(0.4) - 1.097 + 0.736 - 0.0173 \left( \frac{1}{0.06} \right) = -0.3558 \end{aligned} \quad (4.82)$$

Y se encuentra que, la eficiencia de combustión de la zona de dilución es

$$\eta_{c,ZDilu} = 0.36$$

#### 4.14 Temperaturas de las zonas de la cámara de combustión tipo anular

Como ya se mencionó, la cámara de combustión tipo anular se divide en cuatro zonas: zona de recirculación, zona primaria, zona secundaria y zona de dilución. Para cada zona, se supone que la temperatura local varía linealmente entre la temperatura de entrada de la zona ( $T_{in}$ ) y la temperatura de salida de la zona ( $T_{sa}$ ). Para cada zona de recirculación la temperatura a la salida se considera igual a la temperatura de flama adiabática para una relación de equivalencia de 1, es decir, la temperatura a la salida de la zona de recirculación es  $T_{ZR} = 2046.49$  K. La temperatura de salida de las demás zonas.

$$T_{sa} = T_3 + \eta_{c,i} \Delta T \quad (4.83)$$

Donde  $\Delta T$ , es la diferencia de la temperatura de flama adiabática de la relación de equivalencia de la zona y de la temperatura de entrada de la zona.  $h_{c,i}$ , es la eficiencia de combustión de cada zona.

La temperatura de flama adiabática para  $\Phi_{ZR} = 1$ , es de 2046 K; para  $\Phi_{ZPri} = 0.9$ , es de 1986.36 K; para  $\Phi_{ZSec} = 0.4$  y  $\Phi_{ZDilu} = 0.4$ , es de 1286.82 K.

##### 4.14.1 Temperatura a la salida de la zona primaria

Considerando la ecuación (4.83), se determina la temperatura de la zona primaria

$$T_{ZPri} = T_{ZR} + \eta_{c,ZPri} \left( T_{fa,\Phi_{ZPri}} - T_{ZR} \right) \quad (4.84)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene la temperatura de la zona primaria

$$T_{ZPri} = 2046.49 + 0.96(1986.36 - 2046) = 1988.6 \text{ K}$$

##### 4.14.2 Temperatura a la salida de la zona secundaria

Considerando la ecuación (4.83), se determina la temperatura de la zona secundaria

$$T_{ZSec} = T_{ZPri} + \eta_{c,ZSec} \left( T_{fa,\Phi_{ZSec}} - T_{ZPri} \right) \quad (4.85)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene la temperatura de la zona secundaria

$$T_{ZSec} = 1988.6 + 0.36(1286.82 - 1988.6) = 1735.94 \text{ K}$$

#### 4.14.3 Temperatura a la salida de la zona de dilución

Considerando la ecuación (4.83), se determina la temperatura de la zona de dilución

$$T_{ZDilu} = T_{ZSec} + \eta_{c,ZDilu} (T_{fa,\Phi_{ZDilu}} - T_{ZSec}) \quad (4.86)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene la temperatura de la zona de dilución

$$T_{ZDilu} = 1735.94 + 0.36(1286.82 - 1735.94) = 1573.15 \text{ K}$$

La Figura 4.14 muestra las temperaturas a la entrada y salida de cada zona de la cámara de combustión de una turbina de gas LM 2500+, se puede ver el aumento de temperatura a la salida de la zona de recirculación, debido a la combustión. También, se muestra que la temperatura disminuye al pasar por la zona primaria, secundaria y de dilución, debido al efecto que tiene el aire de enfriamiento proveniente de los orificios de cada zona. Por ejemplo, la temperatura del aire que ingresa a la CC es de 743.4 K, al realizarse la combustión se determina que, en la zona de recirculación, los gases alcanzan una temperatura de 2046.5 K, es decir, hay un aumento en la temperatura del 63%; en las otras zonas hay un descenso de la temperatura, debido al flujo de aire que proviene de los orificios del tubo de flama, la temperatura disminuye para las siguientes zonas: primaria, 2.8 %; secundaria, 12.7 %; dilución, 9.4 %.

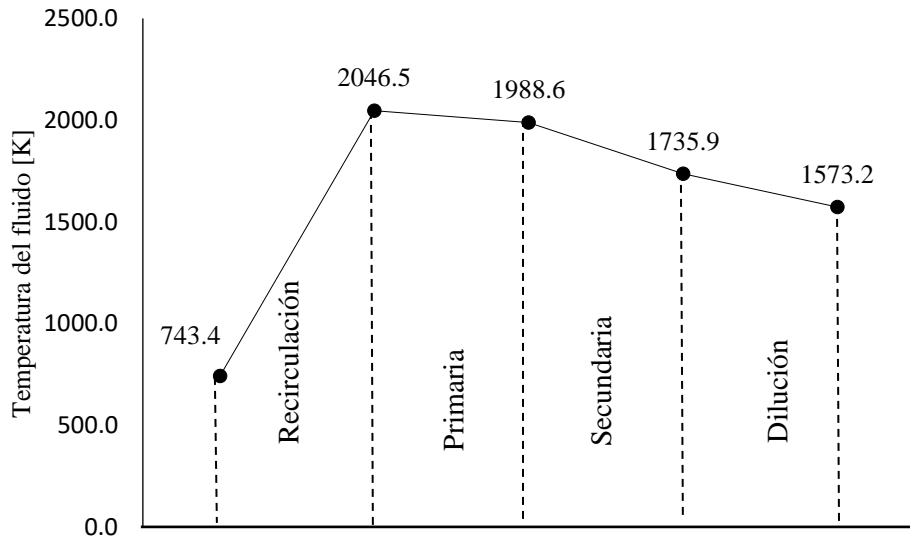


Figura 4.14. Temperatura de las zonas que intervienen en la cámara de combustión tipo anular.

En este capítulo se proporciona una metodología para determinar la temperatura de los gases de combustión a partir del dimensionamiento de una cámara de combustión tipo anular. A partir de esta metodología se determinó que, con respecto a la temperatura del aire que entrada a la cámara de combustión hay un aumento en la temperatura de los gases de combustión del 63 %, debido a la reacción de combustión; por otro lado, se muestra la disminución de la temperatura de los gases de combustión como consecuencia del aire que ingresa a través de los cinturones de orificios del tubo de flama, para que los gases puedan ser admitidos por los álabes calientes de la turbina de gas, con respecto a la temperatura de flama adiabática, la temperatura de los gases de combustión disminuye 23.1 %.



## Capítulo 5 Análisis exergético

En esta sección se realiza el estudio exergético, que se basa principalmente en determinar los flujos de irreversibilidades de cada zona o volumen de control de una cámara de combustión tipo anular, para llevar a cabo este estudio, es necesario conocer los flujos de exergía de cada corriente de fluido que interviene en la cámara de combustión, los cuales se determinan a partir de la exergía química y física.

### 5.1 Exergía en las zonas de recirculación, primaria, secundaria y de dilución.

A continuación, se determina la exergía química del gas natural mediante la caja de equilibrio de van't Hoff. La Figura 5.4 muestra las temperaturas, la relación de equivalencia y las eficiencias de combustión de cada volumen de control que, corresponde a cada una de las zonas que se estudia de la cámara de combustión tipo anular.

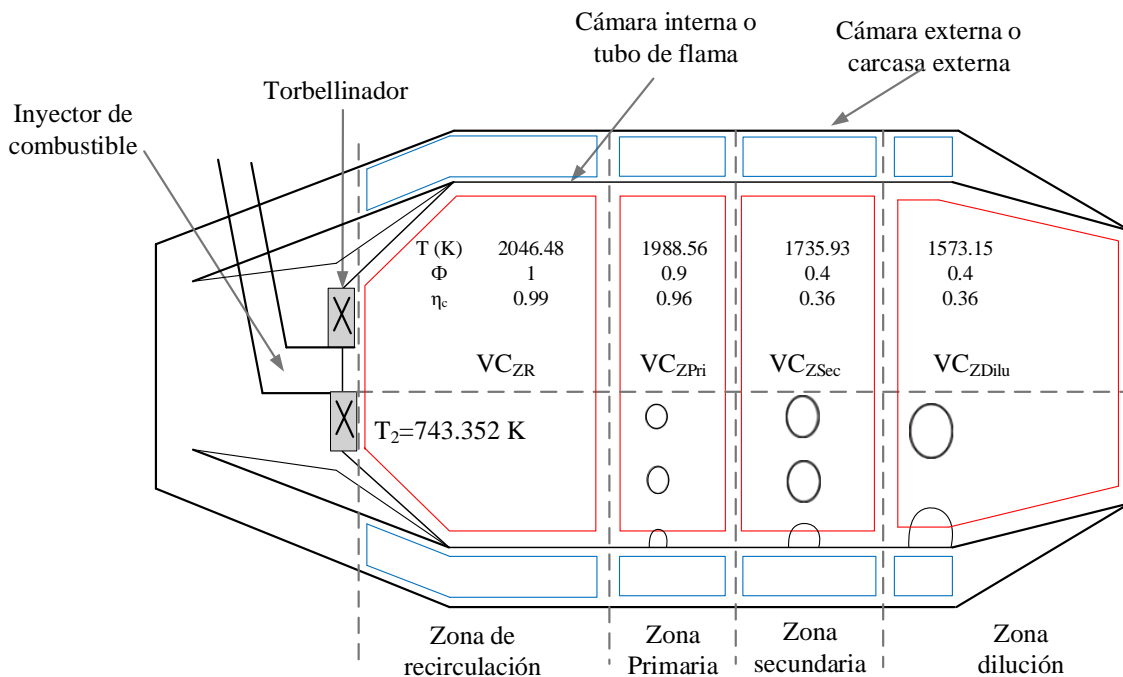


Figura 5.1 Volumen de control de cada una de las zonas de la cámara de combustión tipo anular.

#### 5.1.1 Exergía química en las zonas de recirculación, primaria, secundaria y de dilución

Como paso inicial se debe considerar la temperatura promedio, a lo largo de la cámara de combustión, en este caso es de

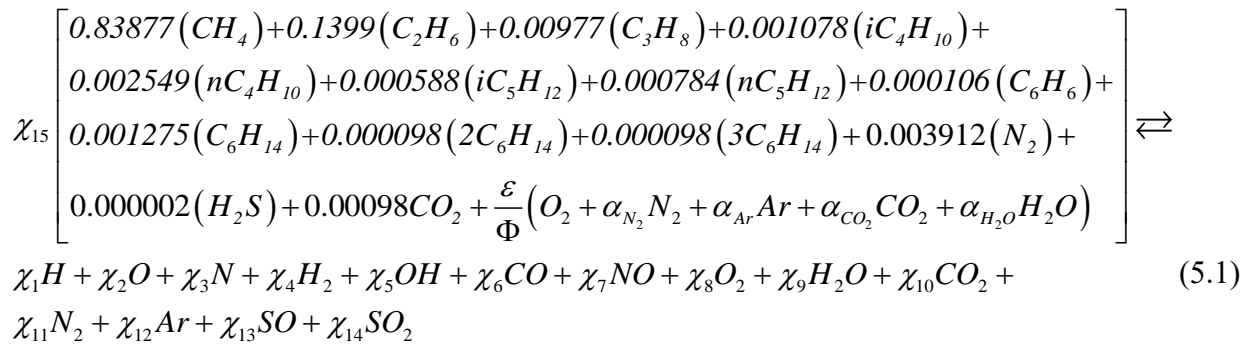
$$T_{Prom} = \frac{743.352 + 2046.4877 + 1988.56 + 1735.94 + 1573.15}{5} = 1617.5 \text{ K}$$

Como se mencionó en el capítulo 3, la exergía química es la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener, cuando una sustancia, se lleva del estado ambiental al estado muerto, mediante procesos que involucran la transferencia de calor y el intercambio de sustancias con el medio ambiente. Para obtener la

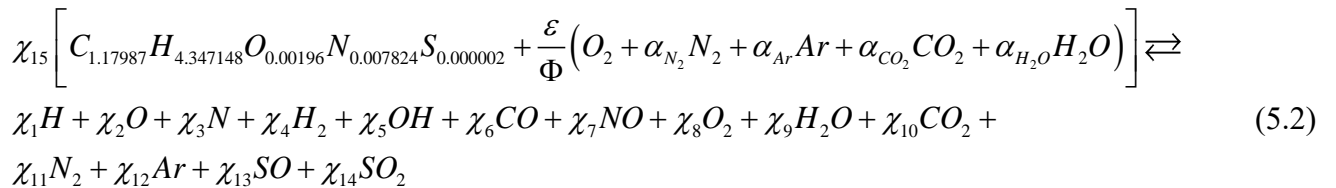
cantidad de trabajo máximo, los procesos utilizados deben ser totalmente reversibles. El estado inicial en este proceso es el estado ambiente, definido por la presión y temperatura,  $P_0$  y  $T_0$ , en el cual, se lleva a cabo la reacción de combustión, y el estado final es el estado muerto, definido por  $T_0$  y la presión parcial,  $P_{00}$  de las sustancias de referencia gaseosas consideradas como componentes de los gases de combustión. Como el estado inicial y el estado final están a la misma temperatura,  $T_0$ ; entonces, el proceso para reducir la sustancia de  $T_0, P_0$  a  $T_0, P_{00}$  es un proceso isotérmico reversible. Ésta es la temperatura del medio ambiente, que en este caso es la temperatura promedio de los gases de combustión y la del aire a la entrada de la cámara de combustión.

La caja de equilibrio de van't Hoff, es un dispositivo ideal y reversible (Figura 5.2) con compresores y expansores que son necesarios para determinar la exergía química de la reacción reversible del gas natural con aire. Los dos reactivos se suministran a la caja de equilibrio y el producto de los gases de combustión, se eliminan de la caja de equilibrio de van't Hoff al estado ambiental ( $P_0, T_0$ ). El trabajo total generado por la caja de equilibrio es  $-(\Delta G_0)_{comb}$ . El compresor isotérmico reversible suministra los componentes del aire a la caja de equilibrio, en ésta, cada componente del aire se separa por medio de membranas semipermeables; mientras que, el expansor isotérmico reversible descarga cada componente de los gases de combustión de forma reversible a la atmósfera a través de membranas semipermeables, generando un trabajo. El trabajo suministrado al compresor por mol de gas natural, lo suministra el expansor, como se muestra en la Figura 5.2. El trabajo de los compresores y expansores se combina con la salida de trabajo de la caja de equilibrio. La producción total de trabajo de estos procesos reversibles por mol de combustible es igual a la exergía química molar del gas natural.

La ecuación de la combustión del gas natural, cuya composición se presenta en la Tabla 3.1, se obtiene al sustituir ésta en la ec. (3.2); entonces, la reacción de combustión reversible de este gas natural, es la siguiente



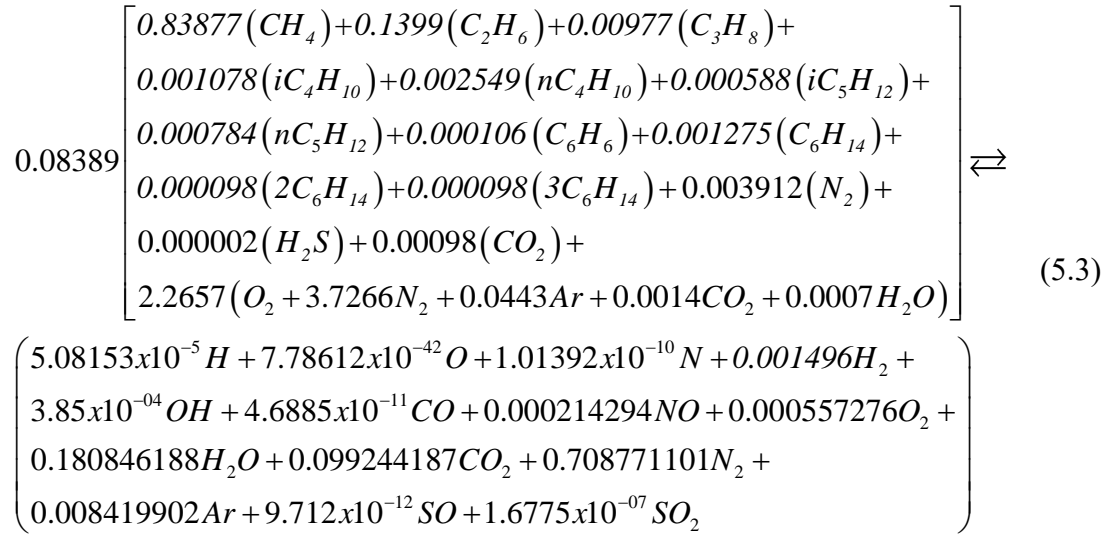
o bien



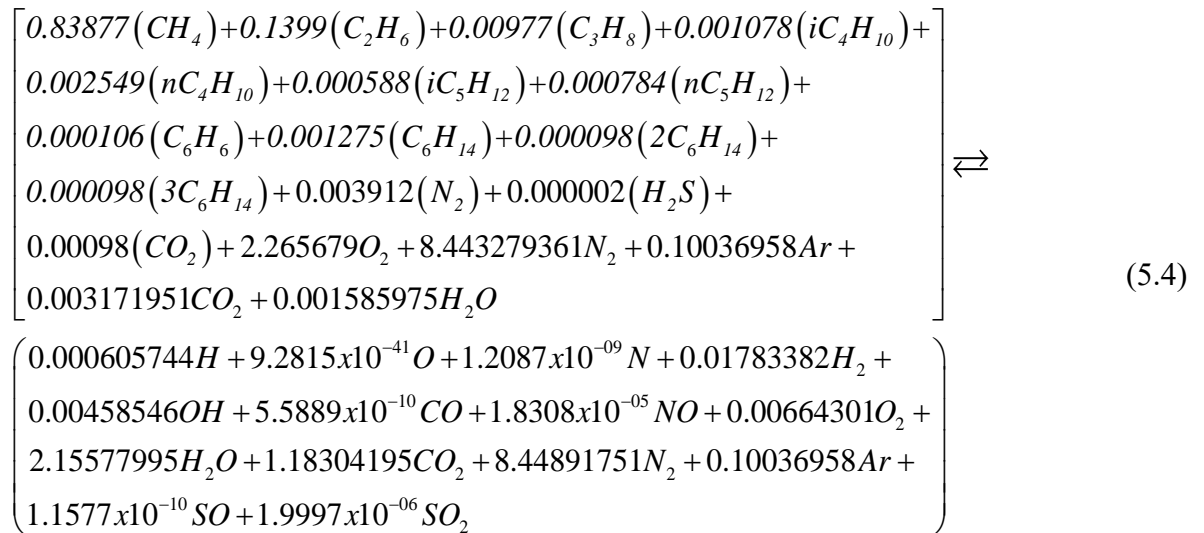


## Exergía química del combustible en la zona de recirculación

Con el método utilizado en el capítulo 3, y considerando la relación de equivalencia de 1, como se consideró en la zona de recirculación del capítulo 4, se obtiene la reacción para determinar los moles de los reactivos y las fracciones molares de los componentes de los productos, y se expresa como sigue:



La ecuación anterior también se puede expresar en moles por mol de combustible



El dispositivo reversible para determinar la exergía química del gas natural en la zona de recirculación (Fig. 5.2), es una caja de equilibrio de Van't Hoff que se compone de compresores y expansores necesarios para tratar la reacción del gas natural como reversible. Los reactivos, se suministran en la caja de equilibrio y los productos de los gases de combustión salen de ella en el estado ambiental de referencia, ( $P^0$ ,  $T^0$ ), de 25 °C y 1.013 bar, cada componente se separa mediante membranas semipermeables, el trabajo neto de la caja de equilibrio es:

$$\left[ \begin{array}{l}
0.83877(\Delta\tilde{G}^0)_{CH_4} + 0.1399(\Delta\tilde{G}^0)_{C_2H_6} + 0.00977(\Delta\tilde{G}^0)_{C_3H_8} + 0.001078(\Delta\tilde{G}^0)_{iC_4H_{10}} + \\
0.002549(\Delta\tilde{G}^0)_{nC_4H_{10}} + 0.000588(\Delta\tilde{G}^0)_{iC_5H_{12}} + 0.000784(\Delta\tilde{G}^0)_{nC_5H_{12}} + 0.000106(\Delta\tilde{G}^0)_{C_6H_6} + \\
0.001275(\Delta\tilde{G}^0)_{C_6H_{14}} + 0.000098(\Delta\tilde{G}^0)_{2C_6H_{14}} + 0.000098(\Delta\tilde{G}^0)_{3C_6H_{14}} + 0.003912(\Delta\tilde{G}^0)_{N_2} + \\
0.000002(\Delta\tilde{G}^0)_{H_2S} + 0.00098(\Delta\tilde{G}^0)_{CO_2}
\end{array} \right]$$

En los compresores, la compresión de los componentes del aire es isotérmico y reversible, éstos se suministran a la caja de equilibrio; y en los expansores, la expansión es isotérmica y reversible, los expansores descargan los gases de la combustión de forma reversible a la atmósfera, en la cual, cada componente del aire y de los gases de combustión se separan por medio de membranas semipermeables. El trabajo suministrado al compresor por mol de gas natural es proporcionado por el expansor, como se muestra en la Figura 5.2. El trabajo de estas máquinas se combina con la salida de trabajo de la caja de equilibrio. La producción neta de trabajo de estos procesos reversibles por mol de gas natural es igual a la exergía química molar del gas natural. En este caso se considera que la reacción se lleva a cabo a 25 °C y más adelante se hace la corrección de la temperatura.

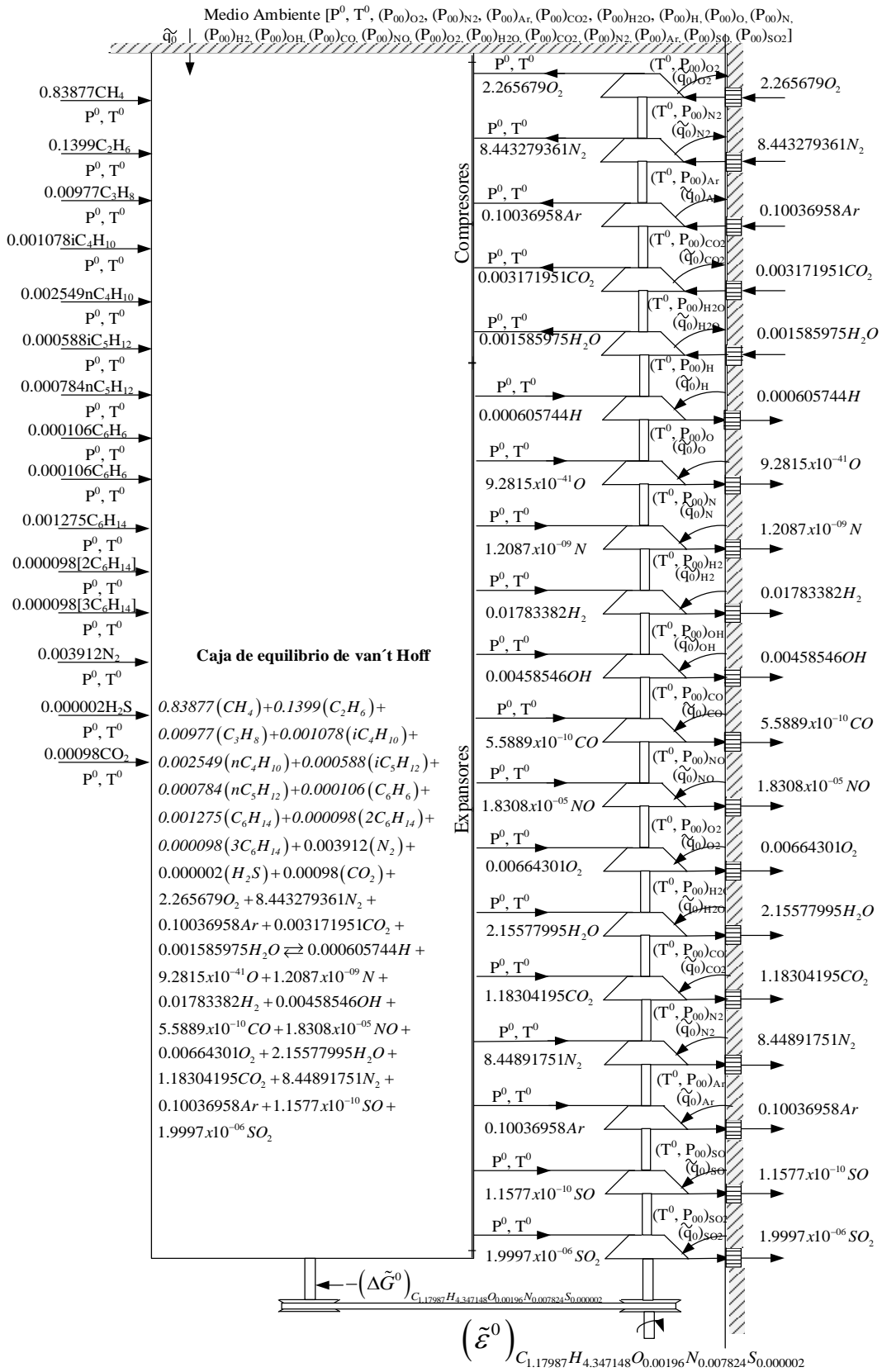


Figura 5.2 Caja de equilibrio de van't Hoff.

Debido a que la composición del gas natural es una mezcla de gases, la exergía química en el estado estándar de referencia del gas natural se puede expresar como

$$\left(\tilde{\varepsilon}_{ch}^0\right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = -\left[\sum \chi_i \left(\Delta\tilde{G}_0\right)_i\right] + \tilde{R}_u T^0 \left\{ \sum \left[ n_i \ln \left( \frac{P^0}{P_{00}} \right) \right]_i \right\} \quad (5.5)$$

La presión parcial es igual a la fracción molar por la presión del componente en el estado de referencia de la mezcla gaseosa, tanto del aire como de los gases de combustión,  $P_{00} = \chi_i P^0$ ;  $n_i$  es el mol del componente por cada mol de combustible;  $\chi_i = n_i/n_{total}$ , es igual a la fracción molar por componente tanto en los productos como en el aire de los reactivos.

donde

- $i$  es el componente que interviene en los reactivos o productos.
- $(n_{total\ aire})_{react} = \sum n_i$ , los moles totales del aire, son la suma de todos los moles de cada componente del aire por mol de combustible de la ecuación (5.4), en este caso  $(n_{total\ aire})_{react} = 10.8141\ kmol_{aire}$ .
- $(n_{total})_{prod} = \sum n_i$ , los moles totales de los gases de combustión, son la suma de todos los moles de cada componente de los gases de combustión por mol de combustible de la ecuación (5.4), en este caso, en este caso  $(n_{total})_{prod} = 11.92\ kmol_{prod}$ .

Por lo tanto, la ecuación (5.5), también se puede expresar de la siguiente manera

$$\left(\tilde{\varepsilon}_{ch}^0\right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = -\left[\sum \chi_i \left(\Delta\tilde{G}_0\right)_i\right] + \tilde{R}_u T^0 \left[ \sum \left[ n_i \ln \left( \frac{1}{\chi_i} \right) \right]_{Prod} - \sum \left[ n_i \ln \left( \frac{1}{\chi_i} \right) \right]_{aire} \right] \quad (5.6)$$

Considerando la ecuación (5.6) y las fracciones molares de cada componente para un mol de combustible, y sustituyendo los valores correspondientes del cambio en la energía de Gibbs de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), se obtiene el valor de la exergía química de  $\left(\tilde{\varepsilon}_{ch}^0\right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}}$

$$\begin{aligned}
& \left( \tilde{\varepsilon}_{ch}^0 \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = \\
& - \left[ \begin{aligned}
& 0.83877(-50450)_{CH_4} + 0.1399(-31860)_{C_2H_6} + 0.00977(-24290)_{C_3H_8} + \\
& 0.001078(-21440)_{iC_4H_{10}} + 0.002549(-16570)_{nC_4H_{10}} + 0.000588(-13860)_{iC_5H_{12}} + \\
& 0.000784(-8650)_{nC_5H_{12}} + 0.000106(129750)_{C_6H_6} + 0.001275(150)_{C_6H_{14}} + \\
& 0.000098(-5140)_{2C_6H_{14}} + 0.000098(-3200)_{3C_6H_{14}} + 0.003912(0)_{N_2} + \\
& 0.000002(-33430)_{H_2S} + 0.00098(-394380)_{CO_2}
\end{aligned} \right] + \\
& 8.314(298.15) \left[ \begin{aligned}
& 0.000605744 \left[ \ln \left( \frac{1}{5.08269 \times 10^{-05}} \right) \right]_H + 9.2815 \times 10^{-41} \left[ \ln \left( \frac{1}{7.7879 \times 10^{-42}} \right) \right]_O + \\
& 1.2087 \times 10^{-09} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.01416 \times 10^{-10}} \right) \right]_N + 0.01783382 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.0014964} \right) \right]_{H_2} + \\
& 0.00458546 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.00038476} \right) \right]_{OH} + 5.5889 \times 10^{-10} \left[ \ln \left( \frac{1}{4.6896 \times 10^{-11}} \right) \right]_{CO} + \\
& 1.8308 \times 10^{-05} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.5362 \times 10^{-06}} \right) \right]_{NO} + 0.00664301 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.0005574} \right) \right]_{O_2} + \\
& 2.15577995 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.18088745} \right) \right]_{H_2O} + 1.18304195 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.09926683} \right) \right]_{CO_2} + \\
& 8.44891751 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.70893281} \right) \right]_{N_2} + 0.10036958 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.00842182} \right) \right]_{Ar} + \\
& 1.1577 \times 10^{-10} \left[ \ln \left( \frac{1}{9.7142 \times 10^{-12}} \right) \right]_{SO} + 1.9997 \times 10^{-06} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.67791 \times 10^{-07}} \right) \right]_{SO_2} - \\
& 2.265679 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.209511837} \right) \right]_{O_2} - 8.443279361 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.780766813} \right) \right]_{N_2} - \\
& 0.10036958 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.009281374} \right) \right]_{Ar} - 0.003171951 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.000293317} \right) \right]_{CO_2} - \\
& 0.001585975 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.000146658} \right) \right]_{H_2O}
\end{aligned} \right] \\
& \left( \tilde{\varepsilon}_{ch}^0 \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = 56927.84 \frac{kJ}{kmol_{comb}}
\end{aligned}$$

### Corrección de la exergía química para la temperatura del medio ambiente diferente a la de referencia

Para realizar la corrección de la exergía química, Kotas considera que, si la temperatura ambiente  $T_0$  es diferente a la temperatura estándar  $T^0$ , se requiere hacer una corrección sobre el valor de la exergía química (Kotas, 2012). La cual se realiza con la siguiente expresión

$$\left( \tilde{\varepsilon}_{ch,0} \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = \left( \tilde{\varepsilon}_{ch}^0 \right) \left( \frac{T^0}{T_0} \right) - \Delta \tilde{h}^0 \left( \frac{T_0 - T^0}{T_0} \right) \quad (5.7)$$

donde, la temperatura del estado estándar de referencia es de 25°C y la del medio ambiente es de 1617.5 K,  $\Delta\tilde{h}_0$  es el cambio en la entalpía molar de la mezcla de gases y se determina con la siguiente expresión

$$\Delta\tilde{h}_0 = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 + (\tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm}) \right] - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 + (\tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm}) \right] \quad (5.8)$$

debido a que la reacción es en el estado de referencia, tanto en los reactivos como en los productos, la ecuación (5.8), se puede expresar como

$$\Delta\tilde{h}_0 = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298}^0 \right] - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298}^0 \right] \quad (5.9)$$

Sustituyendo los valores correspondientes del cambio de la entalpía de formación de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001) en la ecuación (5.9), se tiene el valor del cambio de la entalpía molar de los gases

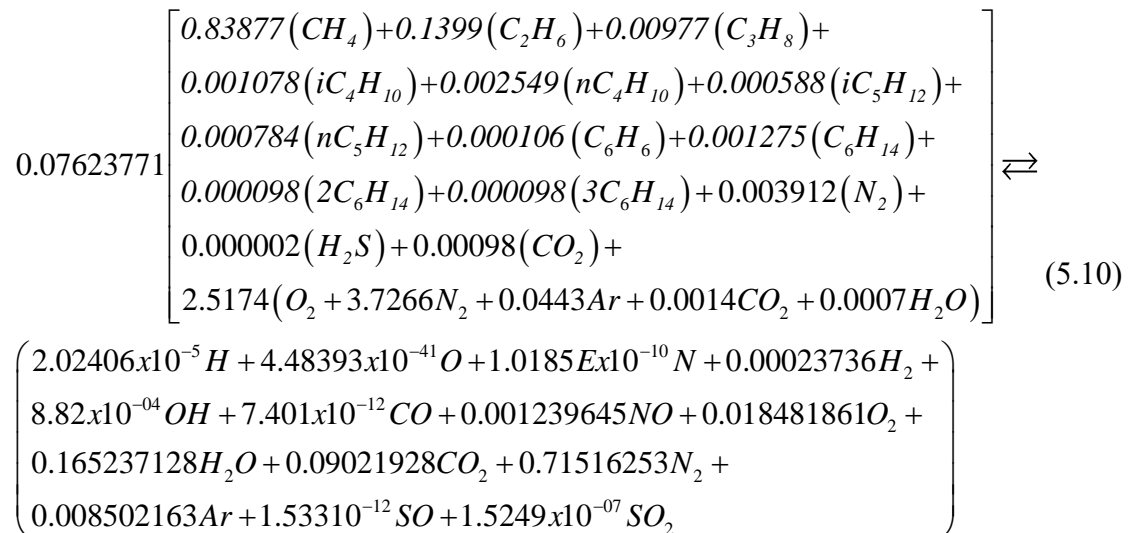
$$\Delta\tilde{h}_0 = -955447.622 \frac{kJ}{kmol_{comb}}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (5.7), se tiene la exergía química de la zona de recirculación

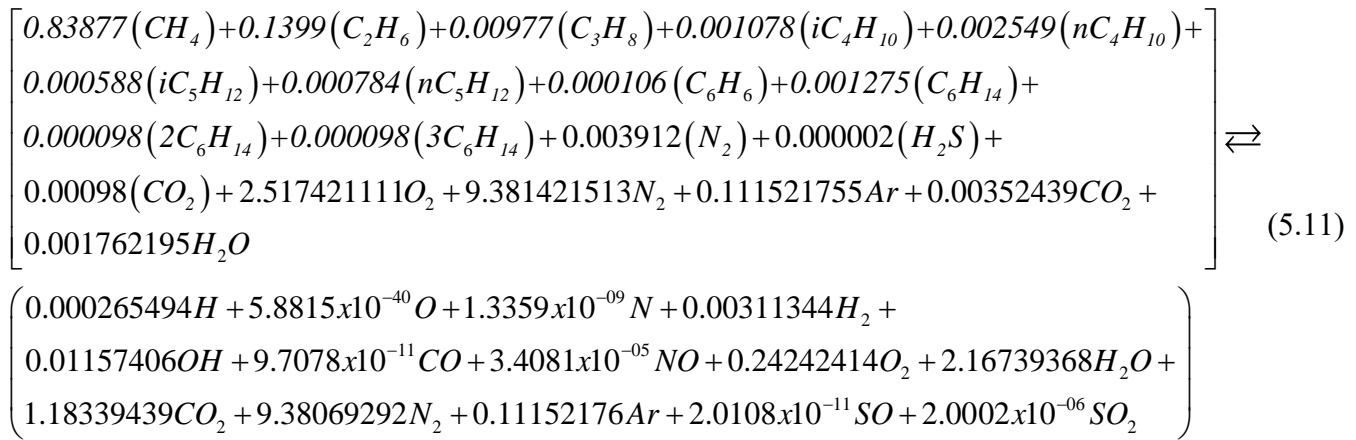
$$\left( \tilde{\varepsilon}_{ch,0} \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = (56927.84) \left( \frac{298.15}{1617.5} \right) + 955447.62 \left( \frac{1617.5 - 298.15}{1617.5} \right) = 789825.57 \frac{kJ}{kmol_{comb}}$$

### Exergía química de la zona Primaria

La reacción de combustión para una temperatura promedio de 1617.5 K y una relación de equivalencia de 0.9, como se consideró en la zona primaria del capítulo 4, se muestra en la siguiente expresión. En la siguiente expresión se muestran los moles de los reactivos y las fracciones molares de los componentes en los productos, esta reacción se obtiene con el método utilizado en el capítulo 3.



y para la reacción de combustión para un mol de combustible, los reactivos y los productos se expresan en moles



El dispositivo reversible para determinar la exergía química del gas natural en la zona de recirculación (Fig. 5.3), es una caja de equilibrio de Van't Hoff que se compone de compresores y expansores necesarios para tratar la reacción del gas natural como reversible. Los reactivos, se suministran en la caja de equilibrio y los productos de los gases de combustión salen de ella en el estado ambiental de referencia, ( $P^0$ ,  $T^0$ ), de 25 °C y 1.013 bar, cada componente se separa mediante membranas semipermeables, el trabajo neto de la caja de equilibrio es

$$- \left[ \begin{array}{l}
0.83877(\Delta\tilde{G}^0)_{CH_4} + 0.1399(\Delta\tilde{G}^0)_{C_2H_6} + 0.00977(\Delta\tilde{G}^0)_{C_3H_8} + 0.001078(\Delta\tilde{G}^0)_{iC_4H_{10}} + \\
0.002549(\Delta\tilde{G}^0)_{nC_4H_{10}} + 0.000588(\Delta\tilde{G}^0)_{iC_5H_{12}} + 0.000784(\Delta\tilde{G}^0)_{nC_5H_{12}} + 0.000106(\Delta\tilde{G}^0)_{C_6H_6} + \\
0.001275(\Delta\tilde{G}^0)_{C_6H_{14}} + 0.000098(\Delta\tilde{G}^0)_{2C_6H_{14}} + 0.000098(\Delta\tilde{G}^0)_{3C_6H_{14}} + 0.003912(\Delta\tilde{G}^0)_{N_2} + \\
0.000002(\Delta\tilde{G}^0)_{H_2S} + 0.00098(\Delta\tilde{G}^0)_{CO_2}
\end{array} \right]$$

En los compresores, la compresión de los componentes del aire es isotérmica y reversible, éstos se suministran a la caja de equilibrio; y en los expansores, la expansión es isotérmica y reversible, los expansores descargan los gases de la combustión de forma reversible a la atmósfera, cada componente del aire y de los gases de combustión se separan mediante membranas semipermeables. El trabajo suministrado al compresor por mol de gas natural proporcionado por el expansor, como se muestra en la Figura 5.3. El trabajo de estas máquinas se combina con la salida de trabajo de la caja de equilibrio. La producción neta de trabajo de estos procesos reversibles por mol de gas natural es igual a la exergía química molar del gas natural. En este caso se considera que la reacción se lleva a cabo a 25 °C y más adelante se hace la corrección de la temperatura.

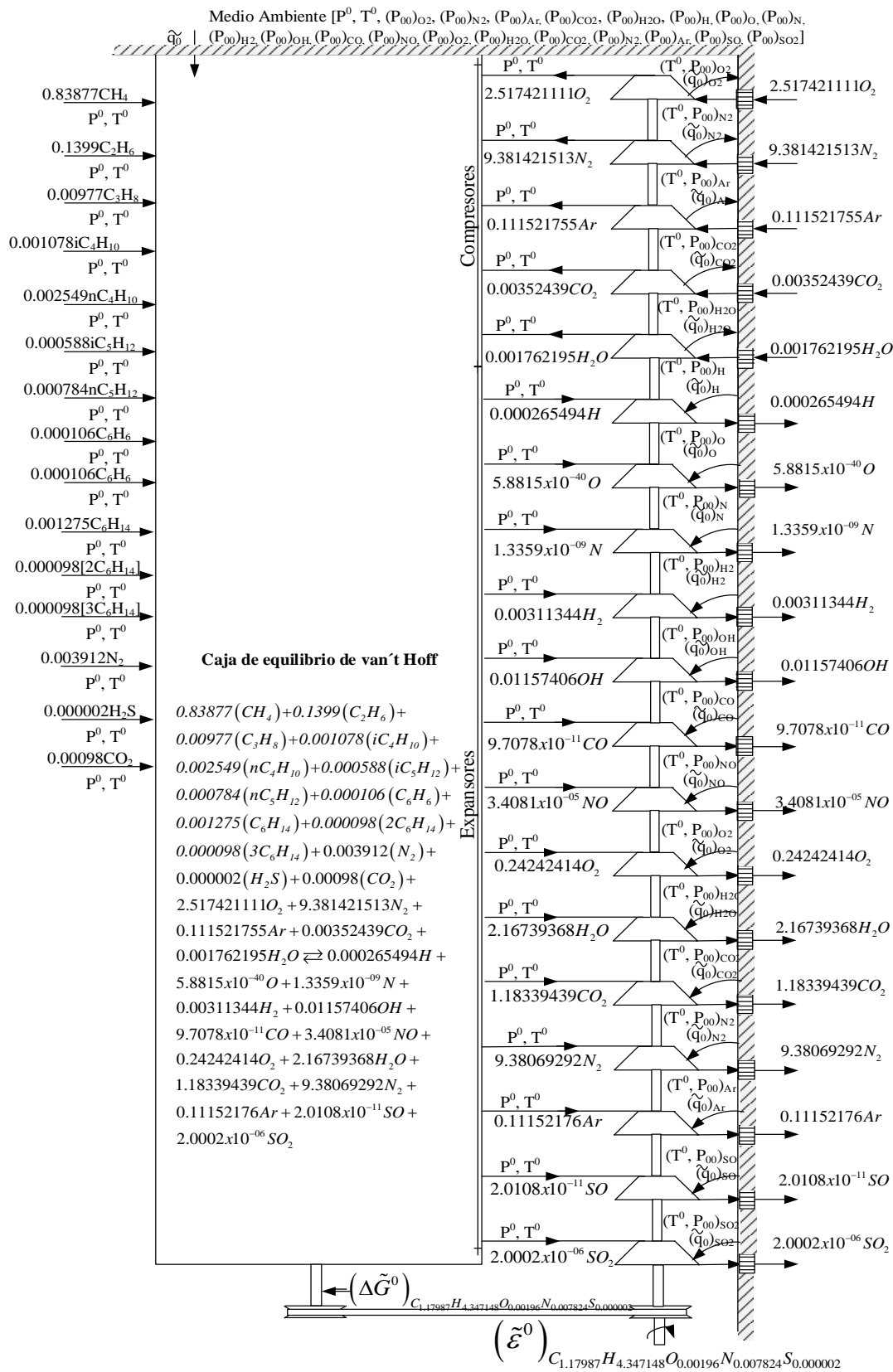


Figura 5.3 Caja de equilibrio de van't Hoff.



Debido a que la composición del gas natural es una mezcla de gases, la exergía química en el estado estándar de referencia del gas natural se puede determinar con la ecuación (5.6), en la cual:

- $i$  es el componente de la mezcla en los reactivos o productos de la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.11)
- $\chi_i = n_i/n_{total}$ , es la fracción molar por componente tanto en los productos como en el aire de los reactivos. En la cual  $n_i$  son los moles de cada componente de los gases de combustión y del aire de la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.11).
- $(n_{total\ aire})_{react} = \sum n_i$ , los moles totales del aire, es la suma de todos los moles de cada componente del aire por mol de combustible de la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.11), en este caso  $(n_{total\ aire})_{react} = 12.02\ kmol_{aire}$ .
- $(n_{total})_{prod} = \sum n_i$ , los moles totales de los gases de combustión, es la suma de todos los moles de cada componente de los gases de combustión por mol de combustible de la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.11), en este caso,  $(n_{total})_{prod} = 13.10\ kmol_{prod}$ .

Entonces, considerando los moles de la ecuación (5.11) para determinar las fracciones molares de cada componente para un mol de combustible de la reacción de combustión del gas natural. Y sustituyendo los valores correspondientes de las fracciones molares y del cambio en la energía de Gibbs de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), en la ecuación (5.6), se determina la exergía química del gas natural para la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.11) el cual considera una relación de equivalencia de 0.9.

$$\begin{aligned}
& \left( \tilde{\varepsilon}_{ch}^0 \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = \\
& - \left[ \begin{aligned}
& 0.83877(-50450)_{CH_4} + 0.1399(-31860)_{C_2H_6} + 0.00977(-24290)_{C_3H_8} + 0.001078(-21440)_{iC_4H_{10}} + \\
& 0.002549(-16570)_{nC_4H_{10}} + 0.000588(-13860)_{iC_5H_{12}} + 0.000784(-8650)_{nC_5H_{12}} + \\
& 0.000106(129750)_{C_6H_6} + 0.001275(150)_{C_6H_{14}} + 0.000098(-5140)_{2C_6H_{14}} + 0.000098(-3200)_{3C_6H_{14}} + \\
& 0.003912(0)_{N_2} + 0.000002(-33430)_{H_2S} + 0.00098(-394380)_{CO_2}
\end{aligned} \right] + \\
& 8.314(298.15) \left[ \begin{aligned}
& 0.000265494 \left[ \ln \left( \frac{1}{2.02661 \times 10^{-05}} \right) \right]_H + 5.8815 \times 10^{-40} \left[ \ln \left( \frac{1}{4.49 \times 10^{-41}} \right) \right]_O + \\
& 1.3359 \times 10^{-09} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.02 \times 10^{-10}} \right) \right]_N + 0.00311344 \left[ \ln \left( \frac{1}{2.38 \times 10^{-04}} \right) \right]_{H_2} + \\
& 0.01157406 \left[ \ln \left( \frac{1}{8.83 \times 10^{-04}} \right) \right]_{OH} + 9.7078 \times 10^{-11} \left[ \ln \left( \frac{1}{7.41 \times 10^{-12}} \right) \right]_{CO} + \\
& 3.4081 \times 10^{-05} \left[ \ln \left( \frac{1}{2.60 \times 10^{-06}} \right) \right]_{NO} + 0.24242414 \left[ \ln \left( \frac{1}{1.85 \times 10^{-02}} \right) \right]_{O_2} + \\
& 2.16739368 \left[ \ln \left( \frac{1}{1.65 \times 10^{-01}} \right) \right]_{H_2O} + 1.18339439 \left[ \ln \left( \frac{1}{9.03 \times 10^{-02}} \right) \right]_{CO_2} + \\
& 9.38069292 \left[ \ln \left( \frac{1}{7.16 \times 10^{-01}} \right) \right]_{N_2} + 0.11152176 \left[ \ln \left( \frac{1}{8.51 \times 10^{-03}} \right) \right]_{Ar} + \\
& 2.0108 \times 10^{-11} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.53 \times 10^{-12}} \right) \right]_{SO} + 2.0002 \times 10^{-06} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.53 \times 10^{-07}} \right) \right]_{SO_2} - \\
& 2.517421111 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.209511837} \right) \right]_{O_2} - 9.381421513 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.780766813} \right) \right]_{N_2} - \\
& 0.111521755 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.009281374} \right) \right]_{Ar} - 0.00352439 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.000293317} \right) \right]_{CO_2} - \\
& 0.001762195 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.000146658} \right) \right]_{H_2O}
\end{aligned} \right] \\
& \left( \tilde{\varepsilon}_{ch}^0 \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = 56617.50 \frac{kJ}{kmol_{comb}}
\end{aligned}$$

### Corrección de la exergía química para la temperatura del medio ambiente diferente a la de referencia

Para realizar la corrección de la exergía química, Kotas considera que, si la temperatura ambiente  $T_0$  es diferente a la temperatura estándar  $T^0$ , se requiere una corrección sobre el valor de la exergía química (Kotas, 2012). La cual se realiza con la ecuación (5.7), donde la temperatura del estado estándar de referencia es de 25°C y la del medio ambiente es de 1617.5 K,  $\Delta \tilde{h}_0$  es el cambio en la entalpía de la mezcla de gases y se determina con la ecuación 5.12, es decir

$$\Delta \tilde{h}_0 = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right) \right]_i - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right) \right]_i \quad (5.12)$$

debido a que la reacción es en el estado de referencia, tanto en los reactivos como en los productos, la ecuación (5.12), se puede expresar como

$$\Delta \tilde{h}_0 = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 \right]_i - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 \right]_i \quad (5.13)$$

Sustituyendo los valores correspondientes del cambio de la entalpía de formación de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001) en la ecuación (5.13), se tiene

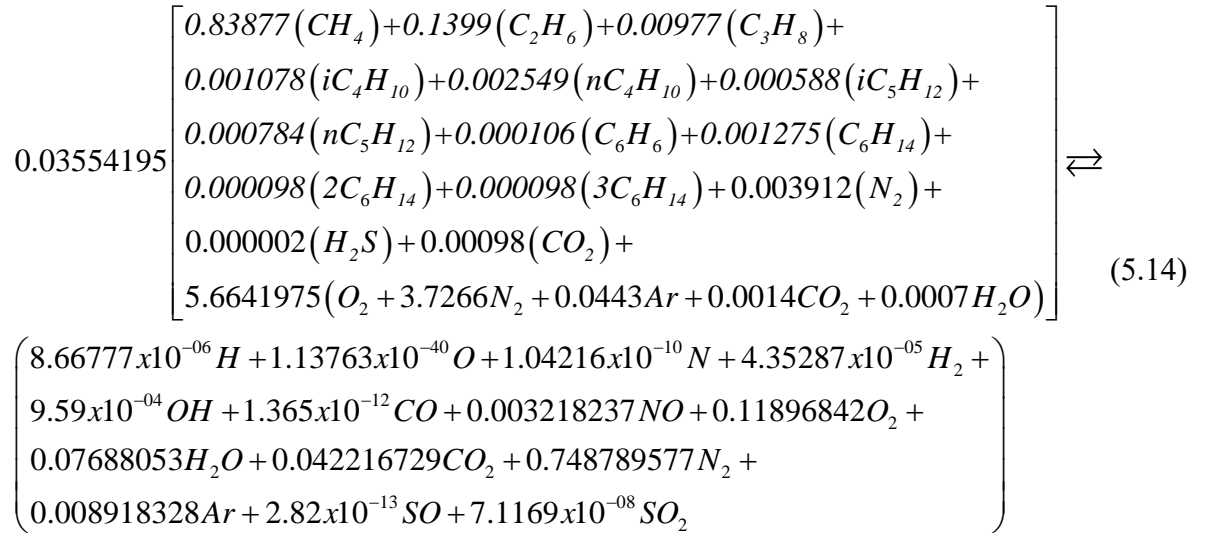
$$\Delta \tilde{h}_0 = -931678.683 \frac{kJ}{kmol_{comb}}$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene la exergía química de la zona primaria

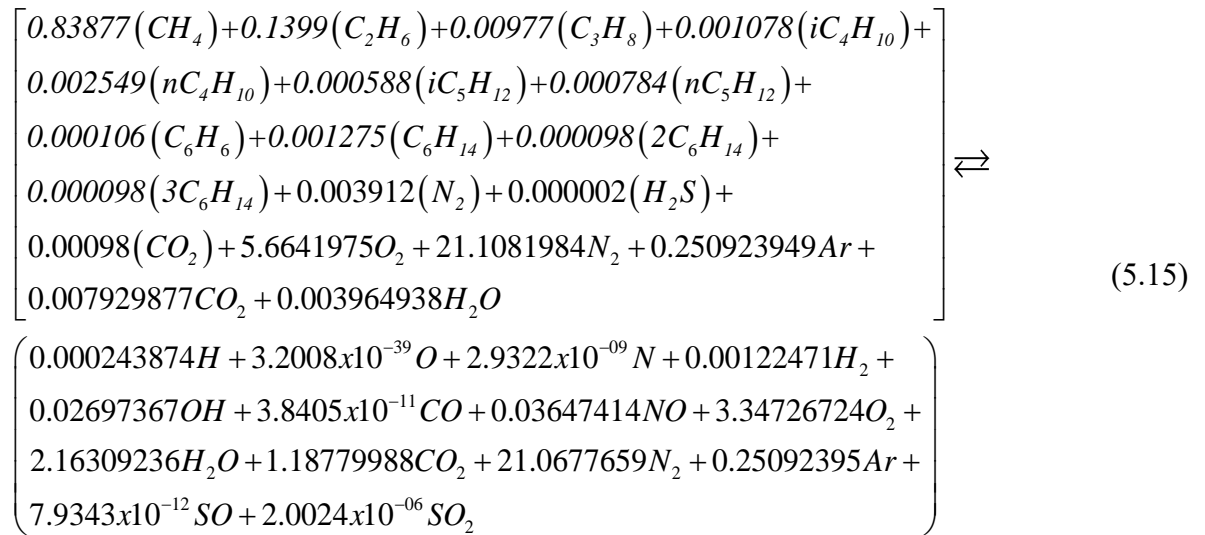
$$\left( \tilde{\epsilon}_{ch,0} \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = (56617.50) \left( \frac{298.15}{1617.5} \right) + -931678.683 \left( \frac{1617.5 - 298.15}{1617.5} \right) = 770380.70 \frac{kJ}{kmol_{comb}}$$

### Exergía química de la zona secundaria y de dilución

La reacción de combustión para una temperatura promedio de 1617.5 K y una relación de equivalencia de 0.4, como se consideró en la zona secundaria y de dilución del capítulo 4, se muestra en la siguiente ecuación. Ésta muestra los moles de los reactivos y las fracciones molares de los componentes en los productos, esta reacción se obtiene con el método utilizado en el capítulo 3.



y la reacción de combustión para un mol de combustible de gas natural para los reactivos y los productos, se expresan en moles, y se expresa como



El dispositivo reversible para determinar la exergía química del gas natural en la zona de recirculación (Fig. 5.4), es una caja de equilibrio de Van't Hoff. Los reactivos, se suministran en la caja de equilibrio y los productos de los gases de combustión salen de ella en el estado ambiental de referencia, ( $P^0$ ,  $T^0$ ), de 25 °C y 1.013 bar, cada componente se separa mediante membranas semipermeables, el trabajo neto de la caja de equilibrio es:

$$\left[ \begin{array}{l}
0.83877(\Delta\tilde{G}^0)_{CH_4} + 0.1399(\Delta\tilde{G}^0)_{C_2H_6} + 0.00977(\Delta\tilde{G}^0)_{C_3H_8} + \\
0.001078(\Delta\tilde{G}^0)_{iC_4H_{10}} + 0.002549(\Delta\tilde{G}^0)_{nC_4H_{10}} + 0.000588(\Delta\tilde{G}^0)_{iC_5H_{12}} + \\
- 0.000784(\Delta\tilde{G}^0)_{nC_5H_{12}} + 0.000106(\Delta\tilde{G}^0)_{C_6H_6} + 0.001275(\Delta\tilde{G}^0)_{C_6H_{14}} + \\
0.000098(\Delta\tilde{G}^0)_{2C_6H_{14}} + 0.000098(\Delta\tilde{G}^0)_{3C_6H_{14}} + 0.003912(\Delta\tilde{G}^0)_{N_2} + \\
0.000002(\Delta\tilde{G}^0)_{H_2S} + 0.00098(\Delta\tilde{G}^0)_{CO_2}
\end{array} \right]$$

En los compresores, la compresión de los componentes del aire es isotérmica y reversible, éstos se suministran a la caja de equilibrio; y en los expansores, la expansión es isotérmica y reversible, los expansores descargan los gases de la combustión de forma reversible a la atmósfera; cada componente del aire y de los gases de combustión es separado mediante membranas semipermeables. El trabajo suministrado al compresor por mol de gas natural proporcionado por el expansor, como se muestra en la Figura 5.4. El trabajo de estas máquinas se combina con la salida de trabajo de la caja de equilibrio. La producción neta de trabajo de estos procesos reversibles por mol de gas natural es igual a la exergía química molar del gas natural. En este caso se considera que la reacción se lleva a cabo a 25 °C y más adelante se hace la corrección de la temperatura.

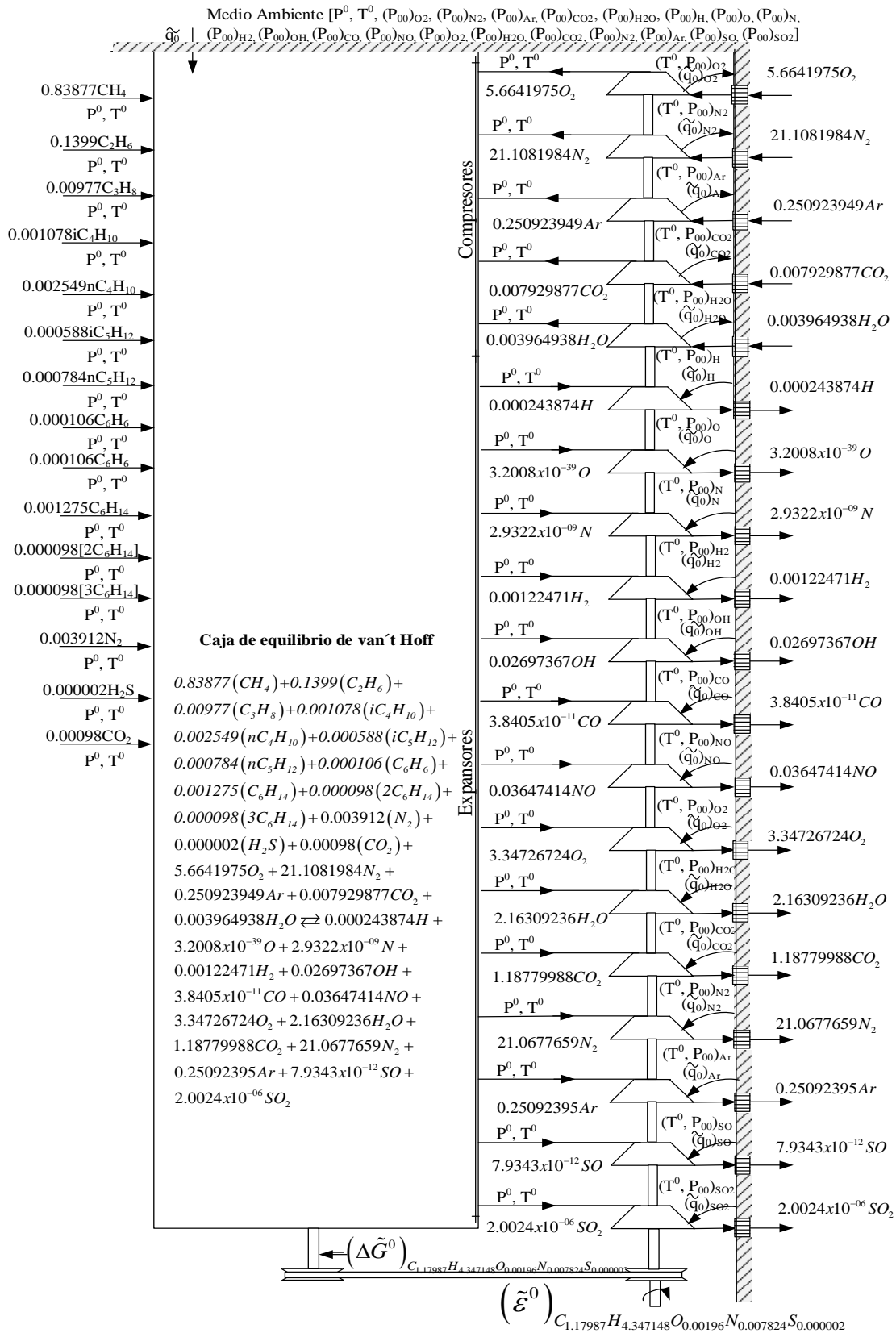


Figura 5.4 Caja de equilibrio de van't Hoff.

Debido a que la composición del gas natural es una mezcla de gases, la exergía química en el estado estándar de referencia del gas natural se puede determinar con la ecuación (5.6), en la cual:

- $i$  es el componente de la mezcla en los reactivos o productos de la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.15)
- $\chi_i = n_i/n_{total}$ , es la fracción molar por componente tanto en los productos como en el aire de los reactivos. En la cual  $n_i$  son los moles de cada componente de los gases de combustión y del aire de la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.15).
- $(n_{total\ aire})_{react} = \sum n_i$ , los moles totales del aire, es la suma de todos los moles de cada componente del aire por mol de combustible de la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.15), en este caso  $(n_{total\ aire})_{react} = 27.04\ kmol_{aire}$ .
- $(n_{total})_{prod} = \sum n_i$ , los moles totales de los gases de combustión, es la suma de todos los moles de cada componente de los gases de combustión por mol de combustible de la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.15), en este caso,  $(n_{total})_{prod} = 28.08\ kmol_{prod}$ .

Entonces, considerando los moles de la ecuación (5.15) para determinar las fracciones molares de cada componente para un mol de combustible de la reacción de combustión del gas natural. Sustituyendo los valores correspondientes de las fracciones molares y del cambio en la energía de Gibbs de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), en la ecuación (5.6), se determina la exergía química del gas natural para la reacción de combustión del gas natural de la ecuación (5.15) el cual considera una relación de equivalencia de 0.4.

$$\begin{aligned}
& \left( \tilde{\varepsilon}_{ch}^0 \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = \\
& - \left[ \begin{aligned}
& 0.83877(-50450)_{CH_4} + 0.1399(-31860)_{C_2H_6} + 0.00977(-24290)_{C_3H_8} + \\
& 0.001078(-21440)_{iC_4H_{10}} + 0.002549(-16570)_{nC_4H_{10}} + 0.000588(-13860)_{iC_5H_{12}} + \\
& 0.000784(-8650)_{nC_5H_{12}} + 0.000106(129750)_{C_6H_6} + 0.001275(150)_{C_6H_{14}} + \\
& 0.000098(-5140)_{2C_6H_{14}} + 0.000098(-3200)_{3C_6H_{14}} + 0.003912(0)_{N_2} + \\
& 0.000002(-33430)_{H_2S} + 0.00098(-394380)_{CO_2}
\end{aligned} \right] + \\
& 8.314(298.15) \left[ \begin{aligned}
& 0.000243874 \left[ \ln \left( \frac{1}{8.68 \times 10^{-06}} \right) \right]_H + 3.2008 \times 10^{-39} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.14 \times 10^{-40}} \right) \right]_O + \\
& 2.9322 \times 10^{-09} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.04 \times 10^{-10}} \right) \right]_N + 0.00122471 \left[ \ln \left( \frac{1}{4.36 \times 10^{-05}} \right) \right]_{H_2} + \\
& 0.02697367 \left[ \ln \left( \frac{1}{9.61 \times 10^{-04}} \right) \right]_{OH} + 3.8405 \times 10^{-11} \left[ \ln \left( \frac{1}{1.37 \times 10^{-12}} \right) \right]_{CO} + \\
& 0.03647414 \left[ \ln \left( \frac{1}{1.30 \times 10^{-03}} \right) \right]_{NO} + 3.34726724 \left[ \ln \left( \frac{1}{1.19 \times 10^{-01}} \right) \right]_{O_2} + \\
& 2.16309236 \left[ \ln \left( \frac{1}{7.70 \times 10^{-02}} \right) \right]_{H_2O} + 1.18779988 \left[ \ln \left( \frac{1}{4.23 \times 10^{-02}} \right) \right]_{CO_2} + \\
& 21.0677659 \left[ \ln \left( \frac{1}{7.50 \times 10^{-01}} \right) \right]_{N_2} + 0.25092395 \left[ \ln \left( \frac{1}{8.94 \times 10^{-03}} \right) \right]_{Ar} + \\
& 7.9343 \times 10^{-12} \left[ \ln \left( \frac{1}{2.83 \times 10^{-13}} \right) \right]_{SO} + 2.0024 \times 10^{-06} \left[ \ln \left( \frac{1}{7.13 \times 10^{-08}} \right) \right]_{SO_2} - \\
& 5.6641975 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.209511837} \right) \right]_{O_2} - 21.1081984 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.780766813} \right) \right]_{N_2} - \\
& 0.250923949 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.009281374} \right) \right]_{Ar} - 0.007929877 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.000293317} \right) \right]_{CO_2} - \\
& 0.003964938 \left[ \ln \left( \frac{1}{0.000146658} \right) \right]_{H_2O}
\end{aligned} \right] \\
& \left( \tilde{\varepsilon}_{ch}^0 \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = 55182.21 \frac{kJ}{kmol_{comb}}
\end{aligned}$$

### Corrección de la exergía química para temperatura del medio ambiente diferente a la de referencia.

Para realizar la corrección de la exergía química, Kotas considera que, si la temperatura ambiente  $T_0$  es diferente a la temperatura estándar  $T^0$ , se requiere una corrección sobre el valor de la exergía química (Kotas, 2012). La cual se realiza con la ecuación (5.7), donde la temperatura del estado estándar de referencia es de 25°C y la del medio ambiente es de 1617.5 K,  $\Delta \tilde{h}_0$  es el cambio en la entalpía de la mezcla de gases y se determina con la ecuación 5.16, es decir

$$\Delta \tilde{h}_0 = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right) \right] - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right) \right] \quad (5.16)$$

debido a que la reacción es en el estado de referencia tanto en los reactivos como en los productos, la ecuación (5.16), se puede expresar como

$$\Delta \tilde{h}_0 = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 \right] - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta \tilde{h}_{f,298,i}^0 \right] \quad (5.17)$$

Sustituyendo los valores correspondientes del cambio en la entalpía de formación de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), se tiene que

$$\Delta \tilde{h}_0 = -916658.2128 \frac{kJ}{kmol_{comb}} \quad (5.18)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (5.7), se tiene la siguiente ecuación

$$\left( \tilde{\epsilon}_{ch,0} \right)_{C_{1.17987}H_{4.347148}O_{0.00196}N_{0.007824}S_{0.000002}} = (55182.20) \left( \frac{298.15}{1617.5} \right) + 916658.2128 \left( \frac{1617.5 - 298.15}{1617.5} \right) = 757864.35 \frac{kJ}{kmol_{comb}}$$

La Figura 5.5 muestra a la exergía química molar de la combustión del gas natural en cada zona de la cámara de combustión tipo anular. También, muestra las relaciones de equivalencia que intervienen en la cámara de combustión. Se tiene que la máxima energía disponible, se encuentra en la zona de recirculación, debido a que en esa zona se realiza la combustión. En las otras zonas, se muestra la reducción de esa energía disponible debido al efecto del aire de enfriamiento. También, se exhibe que, con respecto a la relación de equivalencia de 1, la exergía química para la relación de equivalencia de 0.9 y 0.4 disminuye 2.5 % y 4 %, respectivamente. Al disminuir la relación de equivalencia hay un mayor exceso de aire ocasionando que no todo el combustible reaccione con el aire por lo que la energía máxima disponible del combustible disminuye.

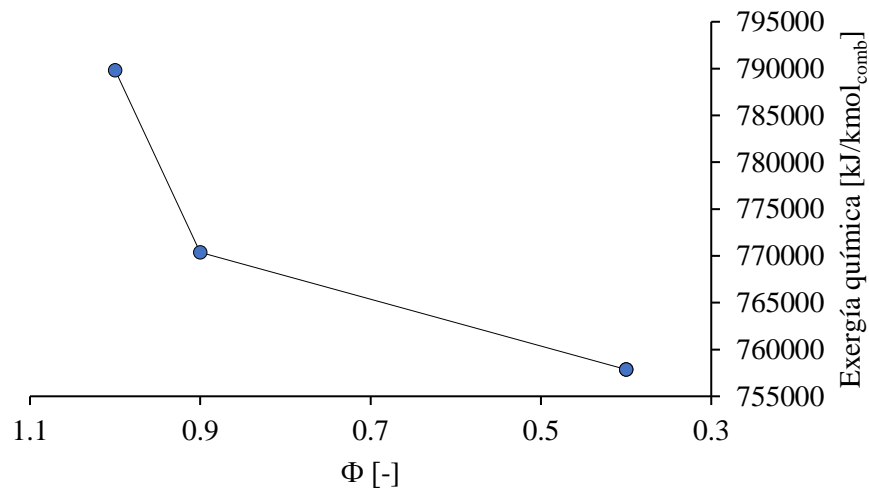


Figura 5.5 Exergía química molar de la combustión del gas natural que interviene en cada zona de la cámara de combustión tipo anular.

Dividiendo la exergía química molar sobre la masa molar de los gases de combustión, se tiene la exergía química por unidad de masa. La exergía química del combustible de las zonas  $\Phi = 1$ ,  $\Phi = 0.9$  y  $\Phi = 0.4$  son:



42255.38 kJ/kg<sub>comb</sub>, 41215.09 kJ/kg<sub>comb</sub> y 40545.47 kJ/kg<sub>comb</sub>, respectivamente. En la Figura 5.6 se muestra el comportamiento de la exergía química por unidad de masa del combustible a lo largo de la cámara de combustión, que corresponde a una relación de equivalencias de 0.4, 0.9 y 1. También, se muestra que, con respecto a la relación de equivalencia de 1, la exergía química para la relación de equivalencia de 0.9 y 0.4 disminuye 2.5 % y 4 %. Al disminuir la relación de equivalencia, hay un mayor exceso de aire, ocasionando que no todo el combustible reaccione con el aire, por lo que la energía máxima disponible del combustible disminuye.

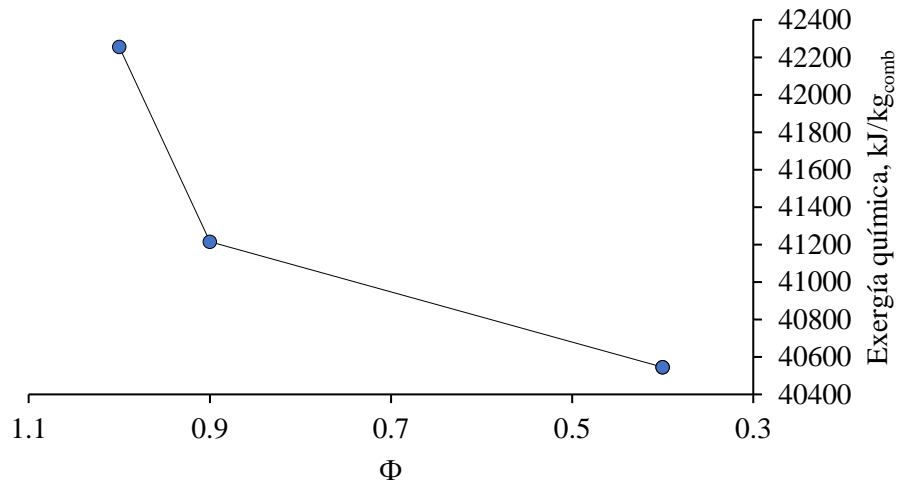


Figura 5.6 Comportamiento de la exergía química de la composición del gas natural por unidad de masa a lo largo de la cámara de combustión.

### 5.1.2 Exergía química del aire

Para determinar la exergía química del aire en el estado del medio ambiente de 743.352 K y 23.3 bar; primero se debe determinar la exergía química del aire en el estado estándar de referencia, considerando la ecuación de la exergía química para una mezcla de gases.

$$\tilde{\varepsilon}_{\text{aire}}^0 = \sum_i \chi_i \tilde{\varepsilon}_i^0 + \tilde{R}_u T^0 \left\{ \sum_i \left[ \chi_i \ln \left( \frac{1}{\chi_i} \right) \right] \right\} \quad (5.19)$$

La Tabla 5.1 muestra la composición del aire y la exergía química molar de cada componente del aire en el estado estándar de referencia de 25°C y 1.013 bar.

Tabla 5.1 Composición y exergía química del aire.

Aire	$\chi_i$	Exergía química kJ/kmol
Nitrógeno	0.78076705	720
Oxígeno	0.2095119	3970
Argón	0.00928138	11690
Agua	0.00014666	11710
CO <sub>2</sub>	0.00029332	20140

Sustituyendo los valores de la Tabla (5.1) en la ecuación (5.19), la exergía química molar del aire es

$$\begin{aligned} \tilde{\varepsilon}_{aire}^0 = & 0.78076705(720) + 0.2095119(3970) + 0.00928138(11690) + \\ & 0.00014666(11710) + 0.00029332(20140) + \\ & 8.314(298.15) \left\{ \begin{array}{l} \left[ 0.78076705 \ln \left( \frac{1}{0.78076705} \right) \right]_{N_2} + \\ \left[ 0.2095119 \ln \left( \frac{1}{0.2095119} \right) \right]_{O_2} + \\ \left[ 0.00928138 \ln \left( \frac{1}{0.00928138} \right) \right]_{Ar} + \\ \left[ 0.00014666 \ln \left( \frac{1}{0.00014666} \right) \right]_{H_2O} + \\ \left[ 0.00029332 \ln \left( \frac{1}{0.00029332} \right) \right]_{CO_2} \end{array} \right\} = 102.57 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

### Corrección de la exergía química para temperatura del medio ambiente diferente a la de referencia del aire

Para realizar la corrección de la exergía, Kotas considera que, si la temperatura ambiente  $T_0$  es diferente a la temperatura estándar  $T^0$ , se requiere una corrección sobre el valor de la exergía química (Kotas, 2012). La cual se determina con la ecuación (5.7), donde  $\Delta\tilde{h}^0$  es el cambio en la entalpía de la mezcla de gases, y se determina con la siguiente expresión

$$\Delta\tilde{h}_0 = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right) \right] - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 + \left( \tilde{h}_{T,P} - \tilde{h}_{298K,1atm} \right) \right] \quad (5.20)$$

debido a que la reacción es en el estado de referencia tanto en los reactivos como en los productos, la ecuación (5.20), se puede expresar como

$$\Delta\tilde{h}_0 = \sum_{\text{Productos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 \right] - \sum_{\text{Reactivos}} n_i \left[ \Delta\tilde{h}_{f,298,i}^0 \right] \quad (5.21)$$

Sustituyendo los valores correspondientes del cambio en la entalpía de formación de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), se tiene la siguiente tabla del cambio de entalpía de cada componente del aire

Tabla 5.2 Composición y cambio en la entalpía en el estado estándar de referencia por componente del aire.

Aire	$\Delta\tilde{h}^0$ , (kJ/kmol)
Nitrógeno	0
Oxígeno	0
Argón	0
Agua	-241826
CO <sub>2</sub>	-393522

El cambio en la entalpía del aire en el estado estándar de referencia, se determina con la siguiente expresión

$$\Delta\tilde{h}_{0,aire} = \sum_i \chi_i \left( \Delta\tilde{h}_{0,i} \right) \quad (5.22)$$

Considerando la Tabla 5.1 y 5.2, se determina el cambio en la entalpía del aire

$$\Delta \tilde{h}_{0,aire} = 0.78076705(0) + 0.2095119(0) + 0.00928138(0) + 0.00014666(-241810) + 0.00029332(-393510) = -150.89 \frac{kJ}{kmol}$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene la siguiente ecuación

$$(\tilde{\epsilon}_0)_{aire} = (102.57) \left( \frac{298.15}{743.352} \right) + 150.89 \left( \frac{743.352 - 298.15}{743.352} \right) = 131.51 \frac{kJ}{kmol}$$

La exergía química por unidad de masa  $(\epsilon_0)_{aire}$  es de 4.54 kJ/kg.

### Exergía química a la salida de cada zona, debido al mezclado de los gases de combustión con el aire proveniente de los orificios del tubo de flama

### Exergía química debido al mezclado de los gases de combustión con el aire a la salida de la zona de recirculación

Para poder determinar la exergía química de los gases de combustión a la salida de cada zona de la cámara de combustión, se debe considerar que la combustión sólo se realiza en la zona de recirculación con una relación de equivalencia de 1. Considerando la ecuación (5.4), que es la reacción de combustión en moles para una relación de equivalencia de 1. Para los productos de la combustión, se considera que sea una mezcla de gases ideales, donde se debe determinar la exergía química de los gases de combustión en el estado estándar de referencia, considerando la ecuación de la exergía química para una mezcla de gases.

$$\tilde{\epsilon}_{gc}^0 = \sum_i \chi_i \tilde{\epsilon}_i^0 + \tilde{R}_u T^0 \left\{ \sum_i [\chi_i \ln(\chi_i)]_i \right\} \quad (5.23)$$

La Tabla 5.3 muestra los componentes de los gases de combustión, la masa molar, la fracción molar y el producto de la fracción molar con la masa molar para una relación de equivalencia de 1, que se presenta en la zona de recirculación, en el estado estándar de referencia de 25°C y 1.013 bar del componente  $i$ .

Tabla 5.3 Componentes de los gases de combustión, la masa molar y fracción molar para una relación de equivalencia de 1.

$\Phi = 1$			
Gases de combustión	$MM$ (kg/kmol)	$\chi_i$	$\chi_i MM$ (kg/kmol)
H	1.00797	5.08E-05	5.12E-05
O	15.9994	7.79E-42	0.00000000
N	14.008	1.01E-10	0.00000000
H <sub>2</sub>	2.016	1.50E-03	0.00301675
OH	17.007	3.85E-04	0.00654356
CO	28.01	4.69E-11	0.00000000
NO	30.006	1.54E-06	0.00004609
O <sub>2</sub>	32	5.57E-04	0.01783689
H <sub>2</sub> O	18.016	1.81E-01	3.25886827
CO <sub>2</sub>	44.01	9.93E-02	4.36873315
N <sub>2</sub>	28.016	7.09E-01	19.86146151
Ar	39.948	8.42E-03	0.33643499
SO	48.06	9.71E-12	0.00000000
SO <sub>2</sub>	64.06	1.68E-07	0.00001075
Total			27.85300318

La suma del producto de la fracción molar y la masa molar de cada sustancia de los gases de combustión de la Tabla 5.3, es la masa molar de los gases de combustión; entonces, la masa molar de los gases de combustión es de 27.85 kg/kmol para una relación de equivalencia de 1.

La Tabla 5.4 muestra la exergía química en el estado estándar de referencia  $\tilde{\varepsilon}^0$ , el producto de la fracción molar por componente que se muestra en la Tabla (5.4) con la exergía química y el logaritmo natural de la fracción molar.

Tabla 5.4. Componentes para determinar la exergía química de los gases de combustión a la salida de la zona de recirculación.

Componentes de la exergía química molar de la mezcla				
$\Phi = 1$				
Gases de combustión	$\chi_i$	$\tilde{\varepsilon}^0$ (kJ/kmol)	$\chi_i \tilde{\varepsilon}^0$ (kJ/kmol)	$\chi_i \ln \chi_i$
H	5.08E-05	322410	1.64E+01	-5.03E-04
O	7.79E-42	232110	1.81E-36	-7.37E-40
N	1.01E-10	0	0.00E+00	-2.33E-09
H <sub>2</sub>	1.50E-03	238490	3.57E+02	-9.73E-03
OH	3.85E-04	275541.8135	1.06E+02	-3.03E-03
CO	4.69E-11	275430	1.29E-05	-1.12E-09
NO	1.54E-06	89040	1.37E-01	-2.06E-05
O <sub>2</sub>	5.57E-04	3970	2.21E+00	-4.18E-03
H <sub>2</sub> O	1.81E-01	11710	2.12E+03	-3.09E-01
CO <sub>2</sub>	9.93E-02	20140	2.00E+03	-2.29E-01
N <sub>2</sub>	7.09E-01	720	5.10E+02	-2.44E-01
Ar	8.42E-03	11690	9.85E+01	-4.02E-02
SO	9.71E-12	413811.8135	4.02E-06	-2.46E-10
SO <sub>2</sub>	1.68E-07	303500	5.09E-02	-2.62E-06
Total			5207.99	-0.84

Sustituyendo los valores de la Tabla 5.4 en la ecuación (5.23), se tiene que la exergía química molar de los gases de combustión,  $\tilde{\varepsilon}_{gc}^0$ , en el estado estándar de referencia, y es de 3125.39 kJ/kmol.

### Corrección de la exergía química para temperatura del medio ambiente diferente a la de referencia de los gases de combustión.

Para realizar la corrección de la exergía, Kotas considera que, si la temperatura ambiente  $T_0$  es diferente a la temperatura estándar  $T^0$ , se requiere una corrección sobre el valor de la exergía química (Kotas, 2012). La cual se realiza con la expresión (5.23), donde  $\Delta \tilde{h}_{gc,ZR}^0$  es el cambio en la entalpía de la mezcla de gases a la salida de la zona de recirculación, y se determina con la siguiente ecuación

$$\Delta \tilde{h}_{gc,ZR}^0 = \sum_i \chi_i (\Delta \tilde{h}_i^0) \quad (5.24)$$

La Tabla 5.5 muestra los valores correspondientes del cambio en la entalpía de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), y el producto de la fracción molar y el cambio de entalpía de cada sustancia.

Tabla 5.5 Gases de combustión, cambio de entalpía en el estado estándar de referencia y el producto de la fracción molar y el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de la composición de los gases de combustión.

Gases de combustión	$\chi_i$	$\Delta \tilde{h}_i^0$	$\chi_i \Delta \tilde{h}_i^0$
---------------------	----------	------------------------	-------------------------------

		(kJ/kmol)	(kJ/kmol)
H	5.08E-05	217999	1.11E+01
O	7.79E-42	249173	1.94E-36
N	1.01E-10	472683	4.79E-05
H <sub>2</sub>	1.50E-03	0	0.00E+00
OH	3.85E-04	38987	1.50E+01
CO	4.69E-11	-110527	-5.18E-06
NO	1.54E-06	90291	1.39E-01
O <sub>2</sub>	5.57E-04	0	0.00E+00
H <sub>2</sub> O	1.81E-01	-241826	-4.37E+04
CO <sub>2</sub>	9.93E-02	-393522	-3.91E+04
N <sub>2</sub>	7.09E-01	0	0.00E+00
Ar	8.42E-03	0	0.00E+00
SO	9.71E-12	5007	4.86E-08
SO <sub>2</sub>	1.68E-07	-296842	-4.98E-02
Total			-82780.8

La suma del producto de la fracción molar y el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de la composición de los gases (Tabla 5.5), es el cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia de los gases de combustión a la salida de la zona de recirculación, ésta es de -82780.8 kJ/kmol. Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene el valor de la exergía química molar de la zona de recirculación

$$\left(\tilde{\epsilon}_{ch,0}\right)_{gc,ZR} = (3125.39) \left(\frac{298.15}{2046.49}\right) + 82780.80 \left(\frac{2046.49 - 298.15}{2046.49}\right) = 71175.91 \frac{kJ}{kmol}$$

La exergía química por unidad de masa, es la exergía química molar entre el *MM*, en este caso el *MM* de los gases de combustión para una relación de equivalencia de 1 es de 27.85 kg/kmol, la exergía química de los gases de combustión a la salida de la zona de recirculación es de 2555.41 kJ/kg.

### **Exergía química debido al mezclado de los gases de combustión a la salida de la zona Primaria, secundaria y de dilución**

La exergía química de los gases de combustión a la salida de las zonas, primaria, secundaria y de dilución, es la exergía química debido al mezclado del aire que proviene de los orificios del tubo de flama o cámara interna de la cámara de combustión con los gases que provienen de la zona de recirculación. Para determinar la exergía química de la mezcla de aire y gases de combustión, es necesario determinar las fracciones molares de la mezcla aire-gases, para ello, se considera que se conocen los moles de los gases de combustión, éstos son los moles para una combustión con una relación de equivalencia de 1, la combustión que se realiza en la zona de recirculación, estos moles se toman de la ecuación (5.4), y a estos moles se le adicionan los moles del aire que proviene de los orificios del tubo de flama de la zona primaria, secundaria y de dilución. Debido a que no se conocen los moles de aire que deben adicionarse a los gases de combustión de las zonas mencionadas, se considera que los moles de aire de los reactivos de las ecuaciones: (5.10) para la zona primaria; (5.16) para las zonas secundarias y de dilución. Las ecuaciones (5.10) y (5.16) son reacciones de combustión para relaciones de equivalencia de 0.9 y 0.4, se toman los moles de aire de estas reacciones de combustión, debido a que, estas reacciones consideran el parámetro de la relación de equivalencia, en este parámetro va contenido el aire que se suministra en cada zona de la cámara de combustión que se estudia, y como se muestra en la Figura 3.4 se puede saber el exceso de aire que se suministra. Ahora, la forma en que se suministran los moles de aire en los gases de combustión en cada zona es la siguiente:

- Primaria: (los moles de aire de la ecuación (5.10) con una relación de equivalencia de 0.9) + (los moles de los gases de combustión de la zona de recirculación).
- Secundaria: (los moles de aire de la ecuación (5.16) con una relación de equivalencia de 0.4) + (moles de aire de la ecuación (5.10) con una relación de equivalencia de 0.9) + (los moles de los gases de combustión de la zona de recirculación).
- Dilución: (los moles de aire de la ecuación (5.16) con una relación de equivalencia de 0.4) + (los moles de aire de la ecuación (5.16) con una relación de equivalencia de 0.4) + (moles de aire de la ecuación (5.10) con una relación de equivalencia de 0.9) + (los moles de los gases de combustión de la zona de recirculación).

Si, se divide los moles de cada componente sobre los moles totales, se tiene la fracción molar por componente de los gases de combustión, como se muestra en la Tabla 5.6. La Tabla 5.6 muestra la composición, los moles, los moles totales y la fracción molar de la mezcla aire – gases de combustión que sale de cada zona de la cámara de combustión.

Tabla 5.6. Composición, moles, moles totales y la fracción molar de la mezcla aire – gases de combustión que sale de cada zona de la cámara de combustión.

Zona primaria			Zona secundaria			Zona de dilución		
Gases de combustión	$n_i$ mol	$\chi_i$	Gases de combustión	$n_i$ mol	$\chi_i$	Gases de combustión	$n_i$ mol	$\chi_i$
O <sub>2</sub>	2.52E+0	1.05E-01	O <sub>2</sub>	5.66E+0	1.11E-01	O <sub>2</sub>	5.66E+00	7.26E-02
N <sub>2</sub>	9.38E+0	3.92E-01	N <sub>2</sub>	2.11E+01	4.14E-01	N <sub>2</sub>	2.11E+01	2.71E-01
Ar	1.12E-01	4.66E-03	Ar	2.51E-01	4.92E-03	Ar	2.51E-01	3.22E-03
CO <sub>2</sub>	3.52E-03	1.47E-04	CO <sub>2</sub>	7.93E-03	1.56E-04	CO <sub>2</sub>	7.93E-03	1.02E-04
H <sub>2</sub> O	1.76E-03	7.36E-05	H <sub>2</sub> O	3.96E-03	7.78E-05	H <sub>2</sub> O	3.96E-03	5.08E-05
H	6.06E-04	2.53E-05	O <sub>2</sub>	2.52E+0	4.94E-02	O <sub>2</sub>	5.66E+00	7.26E-02
O	9.28E-41	3.88E-42	N <sub>2</sub>	9.38E+0	1.84E-01	N <sub>2</sub>	2.11E+01	2.71E-01
N	1.21E-09	5.05E-11	Ar	1.12E-01	2.19E-03	Ar	2.51E-01	3.22E-03
H <sub>2</sub>	1.78E-02	7.45E-04	CO <sub>2</sub>	3.52E-03	6.91E-05	CO <sub>2</sub>	7.93E-03	1.02E-04
OH	4.59E-03	1.92E-04	H <sub>2</sub> O	1.76E-03	3.46E-05	H <sub>2</sub> O	3.96E-03	5.08E-05
CO	5.59E-10	2.34E-11	H	6.06E-04	1.19E-05	O <sub>2</sub>	2.52E+00	3.23E-02
NO	1.83E-05	7.65E-07	O	9.28E-41	1.82E-42	N <sub>2</sub>	9.38E+00	1.20E-01
O <sub>2</sub>	6.64E-03	2.78E-04	N	1.21E-09	2.37E-11	Ar	1.12E-01	1.43E-03
H <sub>2</sub> O	2.16E+0	9.01E-02	H <sub>2</sub>	1.78E-02	3.50E-04	CO <sub>2</sub>	3.52E-03	4.52E-05
CO <sub>2</sub>	1.18E+0	4.94E-02	OH	4.59E-03	9.00E-05	H <sub>2</sub> O	1.76E-03	2.26E-05
N <sub>2</sub>	8.45E+0	3.53E-01	CO	5.59E-10	1.10E-11	H	6.06E-04	7.77E-06
Ar	1.00E-01	4.19E-03	NO	1.83E-05	3.59E-07	O	9.28E-41	1.19E-42
SO	1.16E-10	4.84E-12	O <sub>2</sub>	6.64E-03	1.30E-04	N	1.21E-09	1.55E-11
SO <sub>2</sub>	2.00E-06	8.36E-08	H <sub>2</sub> O	2.16E+0	4.23E-02	H <sub>2</sub>	1.78E-02	2.29E-04
Moles totales	23.9		CO <sub>2</sub>	1.18E+0	2.32E-02	OH	4.59E-03	5.88E-05
			N <sub>2</sub>	8.45E+0	1.66E-01	CO	5.59E-10	7.16E-12
			Ar	1.00E-01	1.97E-03	NO	1.83E-05	2.35E-07
			SO	1.16E-10	2.27E-12	O <sub>2</sub>	6.64E-03	8.52E-05
			SO <sub>2</sub>	2.00E-06	3.92E-08	H <sub>2</sub> O	2.16E+00	2.76E-02

Moles totales	51		CO <sub>2</sub>	1.18E+00	1.52E-02
			N <sub>2</sub>	8.45E+00	1.08E-01
			Ar	1.00E-01	1.29E-03
			SO	1.16E-10	1.48E-12
			SO <sub>2</sub>	2.00E-06	2.56E-08
			Moles totales	78	

### Exergía química de la mezcla aire- gases de combustión a la salida de la zona primaria

Conociendo la fracción molar de cada componente de la mezcla aire-gases de combustión a la salida de la zona primaria de la cámara de combustión, es posible determinar los valores de la Tabla 5.7. La Tabla 5.7 muestra para una temperatura de 298.15 K la masa molar, el producto de la fracción molar con la masa molar, la exergía química en el estado de referencia, el producto de la fracción molar con la exergía química en el estado de referencia y el producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar.

Tabla 5.7. Masa molar, producto de la fracción molar y la masa molar, exergía química molar en el estado de referencia, producto de la fracción molar con la exergía química molar en el estado de referencia y producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar.

Gases de combustión	$MM_i$ (kg/kmol)	$\chi_i MM_i$ (kg/kmol)	$\tilde{e}_{ch}^0$ kJ/kmol	$\chi_i \tilde{e}_{ch}^0$ kJ/kmol	$\chi_i \ln(\chi_i)$
O <sub>2</sub>	32	3.37E+00	3970	4.18E+02	-2.37E-01
N <sub>2</sub>	28.016	1.10E+01	720	2.82E+02	-3.67E-01
Ar	39.948	1.86E-01	11690	54.471	-2.50E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	6.48E-03	20140	2.966	-1.30E-03
H <sub>2</sub> O	18.016	1.33E-03	11710	0.86219	-7.01E-04
H	1.00797	2.55E-05	322410	8.160	-2.68E-04
O	15.9994	6.20E-41	232110	9.00129E-37	-3.70E-40
N	14.008	7.07E-10	0	0	-1.20E-09
H <sub>2</sub>	2.016	1.50E-03	238490	177.708942	-5.37E-03
OH	17.007	3.26E-03	275541.8	52.79159851	-1.64E-03
CO	28.01	6.54E-10	275430	6.43184E-06	-5.72E-10
NO	30.006	2.30E-05	89040	0.0681	-1.08E-05
O <sub>2</sub>	32	8.88E-03	3970	1.1019	-2.27E-03
H <sub>2</sub> O	18.016	1.62E+00	11710	1054.766	-2.17E-01
CO <sub>2</sub>	44.01	2.18E+00	20140	9.96E+02	-1.49E-01
N <sub>2</sub>	28.016	9.89E+00	720	254.172	-3.68E-01
Ar	39.948	1.68E-01	11690	49.024	-2.30E-02
SO	48.06	2.32E-10	413811.8	2.00171E-06	-1.26E-10
SO <sub>2</sub>	64.06	5.35E-06	303500	0.02536	-1.36E-06
Total				3351.45	-1.40

Considerando la Tabla 5.7 y la ecuación (5.23), se determina la exergía química molar en el estado de referencia de la mezcla de gases que sale de la zona primaria, y tiene un valor de -110.37 kJ/kmol; el signo negativo se debe a que se determina en el estado de referencia, pero la temperatura del ambiente a la salida de la zona de recirculación es de 1988.56 K, entonces se debe aplicar la corrección de la temperatura para corregir el signo negativo.

### Exergía química corregida a la salida de la zona de primaria de la mezcla de gases-aire

Para realizar la corrección de la exergía, Kotas considera que, si la temperatura ambiente  $T_0$  es diferente a la temperatura estándar  $T^0$ , se requiere una corrección sobre el valor de la exergía química (Kotas, 2012). La cual se realiza con la expresión (5.7), donde  $\Delta\tilde{h}_{gc,ZPri}^0$  es el cambio en la entalpía de la mezcla de gases a la salida de la zona de primaria, y se determina con la siguiente ecuación

$$\Delta\tilde{h}_{gc,ZPri}^0 = \sum_i \chi_i \left( \Delta\tilde{h}_i^0 \right) \quad (5.25)$$

La Tabla 5.8 muestra los valores correspondientes del cambio en la entalpía de formación de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), se tiene la siguiente tabla del cambio de entalpía de cada componente de los gases de combustión, y el producto de la fracción molar y el cambio de entalpía de cada sustancia.

Tabla 5.8. Cambio de entalpía en el estado estándar de referencia y producto de la fracción molar con el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de la composición de los gases de combustión.

Gases de combustión	$\chi_i$	$\Delta\tilde{h}_i^0$ (kJ/kmol)	$\chi_i \Delta\tilde{h}_i^0$ (kJ/kmol)
O <sub>2</sub>		0	0
N <sub>2</sub>		0	0
Ar		0	0
CO <sub>2</sub>		-393522	-57.94922694
H <sub>2</sub> O		-241826	-17.80539557
H		-217999	-5.517450216
O		249173	9.663E-37
N		472683	2.38707E-05
H <sub>2</sub>		0	0
OH		38987	7.469596083
CO		-110527	-2.58102E-06
NO		90291	0.069066818
O <sub>2</sub>		0	0
H <sub>2</sub> O		-241826	-21782.22024
CO <sub>2</sub>		-393522	-19451.9832
N <sub>2</sub>		0	0
Ar		0	0.00E+00
SO		5007	2.42201E-08
SO <sub>2</sub>		-296842	-2.48E-02
Total			41307.96

La suma del producto de la fracción molar con el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de los componentes de los gases de combustión (Tabla 5.8), es el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de los gases de combustión a la salida de la zona primaria, y es de -41307.96 kJ/kmol.

Entonces, sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (5.7), se tiene el valor de la exergía química molar de la zona primaria

$$\left( \tilde{\epsilon}_{ch,0} \right)_{gc,ZPri} = (-110.37) \left( \frac{298.15}{1988.56} \right) + 41307.96 \left( \frac{1988.56 - 298.15}{1988.56} \right) = 35098.02 \frac{kJ}{kmol}$$



La exergía química molar por unidad de masa, es el cociente de la exergía química molar y la masa molar de 28.41 kg/kmol de la mezcla de gases de combustión-aire, la exergía química de los gases a la salida de la zona primaria es de 1235.36 kJ/kg.

### Exergía química de la mezcla a la salida de la zona secundaria

Conociendo la fracción molar de cada componente de la mezcla aire-gases de combustión a la salida de la zona secundaria de la cámara de combustión (Tabla 5.6), es posible determinar los valores de la Tabla 5.9. La Tabla 5.9 muestra para una temperatura de 298.15 K la masa molar, el producto de la fracción molar con la masa molar, la exergía química molar en el estado de referencia, el producto de la fracción molar con la exergía química molar en el estado de referencia y el producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar.

Tabla 5.9 Masa molar, producto de la fracción molar y la masa molar, exergía química molar en el estado de referencia, producto de la fracción molar con la exergía química molar en el estado de referencia y el producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar.

Gases de combustión	$MM$ (kg/kmol)	$\chi_i MM$ (kg/kmol)	$\tilde{\epsilon}_{ch}^0$ kJ/kmol	$\chi_i \tilde{\epsilon}_{ch}^0$ kJ/kmol	$\chi_i \ln(\chi_i)$
O <sub>2</sub>	32	3.5561914	3970	4.41E+02	-2.44E-01
N <sub>2</sub>	28.016	11.6025662	720	2.98E+02	-3.65E-01
Ar	39.948	0.1966681	11690	5.76E+01	-2.62E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	0.0068472	20140	3.13E+00	-1.36E-03
H <sub>2</sub> O	18.016	0.0014015	11710	9.11E-01	-7.36E-04
O <sub>2</sub>	32	1.5805295	3970	1.96E+02	-1.49E-01
N <sub>2</sub>	28.016	5.1566961	720	1.33E+02	-3.12E-01
Ar	39.948	0.0874080	11690	2.56E+01	-1.34E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	0.0030432	20140	1.39E+00	-6.62E-04
H <sub>2</sub> O	18.016	0.0006229	11710	4.05E-01	-3.55E-04
H	1.00797	0.0000120	322410	3.83E+00	-1.35E-04
O	15.9994	0.0000000	232110	4.23E-37	-1.75E-40
N	14.008	0.0000000	0	0.00E+00	-5.80E-10
H <sub>2</sub>	2.016	0.0007054	238490	8.34E+01	-2.78E-03
OH	17.007	0.0015301	275541.8	2.48E+01	-8.38E-04
CO	28.01	0.0000000	275430	3.02E-06	-2.77E-10
NO	30.006	0.0000108	89040	3.20E-02	-5.33E-06
O <sub>2</sub>	32	0.0041707	3970	5.17E-01	-1.17E-03
H <sub>2</sub> O	18.016	0.7620081	11710	4.95E+02	-1.34E-01
CO <sub>2</sub>	44.01	1.0215233	20140	4.67E+02	-8.73E-02
N <sub>2</sub>	28.016	4.6441256	720	1.19E+02	-2.98E-01
Ar	39.948	0.0786672	11690	2.30E+01	-1.23E-02
SO	48.06	0.0000000	413811.81	9.40E-07	-6.09E-11
SO <sub>2</sub>	64.06	0.0000025	303500	1.19E-02	-6.69E-07
Total				2374.72	-1.65

Considerando la Tabla 5.9 y la ecuación (5.23), se determina la exergía química en el estado de referencia de la mezcla de gases que sale de la zona secundaria, y es de -1711.02 kJ/kmol, el signo negativo se debe a que se determina en el estado de referencia, pero la temperatura del ambiente a la salida de la zona de secundaria es de 1735.93 K, entonces se debe aplicar la corrección de la temperatura para corregir el signo negativo.

### Exergía química corregida a la salida de la zona de secundaria de la mezcla de gases-aire

Kotas considera que, si la temperatura ambiente  $T_0$  es diferente a la temperatura estándar  $T^0$ , se requiere una corrección sobre el valor de la exergía química (Kotas, 2012). La cual se realiza con la expresión (5.7), donde  $\Delta\tilde{h}_{gc,ZPri}^0$  es el cambio en la entalpía de la mezcla de gases a la salida de la zona secundaria, y se determina con la siguiente expresión

$$\Delta\tilde{h}_{gc,ZPri}^0 = \sum_i \chi_i (\Delta\tilde{h}_i^0) \quad (5.26)$$

La Tabla 5.10 muestra los valores correspondientes del cambio en la entalpía de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), se tiene la siguiente tabla del cambio de entalpía de cada componente de los gases de combustión, y el producto de la fracción molar y el cambio de entalpía de cada sustancia.

Tabla 5.10. Cambio de entalpía en el estado estándar de referencia y producto de la fracción molar con el cambio de entalpía en el estado estándar de referencia de la composición de los gases de combustión.

Gases de combustión	$\Delta\tilde{h}_i^0$ (kJ/kmol)	$\chi_i\Delta\tilde{h}_i^0$ (kJ/kmol)
O <sub>2</sub>	0	0
N <sub>2</sub>	0	0
Ar	0	0
CO <sub>2</sub>	-393522	-61.2254801
H <sub>2</sub> O	-241826	-18.81205238
O <sub>2</sub>	0	0
N <sub>2</sub>	0	0
Ar	0	0
CO <sub>2</sub>	-393522	-2.72E+01
H <sub>2</sub> O	-241826	-8.360912168
H	-217999	-2.59083919
O	249173	4.53747E-37
N	472683	1.1209E-05
H <sub>2</sub>	0	0
OH	38987	3.507511895
CO	-110527	-1.21198E-06
NO	90291	0.032431832
O <sub>2</sub>	0	0
H <sub>2</sub> O	-241826	-10228.317
CO <sub>2</sub>	-393522	-9134.103333
N <sub>2</sub>	0	0
Ar	0	0
SO	5007	1.13731E-08
SO <sub>2</sub>	-296842	-0.011646244
Total		19477.09

La suma del producto de la fracción molar con el cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia de la composición de los gases (Tabla 5.10), es el cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia de los gases de combustión a la salida de la zona secundaria, y es de -19477.09 kJ/kmol.

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene la siguiente ecuación

$$(\tilde{\epsilon}_{ch,0})_{gc,ZPri} = (-1711.02) \left( \frac{298.15}{1735.93} \right) + 19477.09 \left( \frac{1735.93 - 298.15}{1735.93} \right) = 15838 \frac{kJ}{kmol}$$

La exergía química molar por unidad de masa, es el cociente de la exergía química molar y la masa molar de 28.70 kg/kmol de la mezcla de gases de combustión-aire, la exergía química de los gases a la salida de la zona secundaria es de 551.76 kJ/kg.

### Exergía química de la mezcla a la salida de la zona de dilución

Conociendo la fracción molar de cada componente de la mezcla aire-gases de combustión a la salida de la zona dilución de la cámara de combustión, es posible determinar los valores de la Tabla 5.11. La Tabla 5.11 muestra la masa molar, el producto de la fracción molar con la masa molar, la exergía química molar en el estado de referencia, el producto de la fracción molar con la exergía química molar en el estado de referencia y el producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar.

Tabla 5.11 Masa molar, el producto de la fracción molar con la masa molar, exergía química molar en el estado de referencia, el producto de la fracción molar con la exergía química molar en el estado de referencia y el producto de la fracción molar con el logaritmo natural de la fracción molar.

Gases de combustión	$MM_i$ (kg/kmol)	$\chi_i MM$ (kg/kmol)	$\tilde{\varepsilon}_{ch}^0$ (kJ/kmol)	$\chi_i \tilde{\varepsilon}_{ch}^0$ (kJ/kmol)	$\chi_i \ln(\chi_i)$
O <sub>2</sub>	32	2.32E+0	3.97E+03	2.88E+02	-1.90E-01
N <sub>2</sub>	28.016	7.58E+0	7.20E+02	1.95E+02	-3.54E-01
Ar	39.948	1.29E-01	1.17E+04	3.76E+01	-1.85E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	4.47E-03	2.01E+04	2.05E+0	-9.35E-04
H <sub>2</sub> O	18.016	9.16E-04	1.17E+04	5.95E-01	-5.03E-04
O <sub>2</sub>	32	2.32E+0	3.97E+03	2.88E+02	-1.90E-01
N <sub>2</sub>	28.016	7.58E+0	7.20E+02	1.95E+02	-3.54E-01
Ar	39.948	1.29E-01	1.17E+04	3.76E+01	-1.85E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	4.47E-03	2.01E+04	2.05E+0	-9.35E-04
H <sub>2</sub> O	18.016	9.16E-04	1.17E+04	5.95E-01	-5.03E-04
O <sub>2</sub>	32	1.03E+0	3.97E+03	1.28E+02	-1.11E-01
N <sub>2</sub>	28.016	3.37E+0	7.20E+02	8.66E+01	-2.55E-01
Ar	39.948	5.71E-02	1.17E+04	1.67E+01	-9.36E-03
CO <sub>2</sub>	44.01	1.99E-03	2.01E+04	9.10E-01	-4.52E-04
H <sub>2</sub> O	18.016	4.07E-04	1.17E+04	2.65E-01	-2.42E-04
H	1.00797	7.83E-06	3.22E+05	2.50E+0	-9.14E-05
O	15.9994	1.90E-41	2.32E+05	2.76E-37	-1.15E-40
N	14.008	2.17E-10	0.00E+0	0.00E+0	-3.86E-10
H <sub>2</sub>	2.016	4.61E-04	2.38E+05	5.45E+01	-1.92E-03
OH	17.007	1.00E-03	2.76E+05	1.62E+01	-5.73E-04
CO	28.01	2.01E-10	2.75E+05	1.97E-06	-1.84E-10
NO	30.006	7.04E-06	8.90E+04	2.09E-02	-3.58E-06
O <sub>2</sub>	32	2.73E-03	3.97E+03	3.38E-01	-7.98E-04
H <sub>2</sub> O	18.016	4.98E-01	1.17E+04	3.24E+02	-9.92E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	6.67E-01	2.01E+04	3.05E+02	-6.35E-02
N <sub>2</sub>	28.016	3.03E+0	7.20E+02	7.80E+01	-2.41E-01
Ar	39.948	5.14E-02	1.17E+04	1.50E+01	-8.56E-03
SO	48.06	7.13E-11	4.14E+05	6.14E-07	-4.04E-11
SO <sub>2</sub>	64.06	1.64E-06	3.04E+05	7.78E-03	-4.48E-07
Total				2080	-1.92

Considerando la Tabla 5.11 y la ecuación (5.23), se determina la exergía química molar en el estado de referencia de la mezcla de gases que sale de la zona de dilución, y es de  $-2682.05$  kJ/kmol, el signo negativo se debe a que se determina en el estado de referencia, pero la temperatura del ambiente a la salida de la zona de dilución es de  $1573.15$  K, por consiguiente, se debe aplicar la corrección de la temperatura para corregir el signo negativo.

### Exergía química corregida a la salida de la zona de dilución de la mezcla de gases-aire

Para realizar la corrección de la exergía química molar, Kotas considera que, si la temperatura ambiente  $T_0$  es diferente a la temperatura estándar  $T^0$ , se requiere una corrección sobre el valor de la exergía química molar (Kotas, 2012). La cual se realiza con la expresión (5.23), donde  $\Delta\tilde{h}_{gc,ZPri}^0$  es el cambio en la entalpía molar de la mezcla de gases a la salida de la zona de dilución, y se determina con la siguiente ecuación

$$\Delta\tilde{h}_{gc,ZPri}^0 = \sum_i \chi_i (\Delta\tilde{h}_i^0) \quad (5.27)$$

La Tabla 5.12 muestra los valores correspondientes del cambio en la entalpía de formación de la Tabla sección B de (Prausnitz y col., 2001), se tiene la siguiente tabla del cambio de entalpía molar de cada componente de los gases de combustión, y el producto de la fracción molar con el cambio de entalpía molar de cada sustancia.

Tabla 5.12. Cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia y producto de la fracción molar con el cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia de la composición de los gases de combustión.

Gases de combustión	$\Delta\tilde{h}_i^0$ (kJ/kmol)	$\chi_i\Delta\tilde{h}_i^0$ (kJ/kmol)
O <sub>2</sub>	0	0
N <sub>2</sub>	0	0
Ar	0	0
CO <sub>2</sub>	-393522	-40.00545812
H <sub>2</sub> O	-241826	-12.29201915
O <sub>2</sub>	0	0
N <sub>2</sub>	0	0
Ar	0	0
CO <sub>2</sub>	-393522	-40.00545812
H <sub>2</sub> O	-241826	-12.29201915
O <sub>2</sub>	0	0
N <sub>2</sub>	0	0
Ar	0	0
CO <sub>2</sub>	-393522	-17.78020361
H <sub>2</sub> O	-241826	-5.46311962
H	-217999	-1.692885193
O	249173	2.96484E-37
N	472683	7.32411E-06
H <sub>2</sub>	0	0
OH	38987	2.29185006
CO	-110527	-7.9192E-07
NO	90291	0.021191345
O <sub>2</sub>	0	0
H <sub>2</sub> O	-241826	-6683.304185
CO <sub>2</sub>	-393522	-5968.331939

N <sub>2</sub>	0	0
Ar	0	0
SO	5007	7.43131E-09
SO <sub>2</sub>	-296842	-0.007609795
Total		12778.86

La suma del producto de la fracción molar con el cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia de la composición de los gases (Tabla 5.12), es el cambio de entalpía molar en el estado estándar de referencia de los gases de combustión a la salida de la zona de dilución, y es de -12778.86 kJ/kmol.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (5.7), el valor de la exergía química molar de la zona primaria es

$$(\tilde{\varepsilon}_{ch,0})_{gc,ZPri} = (-2682.05) \left( \frac{298.15}{1573.15} \right) + 12778.86 \left( \frac{1573.15 - 298.15}{1573.15} \right) = 9848.64 \frac{kJ}{kmol}$$

La exergía química molar por unidad de masa, es el cociente de la exergía química molar y la masa molar de 28.79 kg/kmol de la mezcla de gases de combustión-aire, la exergía química de los gases a la salida de la zona de dilución es de 342.03 kJ/kg.

## 5.2 Exergía Física

Como se mencionó en el capítulo 3, la exergía física es igual a la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener, cuando la corriente de sustancia se lleva desde su estado inicial al estado ambiental definido por P<sub>0</sub> y T<sub>0</sub>, para procesos físicos que implican sólo interacción térmica con el medio ambiente. Se define con la ecuación (3.138) del capítulo 3. La Figura 5.1 muestra las temperaturas, eficiencias de combustión, relación de equivalencia y el volumen de control de cada zona que se estudia de la cámara de combustión tipo anular. Para la exergía física, el estado de referencia, el medio ambiente y estado muerto se encuentra a 25 °C y 1.013 bar. Otro parámetro que se debe determinar es la constante universal de los gases de combustión, y se determina como sigue

$$R_{gc} = \sum_i \chi_i \left( \frac{\tilde{R}_u}{MM_i} \right) \quad (5.28)$$

Con la ecuación (5.28) se determina el constante particular del gas de cada componente, R<sub>i</sub>. En la Tabla 5.13 presenta la composición de los gases de combustión, la masa molar y la fracción molar, la constante particular y el producto de la fracción molar y la constante particular de los gases de combustión la salida de la zona de recirculación.

Tabla 5.13 Componentes de los gases de combustión, la fracción molar y constante particular de los gases de combustión por componente para la zona de recirculación.

Φ = 1				
Gases de combustión	MM kg/kmol	χ <sub>i</sub>	R <sub>i</sub> (kJ/kgK)	χ <sub>i</sub> R <sub>i</sub> (kJ/kgK)
H	1.00797	5.08E-05	8.248261357	4.19E-01
O	15.9994	7.79E-42	0.519644487	4.05E-39
N	14.008	1.01E-10	0.59351799	6.02E-08
H <sub>2</sub>	2.016	1.50E-03	4.124007937	6.17E+0
OH	17.007	3.85E-04	0.488857529	1.88E-01
CO	28.01	4.69E-11	0.296822563	1.39E-08
NO	30.006	1.54E-06	0.277077918	4.26E-04

O <sub>2</sub>	32	5.57E-04	0.2598125	1.45E-01
H <sub>2</sub> O	18.016	1.81E-01	0.461478686	8.35E+01
CO <sub>2</sub>	44.01	9.93E-02	0.188911611	1.88E+01
N <sub>2</sub>	28.016	7.09E-01	0.296758995	2.10E+02
Ar	39.948	8.42E-03	0.208120557	1.75E+0
SO	48.06	9.71E-12	0.172992093	1.68E-09
SO <sub>2</sub>	64.06	1.68E-07	0.129784577	2.18E-05
Total				0.32128

La suma de las constantes particulares,  $\chi_i R_i$ , es el constante particular de los gases de combustión, como muestra la última columna de la Tabla (5.13). Entonces, para la zona a la salida de zona de recirculación, la constante particular de los gases de combustión es  $R_{gc,ZR}$ , es 0.32128 kJ/kgK.

### Calor específico a presión constante de los gases de combustión

Otro de los parámetros que se deben determinar, es el calor específico a presión constante de los gases de combustión,  $c_{P,gc}$ , la cual, se determina con la siguiente ecuación

$$c_{P,gc} = \sum_i \frac{\chi_i}{MM_i} (\tilde{c}_{P,i}) \quad (5.29)$$

Donde  $\chi_i$  y  $\tilde{c}_{P,i}$ , es la fracción molar y calor específico molar a presión constante de cada componente de los gases de combustión, respectivamente. El  $c_{P,i}$ , de cada componente se determina a partir del siguiente polinomio

$$c_{P,i} = \chi_i \left( \frac{\tilde{R}_u}{MM_i} \right) (a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4) \quad (5.30)$$

Sustituyendo los valores correspondientes de la Tabla 5.13 y de la Tabla sección C de (Prausnitz y col., 2001), en el polinomio (5.30), se tiene la Tabla (5.14) de calores específicos a presión constante de cada componente, para los gases de combustión a la salida de la zona de recirculación para una temperatura de 2046.4877 K.

Tabla 5.14 Calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona de recirculación.

Gases de combustión	$a_0$	$a_1$ ( $\times 10^3$ )	$a_2$ ( $\times 10^5$ )	$a_3$ ( $\times 10^8$ )	$a_4$ ( $\times 10^{11}$ )	$c_{P,gc}$ (kJ/kgK)
H	3.648	-1.392	0.389	-0.326	0.11	3.54E-03
O	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	3.00E-41
N	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	-3.67E-11
H <sub>2</sub>	2.883	3.681	-0.772	0.692	-0.213	2.09E-04
OH	2.0128	0.7428	0.5322	-1.151	0.635	7.25E-03
CO	3.912	-3.913	1.182	-1.302	0.515	3.36E-10
NO	4.534	-7.644	2.066	-2.156	0.806	1.36E-05
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	1.07E-03
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	2.63E+00
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	9.51E-01
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	-1.28E-01
Ar	2.5	0	0	0	0	4.38E-03
SO	2.0579	0.017	1.56	0.953	0.789	4.83E-10
SO <sub>2</sub>	4.417	-2.234	2.344	-3.271	1.393	1.35E-06

Los calores específicos a presión constante de cada componente de la Tabla 5.14, es el calor específico a presión constante de los gases de combustión, es decir, el calor específico a presión constante de los gases de combustión a la salida de la zona de recirculación,  $c_{P_{gc,ZR}}$  es 3.4662 kJ/kgK.

Para la **zona primaria**, considerando una temperatura de 1988.56 K, y las fracciones molares de la Tabla 5.6, se obtiene la Tabla 5.15, en la cual, se muestra la composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona primaria.

Tabla 5.15 Composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona primaria.

Gases de combustión	MM (kg/kmol)	$\chi_i$	$R_i$ (kJ/kgK)	$\chi_i R_i$ (kJ/kgK)
O <sub>2</sub>	32.00	1.05E-01	2.60E-01	2.73E-02
N <sub>2</sub>	28.02	3.92E-01	2.97E-01	1.16E-01
Ar	39.95	4.66E-03	2.08E-01	9.70E-04
CO <sub>2</sub>	44.01	1.47E-04	1.89E-01	2.78E-05
H <sub>2</sub> O	18.02	7.36E-05	4.61E-01	3.40E-05
H	1.01	2.53E-05	8.25E+0	2.09E-04
O	16.00	3.88E-42	5.20E-01	2.02E-42
N	14.01	5.05E-11	5.94E-01	3.00E-11
H <sub>2</sub>	2.02	7.45E-04	4.12E+0	3.07E-03
OH	17.01	1.92E-04	4.89E-01	9.37E-05
CO	28.01	2.34E-11	2.97E-01	6.93E-12
NO	30.01	7.65E-07	2.77E-01	2.12E-07
O <sub>2</sub>	32.00	2.78E-04	2.60E-01	7.21E-05
H <sub>2</sub> O	18.02	9.01E-02	4.61E-01	4.16E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	4.94E-02	1.89E-01	9.34E-03
N <sub>2</sub>	28.02	3.53E-01	2.97E-01	1.05E-01
Ar	39.95	4.19E-03	2.08E-01	8.73E-04
SO	48.06	4.84E-12	1.73E-01	8.37E-13
SO <sub>2</sub>	64.06	8.36E-08	1.30E-01	1.08E-08
Total				0.3047

La suma de las constantes particulares de los gases,  $\chi_i R_i$ , es el constante particular de los gases de combustión y el aire. Es decir, para la zona primaria, la constante particular de los gases de combustión y aire es,  $R_{gc,ZPri}$  es 0.3047 kJ/kgK. Considerando el polinomio de la ecuación (5.30) y la Tabla 5.15, se determina la Tabla 5.16, la cual, muestra la composición de los gases de combustión y los calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona primaria.

Tabla 5.16 Composición de los gases de combustión y calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona primaria.

Gases de combustión	$a_0$	$a_1$ ( $\times 10^3$ )	$a_2$ ( $\times 10^5$ )	$a_3$ ( $\times 10^8$ )	$a_4$ ( $\times 10^{11}$ )	$c_{P_{gc}}$ (kJ/kgK)
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	1.86E-01
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	1.88E-02
Ar	2.5	0	0	0	0	2.42E-03
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	1.22E-03
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	9.33E-04
H	3.648	-1.392	0.389	-0.326	0.11	1.63E-03
O	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	1.37E-41

N	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	4.85E-12
H <sub>2</sub>	2.883	3.681	-0.772	0.692	-0.213	2.41E-03
OH	2.0128	0.7428	0.5322	1.151	0.635	2.01E-02
CO	3.912	-3.913	1.182	-1.302	0.515	1.46E-10
NO	4.534	-7.644	2.066	-2.156	0.806	5.83E-06
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	4.91E-04
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	1.14E+00
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	4.09E-01
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	1.69E-02
Ar	2.5	0	0	0	0	2.18E-03
SO	2.0579	0.017	1.56	0.953	0.789	2.19E-10
SO <sub>2</sub>	4.417	-2.234	2.344	-3.271	1.393	5.78E-07
Total						1.80

La suma de los calores específicos a presión constante de los componentes de la última columna de la Tabla 5.16, es el calor específico a presión constante de los gases de combustión, es decir, el calor específico a presión constante de los gases de combustión a la salida de la zona primaria es  $c_{Pgc,ZPri}$  es 1.80 kJ/kgK.

Para la **zona secundaria**, considerando una temperatura de 1735.94 K, y las fracciones molares de la Tabla 5.6, se tiene la Tabla 5.17, en la cual, se muestra la composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona secundaria.

Tabla 5.17 Composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona secundaria.

Gases de combustión	MM (kg/kmol)	$\chi_i$	$R_i$ (kJ/kgK)	$\chi_i R_i$ (kJ/kgK)
O <sub>2</sub>	32	1.11E-01	2.60E-01	2.89E-02
N <sub>2</sub>	28.016	4.14E-01	2.97E-01	1.23E-01
Ar	39.948	4.92E-03	2.08E-01	1.02E-03
CO <sub>2</sub>	44.01	1.56E-04	1.89E-01	2.94E-05
H <sub>2</sub> O	18.016	7.78E-05	4.61E-01	3.59E-05
O <sub>2</sub>	32	4.94E-02	2.60E-01	1.28E-02
N <sub>2</sub>	28.016	1.84E-01	2.97E-01	5.46E-02
Ar	39.948	2.19E-03	2.08E-01	4.55E-04
CO <sub>2</sub>	44.01	6.91E-05	1.89E-01	1.31E-05
H <sub>2</sub> O	18.016	3.46E-05	4.61E-01	1.60E-05
H	1.00797	1.19E-05	8.25E+00	9.80E-05
O	15.9994	1.82E-42	5.20E-01	9.46E-43
N	14.008	2.37E-11	5.94E-01	1.41E-11
H <sub>2</sub>	2.016	3.50E-04	4.12E+00	1.44E-03
OH	17.007	9.00E-05	4.89E-01	4.40E-05
CO	28.01	1.10E-11	2.97E-01	3.25E-12
NO	30.006	3.59E-07	2.77E-01	9.95E-08
O <sub>2</sub>	32	1.30E-04	2.60E-01	3.39E-05
H <sub>2</sub> O	18.016	4.23E-02	4.61E-01	1.95E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	2.32E-02	1.89E-01	4.38E-03
N <sub>2</sub>	28.016	1.66E-01	2.97E-01	4.92E-02
Ar	39.948	1.97E-03	2.08E-01	4.10E-04
SO	48.06	2.27E-12	1.73E-01	3.93E-13
SO <sub>2</sub>	64.06	3.92E-08	1.30E-01	5.09E-09
Total				0.296

La suma de las constantes particulares de cada componente de los gases,  $\chi_i R_i$ , como se muestra en la última columna de la Tabla 5.17, es el constante particular de los gases de combustión. Entonces, para la zona



secundaria, la constante particular de los gases de combustión,  $R_{gc,Sec}$ , es 0.296 kJ/kgK. Considerando el polinomio de la ecuación (5.30) y la Tabla 5.17, se determinan los valores de la Tabla 5.18, la cual, muestra la composición de los gases de combustión y los calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona secundaria.

Tabla 5.18 Composición de los gases de combustión y calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona secundaria.

Gases de combustión	$a_0$	$a_1$ ( $\times 10^3$ )	$a_2$ ( $\times 10^5$ )	$a_3$ ( $\times 10^8$ )	$a_4$ ( $\times 10^{11}$ )	$c_{p,gc}$ (kJ/kgK)
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	1.49E-01
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	3.10E-01
Ar	2.5	0	0	0	0	2.56E-03
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	6.64E-04
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	5.40E-04
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	6.62E-02
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	1.38E-01
Ar	2.5	0	0	0	0	1.14E-03
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	2.95E-04
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	2.40E-04
H	3.648	-1.392	0.389	-0.326	0.11	5.77E-04
O	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	4.88E-42
N	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	3.55E-11
H <sub>2</sub>	2.883	3.681	-0.772	0.692	-0.213	4.14E-03
OH	2.0128	0.7428	0.5322	1.151	0.635	6.03E-03
CO	3.912	-3.913	1.182	-1.302	0.515	3.71E-11
NO	4.534	-7.644	2.066	-2.156	0.806	1.39E-06
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	1.75E-04
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	2.94E-01
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	9.90E-02
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	1.24E-01
Ar	2.5	0	0	0	0	1.02E-03
SO	2.0579	0.017	1.56	0.953	0.789	6.70E-11
SO <sub>2</sub>	4.417	-2.234	2.344	-3.271	1.393	1.35E-07
Total						1.20

La suma de los calores específicos a presión constante de los componentes de la última columna de la Tabla 5.18, es el calor específico a presión constante de los gases de combustión a la salida de la zona secundaria,  $c_{p,gc,ZSec}$  es 1.20 kJ/kgK.

Para la **zona de dilución**, considerando una temperatura de 1573.15 K, y las fracciones molares de la Tabla 5.18, se obtiene la Tabla 5.19, en la cual, se muestra la composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona de dilución.

Tabla 5.19. Composición de los gases de combustión, la masa molar, las fracciones molares y la constante particular de los gases de combustión que salen de la zona de dilución.

Gases de combustión	MM (kg/kmol)	$\chi_i$	$R_i$ kJ/kgK	$\chi_i R_i$ kJ/kgK
O <sub>2</sub>	32.00	7.26E-02	2.60E-01	1.89E-02
N <sub>2</sub>	28.02	2.71E-01	2.97E-01	8.03E-02
Ar	39.95	3.22E-03	2.08E-01	6.69E-04
CO <sub>2</sub>	44.01	1.02E-04	1.89E-01	1.92E-05
H <sub>2</sub> O	18.02	5.08E-05	4.61E-01	2.35E-05

O <sub>2</sub>	32.00	7.26E-02	2.60E-01	1.89E-02
N <sub>2</sub>	28.02	2.71E-01	2.97E-01	8.03E-02
Ar	39.95	3.22E-03	2.08E-01	6.69E-04
CO <sub>2</sub>	44.01	1.02E-04	1.89E-01	1.92E-05
H <sub>2</sub> O	18.02	5.08E-05	4.61E-01	2.35E-05
O <sub>2</sub>	32.00	3.23E-02	2.60E-01	8.38E-03
N <sub>2</sub>	28.02	1.20E-01	2.97E-01	3.57E-02
Ar	39.95	1.43E-03	2.08E-01	2.98E-04
CO <sub>2</sub>	44.01	4.52E-05	1.89E-01	8.54E-06
H <sub>2</sub> O	18.02	2.26E-05	4.61E-01	1.04E-05
H	1.01	7.77E-06	8.25E+00	6.41E-05
O	16.00	1.19E-42	5.20E-01	6.18E-43
N	14.01	1.55E-11	5.94E-01	9.20E-12
H <sub>2</sub>	2.02	2.29E-04	4.12E+00	9.43E-04
OH	17.01	5.88E-05	4.89E-01	2.87E-05
CO	28.01	7.16E-12	2.97E-01	2.13E-12
NO	30.01	2.35E-07	2.77E-01	6.50E-08
O <sub>2</sub>	32.00	8.52E-05	2.60E-01	2.21E-05
H <sub>2</sub> O	18.02	2.76E-02	4.61E-01	1.28E-02
CO <sub>2</sub>	44.01	1.52E-02	1.89E-01	2.87E-03
N <sub>2</sub>	28.02	1.08E-01	2.97E-01	3.21E-02
Ar	39.95	1.29E-03	2.08E-01	2.68E-04
SO	48.06	1.48E-12	1.73E-01	2.57E-13
SO <sub>2</sub>	64.06	2.56E-08	1.30E-01	3.33E-09
Total				0.2932

La suma de las constantes particulares de cada componente de los gases,  $\chi_i R_i$ , es el constante particular de los gases, como se muestra en la última columna de la Tabla 5.19. Entonces, para la zona de dilución, la constante particular de los gases de combustión,  $R_{gc,Dilu}$  es 0.29 kJ/kgK. Considerando el polinomio de la ecuación (5.30), se determina la Tabla 5.20, la cual, muestra la composición de los gases de combustión y los calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona de dilución.

Tabla 5.20 Composición de los gases de combustión y calores específicos a presión constante de cada componente de los gases de combustión a la salida de la zona secundaria.

Gases de combustión	$a_0$	$a_1$ ( $\times 10^3$ )	$a_2$ ( $\times 10^5$ )	$a_3$ ( $\times 10^8$ )	$a_4$ ( $\times 10^{11}$ )	$c_{p,gc}$ (kJ/kgK)
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	8.79E-02
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	2.69E-01
Ar	2.5	0	0	0	0	1.67E-03
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	2.85E-04
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	2.44E-04
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	8.79E-02
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	2.69E-01
Ar	2.5	0	0	0	0	1.67E-03
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	2.85E-04
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	2.44E-04
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	3.90E-02
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	1.20E-01
Ar	2.5	0	0	0	0	7.44E-04
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	1.26E-04
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	1.08E-04
H	3.648	-1.392	0.389	-0.326	0.11	3.29E-04
O	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	2.88E-42

N	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	3.08E-11
H <sub>2</sub>	2.883	3.681	-0.772	0.692	-0.213	3.27E-03
OH	2.0128	0.7428	0.5322	1.151	0.635	2.88E-03
CO	3.912	-3.913	1.182	-1.302	0.515	1.67E-11
NO	4.534	-7.644	2.066	-2.156	0.806	5.89E-07
O <sub>2</sub>	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179	1.03E-04
H <sub>2</sub> O	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632	1.33E-01
CO <sub>2</sub>	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056	4.24E-02
N <sub>2</sub>	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099	1.08E-01
Ar	2.5	0	0	0	0	6.69E-04
SO	2.0579	0.017	1.56	0.953	0.789	3.24E-11
SO <sub>2</sub>	4.417	-2.234	2.344	-3.271	1.393	5.62E-08
Total						1.17

La suma de los calores específicos a presión constante de los componentes de la Tabla 5.20, es el calor específico a presión constante de los gases de combustión a la salida de la zona de dilución  $c_{Pgc,Dilu}$  es 1.17 kJ/kgK.

Otro de los parámetros que se deben determinar, es el **calor específico a presión constante del aire**,  $c_{P,aire}$ , y el **calor específico a presión constante del combustible**,  $c_{Pgc,comb}$ ; También, la **constante particular del aire**,  $R_{aire}$ , y la **constante particular del combustible**,  $R_{comb}$ , debido a que a la entrada de la zona de recirculación ingresa aire y combustible sin reaccionar.

Para el aire, se considera  $c_{P,aire} = 1.00345 \frac{kJ}{kgK}$  y  $R_{aire} = 0.2867 \frac{kJ}{kgK}$ .

Para el combustible, Lefebvre considera que la presión de inyección del combustible varía de 1.7 bar a 27.2 bar, en este caso, se maneja una presión de 25 bar y la temperatura es de 470 °C, y a partir de las siguientes ecuaciones se determina la constante particular del combustible y el calor específico a presión constante

$$R_{comb} = \sum_i \chi_i \left( \frac{R_u}{MM_i} \right) \quad (5.31)$$

$$c_{P,comb} = \sum_i \frac{\chi_i}{MM_i} (\tilde{c}_{P,i}) \quad (5.32)$$

Para las condiciones del combustible, y sustituyendo los valores correspondientes de la Tabla sección C de (Prausnitz y col., 2001), en la ecuación (5.30), (5.31) y (5.32), se tiene la Tabla (5.21) de calores específicos a presión constante de cada componente del combustible sin reaccionar.

Tabla 5.21 Calor específico a presión constante y la constante particular del combustible sin reaccionar.

Gas natural		$\chi_i$	$MM_i$ (kg/kmol)	$\tilde{c}_p$ (kJ/kmolK)	$\chi_i \left( \frac{\tilde{R}_u}{MM_i} \right)$ (kJ/kgK)	$\chi_i \left( \frac{\tilde{c}_p}{MM_i} \right)$ (kJ/kgK)
Metano	CH <sub>4</sub>	8.39E-01	16.04	3.57E+01	4.35E-01	1.87E+00
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1.40E-01	30.07	5.25E+01	3.87E-02	2.44E-01
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	9.77E-03	44.1	7.36E+01	1.84E-03	1.63E-02
isoButano	iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	1.08E-03	58.08	9.67E+01	1.54E-04	1.79E-03
nButano	nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2.55E-03	58.08	9.85E+01	3.65E-04	4.32E-03
isoPentano	iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	5.88E-04	72.15	1.19E+02	6.78E-05	9.70E-04
nPentano	nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	7.84E-04	72.15	1.20E+02	9.03E-05	1.30E-03

Benceno	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	1.06E-04	78.114	8.24E+01	1.13E-05	1.12E-04
Metil Ciclopentano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	1.28E-03	86.177	1.43E+02	1.23E-04	2.11E-03
2-Metil Ciclopentano	2C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	9.80E-05	86.177	1.42E+02	9.45E-06	1.62E-04
3-Metil Ciclopentano	3C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	9.80E-05	86.177	1.40E+02	9.45E-06	1.59E-04
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	3.91E-03	28.016	2.91E+01	1.16E-03	4.07E-03
Ácido sulfhídrico	H <sub>2</sub> S	2.00E-06	34.08	3.41E+01	4.88E-07	2.00E-06
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	9.80E-04	44.01	3.71E+01	1.85E-04	8.27E-04
Total					0.47748	2.1417

Considerando la Tabla 5.21, el calor específico a presión constante y la constante particular del combustible es 2.1427 kJ/kgK y 0.47748 kJ/kgK, respectivamente.

### 5.2.1 Procedimiento para determinar las presiones de los gases de combustión que entran y salen de cada zona de la cámara de combustión

Para poder determinar las presiones de entrada y salida de las corrientes de cada zona, la densidad  $\rho_3$  se considera que es la misma para todas las zonas, es decir,  $\rho_3 = \rho_{gc}$ . La densidad se determina considerando la ecuación de gases ideales

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (5.33)$$

La caída de presión a lo largo de la cámara de combustión,  $\Delta P_{2-3}$ , es del 6% de la presión de entrada, es decir:

$$\Delta P_{2-3} = 0.06 (P_2) = 0.06 (2330000) = 139800 \text{ Pa}$$

Donde  $\Delta P_{2-3}$ , también se expresa como

$$\Delta P_{2-3} = P_2 - P_3 \quad (5.34)$$

despejando  $P_3$  de la ecuación (5.38), se tiene

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{2-3} = 2,330,000 - 139,800 = 2,190,200 \text{ Pa}$$

Donde  $P_3$  es la presión a la salida de la zona de dilución.

La constante particular de los gases de cada zona es la siguiente: Zona de recirculación, 0.32129 kJ/kgK; Zona primaria, 0.30467 kJ/kgK; Zona secundaria, 0.29593 kJ/kgK; Zona de dilución 0.29325 kJ/kgK. El promedio de estas constantes particulares de los gases es de 0.30378 kJ/kgK.

Considerando la ecuación (5.33) y la constante particular promedio de los gases de combustión, se tiene la densidad a la salida de la zona de dilución,  $\rho_3$ , es decir:

$$\rho_3 = \rho_{gc} = \frac{P_3}{R_{gc} T_3} = \frac{2190200}{(303.78)(1573.15)} = 4.58 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

por lo tanto, considerando la ecuación de gases ideales, se tiene las presiones de cada zona:

#### Presión a la salida de la zona de recirculación

$$P_{sa,ZR} = \rho_{gc} R_{gc} T_{ZR} = 4.58(303.78)(2046.49) = 2849198.97 \text{ Pa}$$

#### Presión a la salida de la zona primaria

$$P_{sa,ZPri} = \rho_{gc} R_{gc} T_{ZPri} = 4.58(303.78)(1988.56) = 2768555.19 \text{ Pa}$$

### Presión a la salida de la zona secundaria

$$P_{sa,ZSec} = \rho_{gc} R_{gc} T_{ZSec} = 4.58(303.78)(1735.94) = 2416837.05 \text{ Pa}$$

### Presión a la salida de la zona de dilución

$$P_{sa,ZSec} = \rho_{gc} R_{gc} T_{ZDilu} = 4.58(303.78)(1573.15) = 2190200 \text{ Pa}$$

### Presión a la entrada de la zona de recirculación

Se considera que a la salida del torbellinador y de los orificios del domo, hay una caída de presión del 3% de la presión de entrada,  $P_2$  ésta sería la presión de entrada a la zona de recirculación. Por lo tanto, la presión a la entrada de la zona de recirculación es

$$P_{en,ZR} = P_2 - \Delta P_{Torr} = 2330000 - 69900 = 2260100 \text{ Pa}$$

La Figura 5.5 muestra las presiones en cada zona de la cámara de combustión, se exhibe que en la zona de recirculación hay un aumento en la presión del 20.7 %, debido a la reacción de combustión; en las zonas primaria, secundaria y de dilución hay una disminución en la presión del 2.8 %, 12.7 %, 9.4 %, respectivamente, debido a la disminución de la temperatura ocasionada por el aire que ingresa de los cinturones de orificios de cada zona. En toda la cámara de combustión con respecto a la presión de entrada hay una caída de presión del 3%.

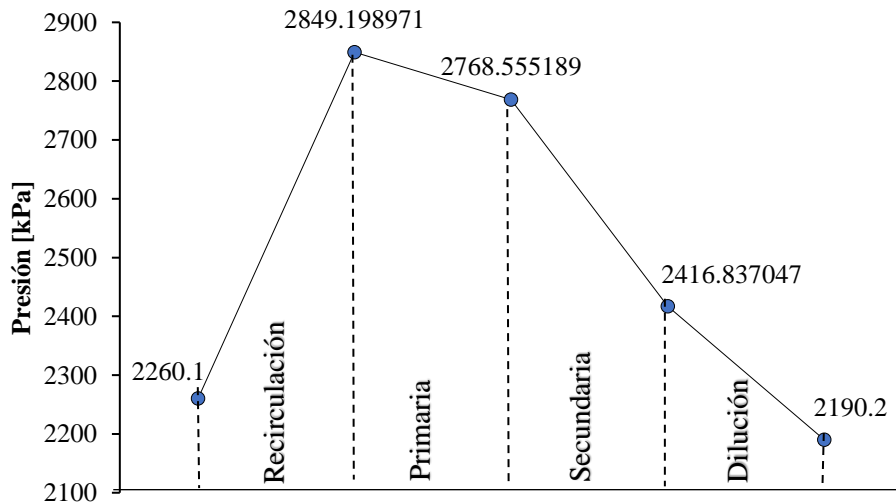


Figura 5.7 Presión en cada una de las zonas de la cámara de combustión.

Otros parámetros para determinar la exergía física de cada corriente que entra y sale de cada zona que se estudia, son las entalpías y entropías.

Las entalpías de cada corriente se determinan con la siguiente expresión

$$h_i - h_0 = c_{p,j} (T_i - T_0) \quad (5.35)$$

Las entropías de cada corriente se determinan como sigue

$$s_i - s_0 = c_{p,j} \ln \left( \frac{T_i}{T_0} \right) - R_j \ln \left( \frac{P_i}{P_0} \right) \quad (5.36)$$

Donde el subíndice de las ecuaciones (5.35) y (5.36), se refieren al estado  $i$ , al estado muerto  $0$  y al fluido estudiado,  $j$ , que es: aire, combustible y gases de combustión.

La Tabla 5.22 muestra los estados termodinámicos de entrada y salida de la cámara de combustión, así como, la temperatura y presión.

Tabla 5.22 Estados termodinámicos y sus propiedades de entrada y salida de cada zona de la cámara de combustión.

Estados	T (°C)	T (K)	P (bar)
0	25	298.15	1.01
comb	470	743.15	25
aire	470	743.15	22.60
Entrada y salida de la sección anular (Zona de recirculación)	470	743.15	23.07
ZR <sub>sa</sub>	1773.34	2046.49	28.49
ZPri <sub>en</sub>	1773.34	2046.49	28.49
Entrada y salida de la sección anular (Zona primaria)	470	743.15	23.07
ZPri <sub>sa</sub>	1715.41	1988.56	27.69
ZSecu <sub>en</sub>	1715.41	1988.56	27.69
Entrada y salida de la sección anular (Zona secundaria)	470	743.15	23.07
ZSecu <sub>sa</sub>	1462.79	1735.94	24.17
ZDilu <sub>en</sub>	1462.79	1735.94	24.17
Entrada y salida de la sección anular (Zona de dilución)	470	743.15	23.07
ZDILU <sub>sa</sub>	1300.00	1573.15	21.90

A partir de la Tabla 5.7 y las ecuaciones (5.35), (5.36) y (3.138), se determina la Tabla 5.23, muestra las entalpías, entropías y exergías físicas de cada estado termodinámico para cada relación de equivalencia que interviene en la cámara de combustión.

Tabla 5.23 Entalpías, entropías y exergías físicas de cada estado termodinámico de las zonas de la cámara de combustión.

Estados	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	$\epsilon_{ph}$ (kJ/kg)
0	0.00	0.00	0.00
comb	953.51	0.43	826.45
aire	446.54	0.03	438.71
Entrada y salida de la sección anular (Zona de recirculación)	446.54	0.02038	440.46
ZR <sub>sa</sub>	6060.04	5.60	4388.97
ZPri <sub>en</sub>	6060.04	5.60	4388.97
Entrada y salida de la sección anular (Zona primaria)	446.54	0.02	440.46
ZPri <sub>sa</sub>	3049.85	2.42	2329.59
ZSecu <sub>en</sub>	3049.85	2.42	2329.59
Entrada y salida de la sección anular (Zona secundaria)	446.54	0.02	440.46
ZSecu <sub>sa</sub>	1720.28	1.17	1371.71
ZDilu <sub>en</sub>	1720.28	1.17	1371.71
Entrada y salida de la sección anular (Zona de dilución)	446.54	0.02038	440.46
ZDILU <sub>sa</sub>	1489.04	1.04	1178.63

La Figura 5.8 muestra la exergía física en función de las zonas que intervienen en la cámara de combustión tipo anular. Se exhibe el suministro de energía disponible debido al aumento de la temperatura y presión de

la reacción de combustión, la exergía física en la zona de recirculación aumenta 64.7%; sin embargo, en la zona primaria, secundaria y de dilución debido a que hay una disminución en la presión y temperatura debido al aire que ingresa por los cinturones de orificios, la esa energía disponible que aporta la reacción de combustión disminuye 42.6 %, 34.6 % y 10.7 %, respectivamente.

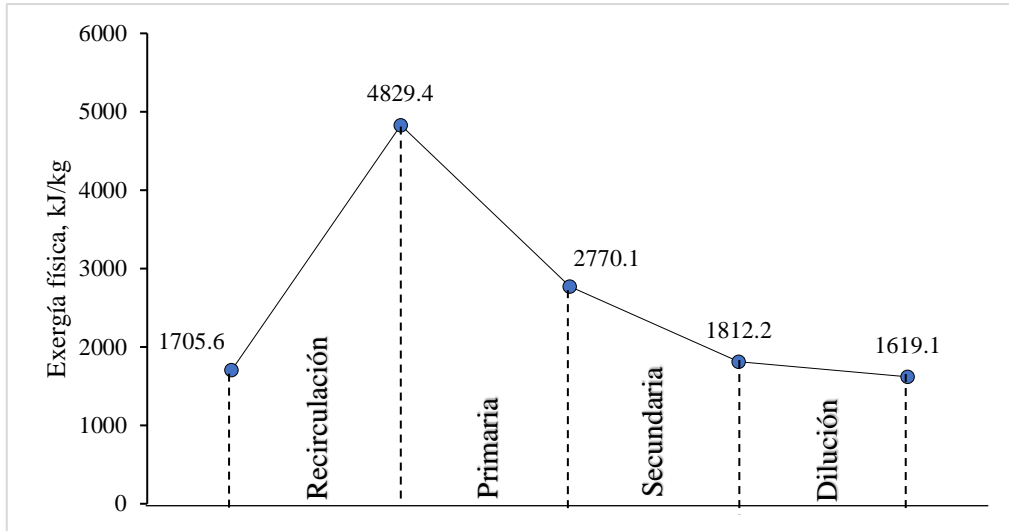


Figura 5.8 Exergía física de cada una de las zonas de la cámara de combustión tipo anular.

### 5.3 Irreversibilidades

Debido a que el objetivo es determinar las irreversibilidades en cada una de las zonas de la cámara de combustión, la manera de determinar dichas irreversibilidades es mediante un balance de exergía. En la cámara de combustión, el flujo de exergía que entra al volumen de control siempre es mayor que el de salida. La diferencia entre los dos, es el flujo de pérdida de exergía, la cual, se llama flujo de irreversibilidad como se muestra en la Figura 5.9. Como se mencionó en el capítulo 3, los componentes de la exergía, es la suma de la exergía física y la exergía química, en este caso los términos de la exergía cinética, potencial y de trabajo de flecha se desprecian. Por lo tanto, considerando los volúmenes de control de la Figura 5.1 y los flujos másicos que intervienen en la cámara de combustión de la Tabla 4.3, se tiene las exergías que entran y salen de cada volumen de control.

- **Zona de recirculación**

La Figura 5.9 muestra la zona de recirculación, la temperatura, la relación de equivalencia, la eficiencia de combustión, el volumen de control, las ecuaciones para determinar los flujos de exergía que entran y salen de la zona de recirculación, en la cual, la diferencia entre las dos exergías totales, es el flujo de irreversibilidad.

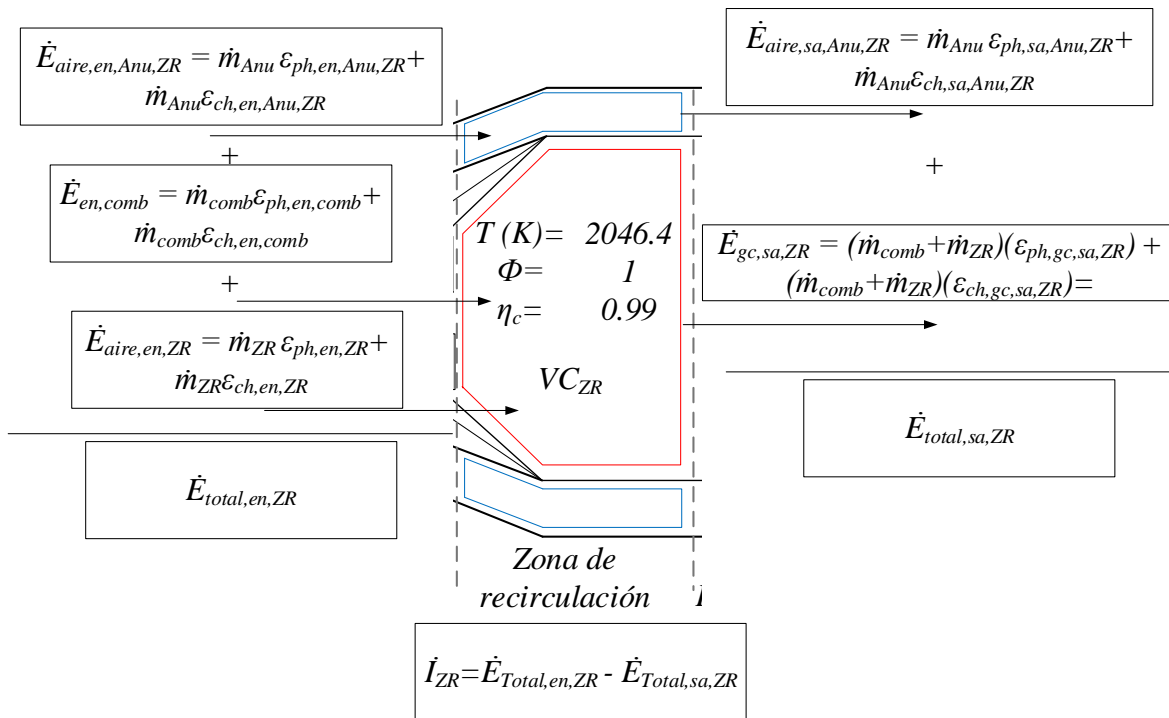


Figura 5.9 Ecuaciones para determinar los flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona de recirculación, así como, el flujo de irreversibilidad.

Sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones de la Figura 5.9, se determina la Figura 5.10. Ésta muestra la zona de recirculación, la temperatura, la relación de equivalencia, la eficiencia de combustión, los volúmenes de control, los flujos de exergía que entran y salen de la zona de recirculación, así como, el flujo de irreversibilidad.

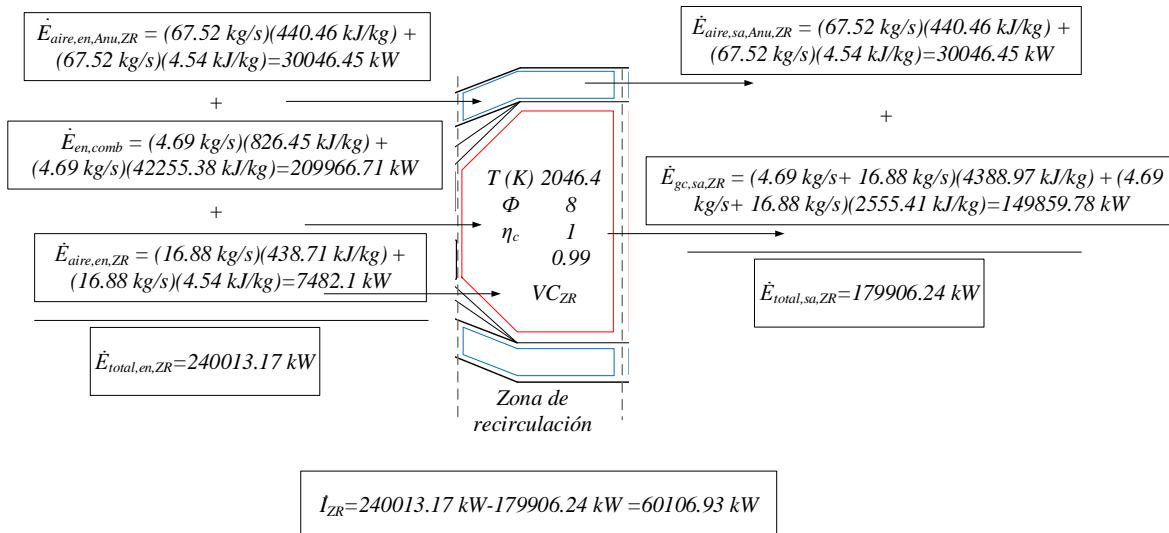


Figura 5.10 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona de recirculación, así como, el flujo de irreversibilidad.

- **Primaria**

La Figura 5.11 muestra la zona primaria, la temperatura, la relación de equivalencia, la eficiencia de combustión, los volúmenes de control, las ecuaciones para determinar los flujos de exergía que entran y



salen de la zona primaria, en la cual, la diferencia entre las dos exergías totales, es el flujo de irreversibilidad.

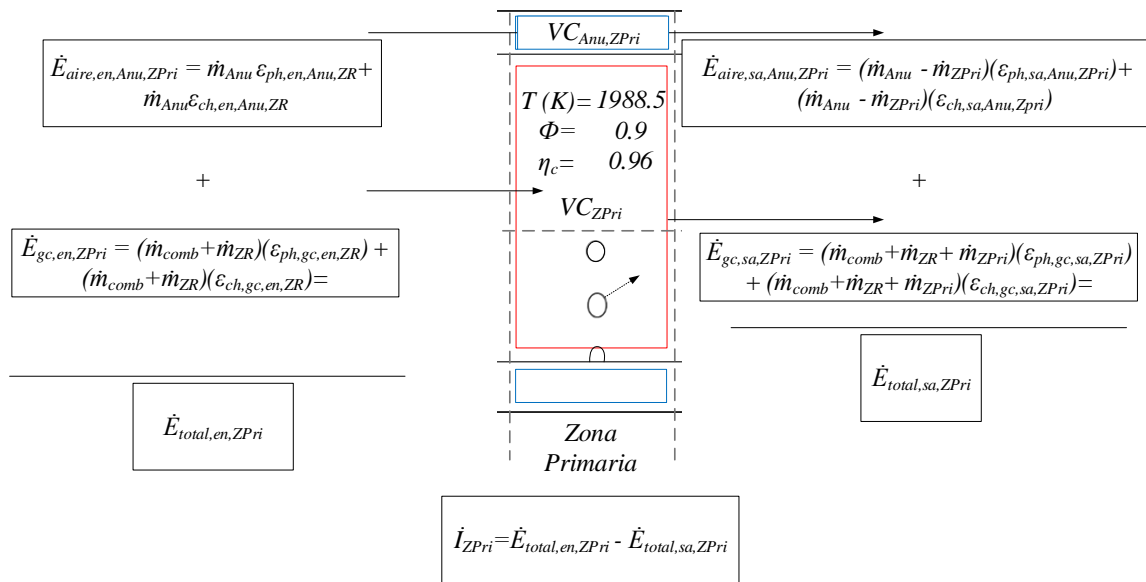


Figura 5.11 Ecuaciones para determinar los flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona primaria y del flujo de irreversibilidad.

Sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones de la Figura 5.11, se determina la Figura 5.12. Esta figura muestra la zona primaria, la temperatura, la relación de equivalencia, la eficiencia de combustión, los volúmenes de control, los flujos de exergía que entran y salen de la zona primaria, así como, el flujo de irreversibilidad.

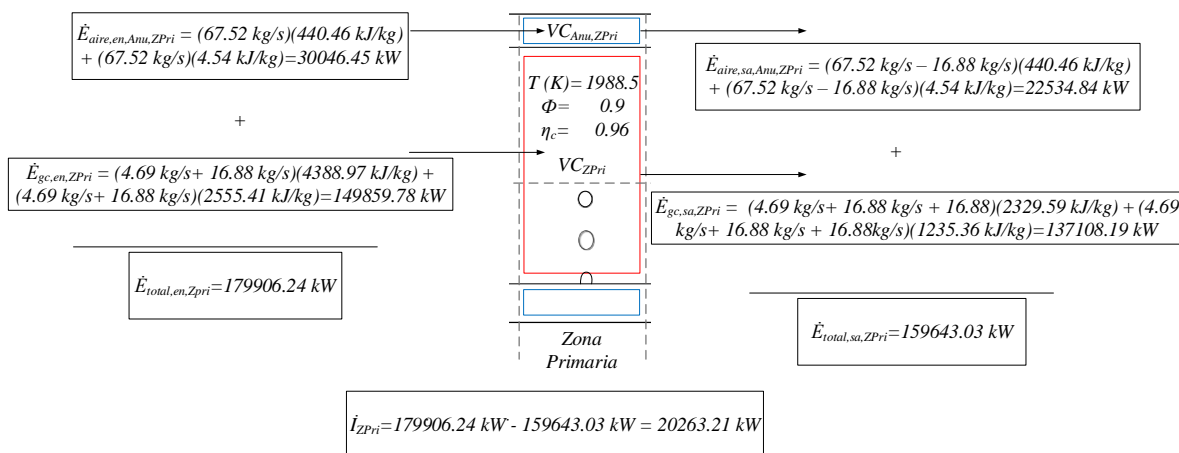


Figura 5.12 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona primaria y del flujo de irreversibilidad.

### • Secundaria

La Figura 5.13 muestra la zona secundaria, la temperatura, la relación de equivalencia, la eficiencia de combustión, los volúmenes de control, las ecuaciones para determinar los flujos de exergía que entran y salen de la zona secundaria, en la cual, la diferencia entre las dos exergías totales, es el flujo de irreversibilidad.

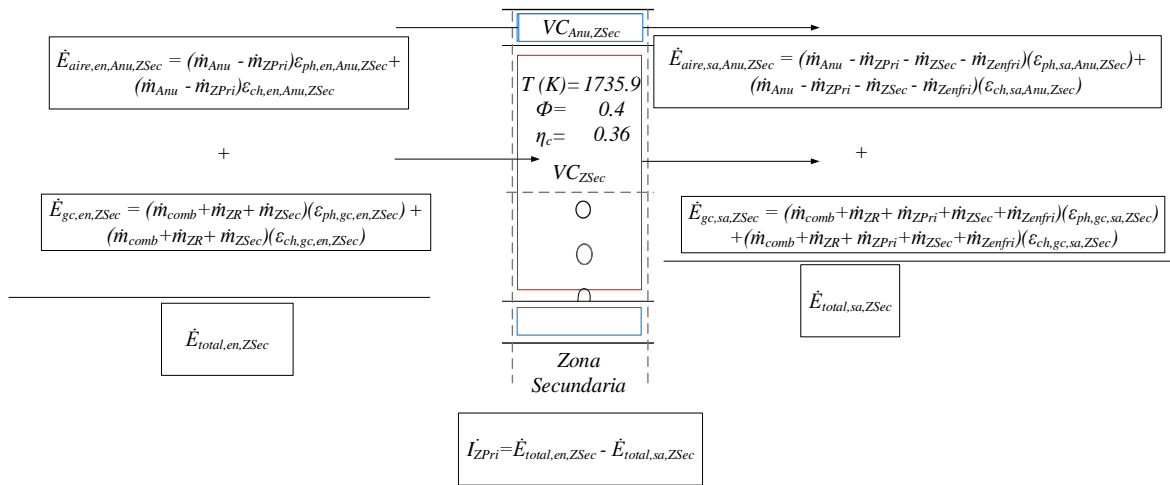


Figura 5.13 Ecuaciones para determinar los flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona secundaria y del flujo de irreversibilidad.

Sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones de la Figura 5.13, se determina la Figura 5.14; que muestra los valores de la zona secundaria de, la temperatura, la relación de equivalencia, la eficiencia de combustión, los volúmenes de control, los flujos de exergía que entran y salen de la zona secundaria, así como, el flujo de irreversibilidad.

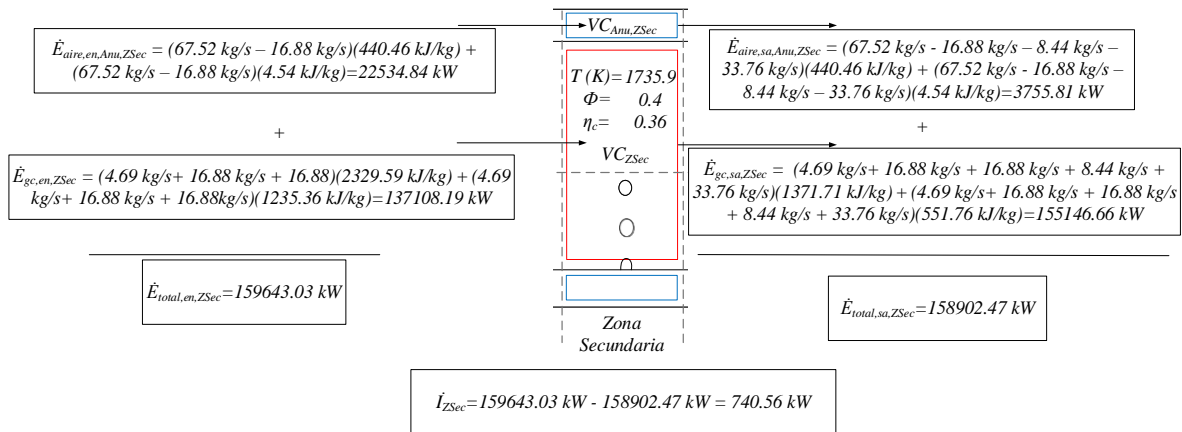


Figura 5.14 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona secundaria y del flujo de irreversibilidad.

- **Dilución**

La Figura 5.15 muestra la zona secundaria, la temperatura, la relación de equivalencia, la eficiencia de combustión, los volúmenes de control, las ecuaciones para determinar los flujos de exergía que entran y salen de la zona de dilución, en la cual, la diferencia entre las dos exergías totales, es el flujo de irreversibilidad.

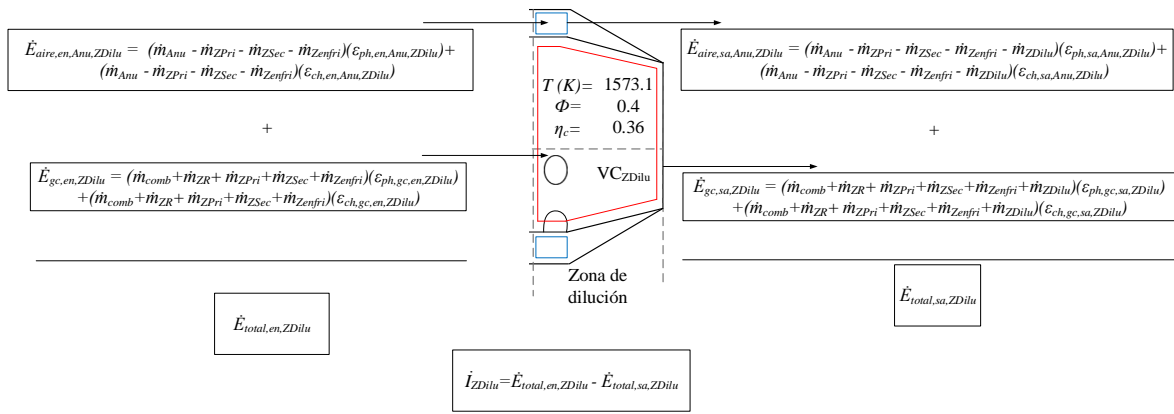


Figura 5.15 Ecuaciones para determinar los flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona de dilución y del flujo de irreversibilidad.

Sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones de la Figura 5.15, se determina la Figura 5.16, en donde se muestra la zona de dilución, la temperatura, la relación de equivalencia, la eficiencia de combustión, los volúmenes de control, los flujos de exergía que entran y salen de la zona de dilución, así como, el flujo de irreversibilidad.

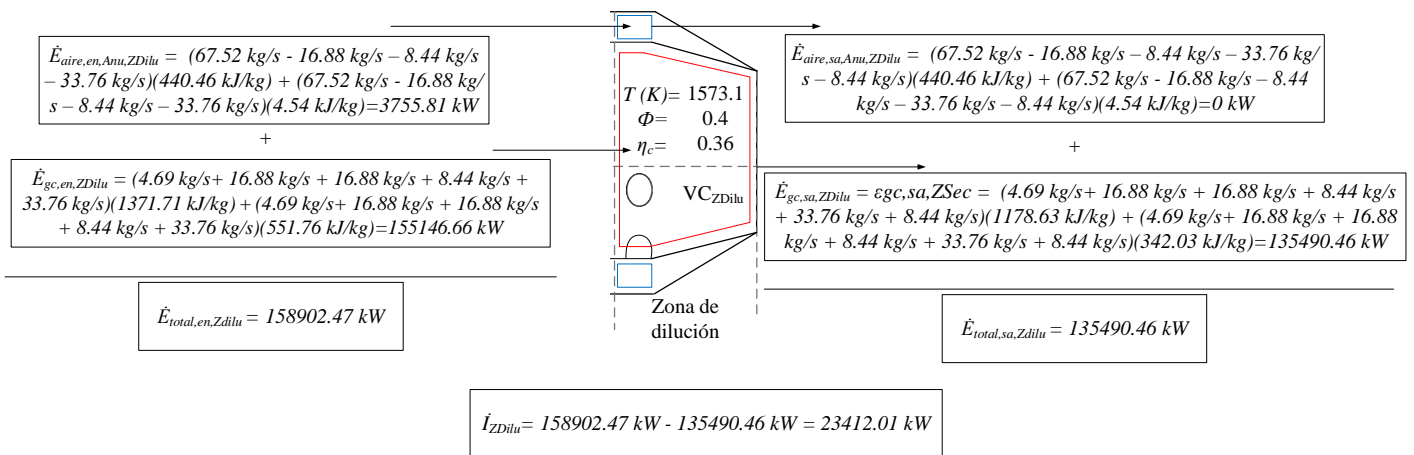


Figura 5.16 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen de la zona de dilución y del flujo de irreversibilidad.

La irreversibilidad total en la cámara de combustión es la suma de las irreversibilidades de cada zona.

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{ZR} + \dot{I}_{ZPri} + \dot{I}_{ZSec} + \dot{I}_{ZDilu} \quad (5.37)$$

Entonces, la irreversibilidad total en la cámara de combustión tipo anular es de 104,522.71 kW. Y con respecto a la energía disponible de entrada, la irreversibilidad en la cámara de combustión es del 43.5 %.

La Figura 5.17 muestra las irreversibilidades de cada una de las zonas de la cámara de combustión, también, se muestra que la zona de recirculación tiene la mayor irreversibilidad, debido a que ahí se lleva a cabo la combustión; las demás zonas son menores en irreversibilidad, debido a que sólo se considera la mezcla de aire y gases de combustión, en comparación con la zona de recirculación, la irreversibilidad es menor en la zona: dilución, 61 %; primaria, 66.3 %; secundaria, 98.8 %.

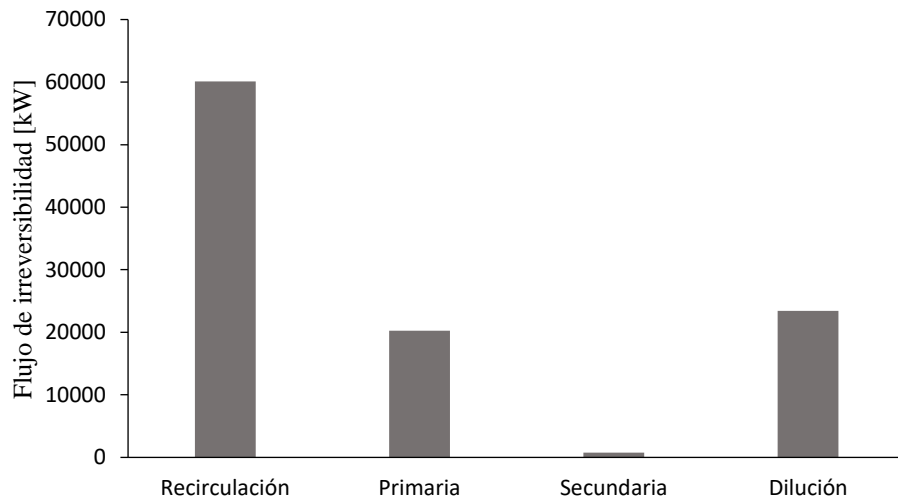


Figura 5.17 Flujo de irreversibilidad de cada zona de la cámara de combustión.

Una forma de verificar lo hecho hasta ahora, es comprobar que la suma de todas las irreversibilidades de cada una de las zonas de la cámara de combustión, debe ser igual a la irreversibilidad total de entrada y salida de la cámara de combustión como se muestra en la Figura 5.18. El volumen de control total,  $VC_{total}$ , considera la exergía total que entra a la zona de recirculación y la exergía total que sale de la zona de dilución.

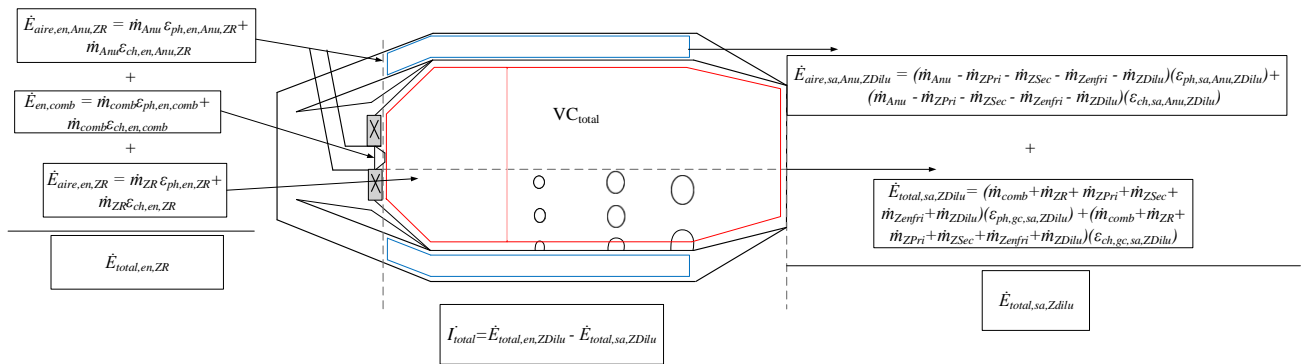


Figura 5.18 Ecuaciones para determinar la exergía de entrada y salida total de la cámara de combustión.

Sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones de la Figura 5.18, se determina la Figura 5.19. Ésta muestra el volumen de control de la cámara de combustión total, los flujos de exergía que entran y salen de la cámara de combustión, así como, el flujo de irreversibilidad.

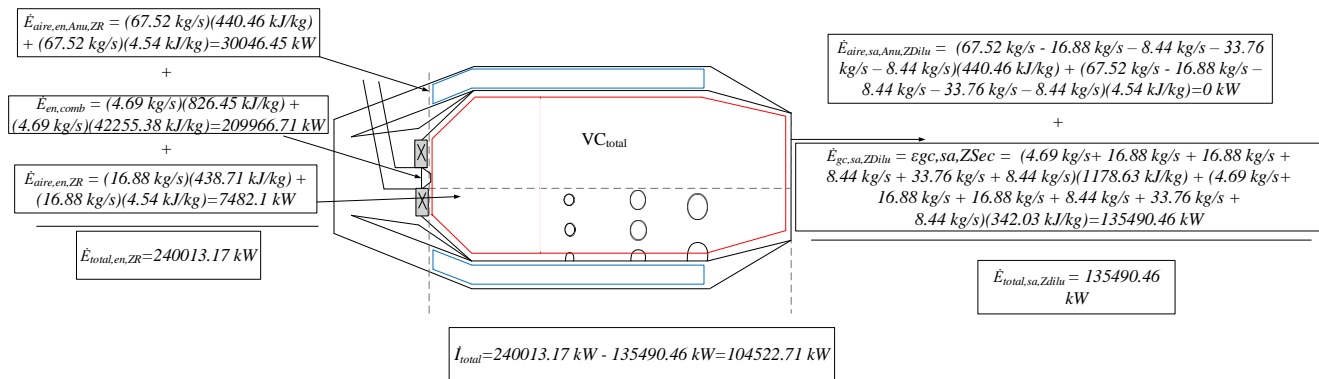


Figura 5.19 Flujos de exergías de las corrientes que entran y salen del volumen de control de la cámara de combustión total y del flujo de irreversibilidad.

De la Figura 5.19 y la ecuación (5.37), es posible comprobar que la irreversibilidad total es la misma.

### Representación de los flujos de exergía e irreversibilidades mediante el diagrama de Grassmann

Una representación muy útil de los flujos y pérdidas de exergía es el diagrama de Grassmann, ya que muestra no sólo a las pérdidas de exergía, sino también las corrientes de exergía en la cámara de combustión.

El ancho de la banda es una medida de la magnitud del flujo de exergía a la entrada o a la salida de un volumen de control. Cada volumen de control representada por un rectángulo y la reducción en el ancho de la banda, que se muestra punteada, es una medida de la pérdida de exergía, o flujo de irreversibilidad, en el volumen de control. También muestra gráficamente una parte de la entrada original de exergía que se disipa en las etapas sucesivas de la transformación de energía (Kotas, 2012). La Figura 5.20 muestra el diagrama de Grassmann de la cámara de combustión tipo anular, se muestra que el ancho de banda original a la entrada del volumen de control de la zona de recirculación, también se muestra la reducción de ese ancho de banda al pasar por el volumen de control de cada zona y aunado a esto la irreversibilidad o pérdida de exergía de cada volumen de control de cada zona de la cámara de combustión tipo anular.

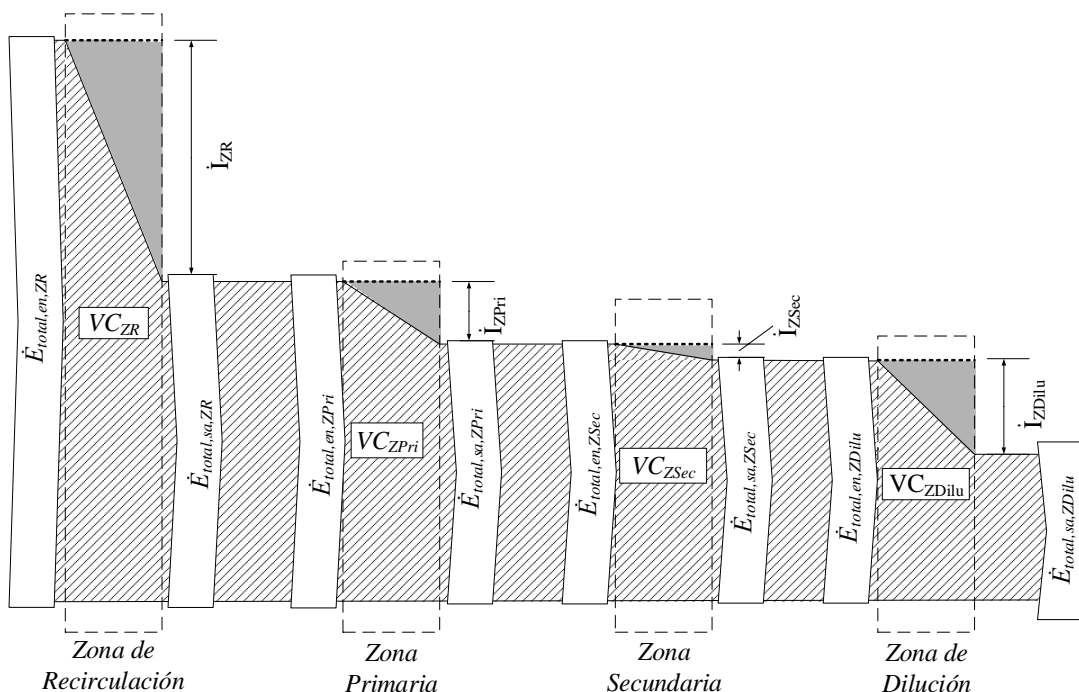


Figura 5.20 Representación de los flujos de exergía e irreversibilidades en un diagrama de Grassmann.

Sustituyendo los valores correspondientes en el ancho de banda de entrada y salida de cada volumen de control, así como, en las irreversibilidades de la Figura 5.20, se determina la Figura 5.21. En ella se presenta mediante el diagrama de Grassmann el volumen de control de cada una de las zonas de la cámara de combustión, los flujos de exergía que entran y salen de cada volumen de control, así como, el flujo de irreversibilidad. Se exhibe que la zona con menor irreversibilidad es la zona secundaria y la de mayor irreversibilidad es la de recirculación; debido al suministro de aire en las zonas primaria, secundaria y de dilución, la irreversibilidad es menor que en la zona de recirculación, es decir, con respecto a la zona de recirculación disminuye 66.3 %, 98.8 % y 61 %, respectivamente. También, se muestra la mayor energía disponible en la zona de recirculación, la cual, es suministrada por la reacción del combustible y se puede ver la reducción de esta energía disponible al pasar por cada volumen de control, debido a la disminución de la presión y temperatura de cada zona de la cámara de combustión, con respecto a la zona de recirculación la energía disponible de entrada a la zona primaria, secundaria y de dilución disminuye 25 %, 33.5% y 33.8%, respectivamente. Por otro lado, la disminución de energía disponible en la zona de recirculación, primaria, secundaria y de dilución es 25%, 11.3 %, 0.4 % y 14.7%, respectivamente.

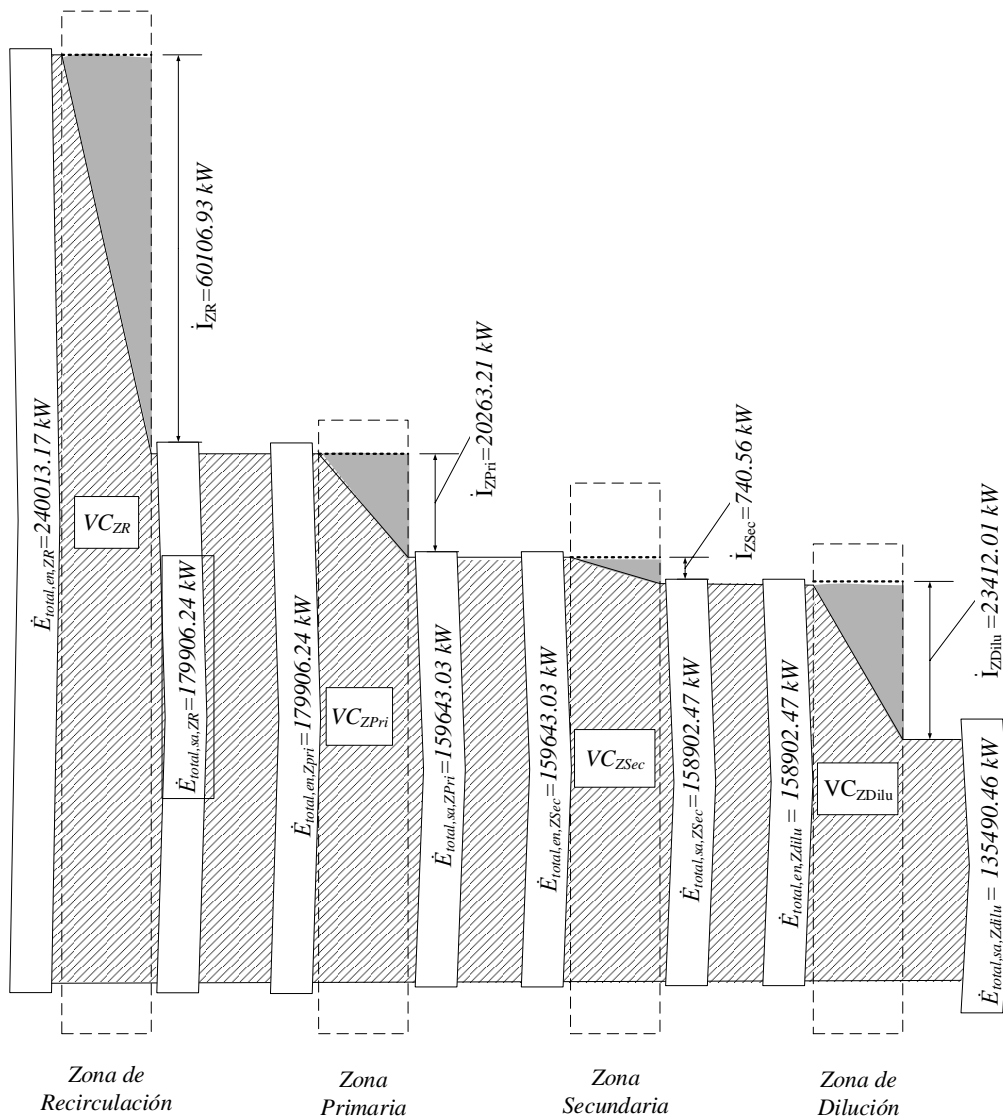


Figura 5.21 Representación de los flujos de exergía e irreversibilidades en un diagrama de Grassmann.

## Capítulo 6 Estudio ambiental

La contaminación del aire es uno de los problemas ambientales más preocupantes del mundo hoy en día, y es en gran parte, el resultado de las actividades y confort del hombre. El origen de esta contaminación es diverso, pero las actividades industriales, domésticas, agropecuarias y vehiculares son las actividades que provocan el mayor índice de contaminación

Para generar energía eléctrica, movimiento y obtener calor o realizar actividades como fundición de materiales, la producción de sustancias químicas y cementeras, se requiere de la reacción de combustión de un combustible, este es el proceso más significativo de emisión contaminantes que puede provocar el deterioro de la calidad del aire si se realizan sin control alguno.

El aire puro está compuesto por un 78% de nitrógeno, un 21% de oxígeno y un 1% de otros compuestos como el argón, el dióxido de carbono y el ozono. La contaminación atmosférica, es cualquier cambio en el equilibrio de estos componentes, lo cual altera las propiedades físicas y químicas del aire (Norma ambiental, 2016).

El cambio climático es uno de los principales retos para la humanidad, debido a los efectos que genera sobre el ambiente. Según el IPCC2 se define como cualquier variación de las condiciones climáticas medias o la variabilidad de sus propiedades, que se puede identificar y se mantiene durante un período de tiempo prolongado, generalmente décadas o más. Esto se debe tanto a procesos naturales como antropogénicos (Solomon y col., 2007). Las condiciones climáticas han generado un incremento de la temperatura media global de la atmósfera terrestre y de los océanos, según la Organización Meteorológica Mundial (OMM) con respecto al periodo 2011-2015, la temperatura global aumento 0.2 grados Celsius (OMM, 2010). La modificación del clima a escala global se debe principalmente al incremento de la concentración en la atmósfera de los denominados Gases de Efecto Invernadero (GEI). Los GEI regulados por el Protocolo de Kioto son: dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), metano (CH<sub>4</sub>), óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>), hidrofluorocarbonos (HCF), perfluorocarbonos (PFC) y el hexafluoruro de azufre (SF<sub>6</sub>). En este trabajo sólo se abordan a los siguientes GEI (Norma Ambiental, 2016):

### **Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>)**

Características principales: El Dióxido de carbono es un gas incoloro, inodoro y con un ligero sabor ácido, aproximadamente 1.5 veces más denso que el Aire.

Fuentes principales: Las emisiones de dióxido de carbono proceden de la combustión del carbón, petróleo y gas de las centrales eléctricas, los automóviles y las instalaciones industriales. Una de las causas principales del calentamiento global es el CO<sub>2</sub>. Aunque de forma natural, los incendios forestales, los volcanes y la descomposición de las plantas producen dióxido de carbono.

Efectos principales: En la salud humana la concentración de CO<sub>2</sub> en interiores puede contribuir a causar: Inflamaciones, reducción de habilidades cognitivas, desmineralización ósea, calcificación hepática, estrés oxidativo, disfunción endotelial, enfermedades respiratorias, estrés psicológico y cambios de comportamiento

### **Monóxido de carbono (CO)**

Características principales: Es un gas inodoro e incoloro, irritante e insípido. Se combina con la hemoglobina en la sangre y desplaza al oxígeno del sitio de enlace obstaculizando la liberación de oxígeno en los tejidos, puede provocar la muerte.

Fuentes principales: Se produce por combustión incompleta de hidrocarburos y sustancias que contienen carbón, tales como la gasolina, el diésel, turbosina, etc. Los incendios es otra fuente importante de formación del monóxido de carbono.

Efectos principales: En la salud humana afecta al sistema nervioso central provocando cambios funcionales como dolor de cabeza, fatiga, somnolencia, fallos respiratorios, puede afectar al corazón y pulmones provocando hasta la muerte.

### **Óxido de nitrógeno (NO)**

Características principales: El NO es un gas amarillo parduzco que al mezclarse con otros componentes del aire da al smog su característica color café.

Fuentes principales: Se produce en altas temperaturas de la combustión en industrias y vehículos, así como, de tormentas eléctricas y en las reacciones químicas atmosféricas.

Efectos principales: En la salud humana produce irritación y daña las células de los pulmones. A menos que se trate de concentraciones muy altas, no se presentan síntomas; después de 5 a 72 horas de exposición causa edema pulmonar. Los niños que habitan en casas con calefacción presentan infecciones respiratorias. Los síntomas son: mareo y dificultad al respirar, dolor de cabeza y descarga nasal.

Materiales: en materiales con pintura provoca cambios. Vegetación: provoca caída prematura de las hojas y detener el crecimiento. Medio ambiente: produce disminución de la visibilidad.

### **Dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>)**

Características principales: El principal componente de la lluvia ácida es el SO<sub>2</sub>, el cual, se oxida y se combina con el agua para formar ácido sulfúrico,

Fuentes principales: Se genera tanto en fuentes naturales como en la combustión de materiales fósiles que contienen azufre, combustión de carbón, diésel y gasolina con azufre, fundición de vetas metálicas ricas en azufre, procesos industriales y erupciones volcánicas.

Efectos principales:

Salud humana: la exposición al SO<sub>2</sub> causa ataques asmáticos provocando el bloqueo de los conductos respiratorios, también irrita los ojos y provocando enfermedades como la bronquitis crónica, el asma, y el enfisema pulmonar.

Materiales: produce corrosión a los metales. Deterioro a los materiales de construcción, a las pinturas, y a los monumentos históricos, a los contactos eléctricos, al papel, a los textiles.

Vegetación: afecta la fotosíntesis de las plantas, así como lesiones en el follaje y decoloración. El daño más grave se presenta al transformarse el SO<sub>2</sub> en lluvia ácida, provocando el aumento de acidez en ríos y lagos.

El estudio ambiental de este trabajo se aborda principalmente a partir de indicadores ambientales, esto permite identificar las zonas que contaminan más de la cámara de combustión. Los indicadores ambientales son parámetros que proporcionan información y tendencias sobre las condiciones y los fenómenos ambientales. Según la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico, la OCDE, un indicador es un parámetro, o el valor resultante de un conjunto de parámetros, que ofrece información sobre un fenómeno. Los indicadores se presentan usualmente en forma de tablas o gráficas y se complementan con textos y mapas (Gurría, 2015). Para estimar el indicador ambiental de una categoría especial de impacto, debido a todas las sustancias emitidas por un proceso, se tiene que sumar las contribuciones de cada producto multiplicado por su razón de emisión

$$\Theta = \sum_i \dot{m}_i y_i (\text{indicador de riesgo}) \quad (6.1)$$

La Tabla 6.1 muestra el indicador de riesgo ambiental para cada gas de efecto invernadero. La contribución de cada GEI al calentamiento global es diferente, y depende fundamentalmente de su capacidad de retención



del calor y tiempo de permanencia en la atmósfera. Para poder comparar, a cada GEI se le asigna una constante de indicador de riesgo. Al dióxido de carbono se le asigna un potencial de calentamiento global, GWP, con valor 1, puesto que se toma como referencia para los demás, como se muestra en la Tabla 6.1 (Marcos, 2018). La Tabla 6.1 muestra los GEI que se encuentran en la combustión manejada hasta ahora y las constantes de indicador de riesgo para el potencial de calentamiento global, GWP; potencial de lluvia ácida, ARP; y potencial de formación de smog, SFP (Marcos, 2018).

Tabla 6.1 Indicadores de riesgo ambiental.

GEI	GWP (kmol <sub>CO2</sub> /kmol <sub>gc</sub> )	ARP (kmol <sub>SO2</sub> /kmol <sub>gc</sub> )	SFP (kmol <sub>NOx</sub> /kmol <sub>gc</sub> )
CO <sub>2</sub>	1	0	0
CO	3	0	0
NO	40	1.07	1
SO <sub>2</sub>	0	1	0

## 6.1 Potencial de calentamiento global

Un índice común para el calentamiento global es el potencial de calentamiento global (GWP), indica la captura de la energía infrarroja en la liberación de 1 kg de un gas de efecto invernadero con respecto a 1 kg de dióxido de carbono. El índice de calentamiento global para todo el proceso es la suma de las emisiones ponderadas GWP para cada producto (Aguilar, 2001). Asimismo, el potencial de calentamiento global de la cámara de combustión, es la suma del potencial de calentamiento global por especie por el flujo de los gases de cada especie. Al dióxido de carbono se le asigna un potencial de calentamiento global con valor 1, puesto que se toma como referencia para los demás, como se muestra en la Tabla 6.1 (Marcos, 2018). Por lo tanto, para evaluar el potencial de calentamiento global de la turbina de gas aeroderivada, se realiza el producto del flujo de los gases de combustión por la sumatoria del producto de la fracción másica con el indicador de riesgo de cada GEI que interviene en los gases de combustión, y se expresa cómo (Aguilar, 2001).

$$GWP = \dot{m}_{gc} \sum_i y_i (GWP_i) \quad (6.2)$$

La ecuación (6.2) también, se puede escribir de la siguiente manera

$$GWP = \dot{m}_{comb} \left( \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{comb}} + 1 \right) \sum_i \chi_i \left( \frac{MM_i}{MM_{gc}} \right) (GWP_i) [=] \frac{kg_{CO2eq}}{s} \quad (6.3)$$

Por otro lado, es necesario conocer la cantidad de kg de CO<sub>2</sub>, por cada kWh generado por la turbina GE LM2500+; por lo tanto, el **Indicador del Potencial de Calentamiento Global** en kg de CO<sub>2</sub> equivalentes por cada kWh generados por la turbina de gas GE LM2500+, se determina como sigue

$$I_{GWP} = 3600 \left[ \frac{\dot{m}_{comb} \left( \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{comb}} + 1 \right) \sum_i \chi_i \left( \frac{MM_i}{MM_{gc}} \right) (GWP_i)}{\dot{W}} \right] [=] \frac{kg_{CO2eq}}{kWh} \quad (6.4)$$

En este capítulo, se considera la combustión en función de la relación de equivalencia que se realizó en el Capítulo 3, en donde se determinaron las fracciones molares de la reacción de combustión del gas natural, y sólo se considera a los GEI que intervienen en los productos de la reacción de combustión. La turbina de gas

aeroderivada LM2500+ genera una potencia de 33104 kW y consume un flujo de combustible de 4.69 kg/s; estos valores también se utilizaron en el capítulo 4 para dimensionar la cámara de combustión. La Figura 6.1 presenta el indicador de potencial de calentamiento global en función de la relación de equivalencia, se muestra que al aumentar la relación de equivalencia se reducen los kgCO<sub>2</sub> equivalentes por cada kWh generado por la turbina, por ejemplo, al aumentar la relación de equivalencia de 0.7 a 0.9, el potencial de calentamiento global se reduce 25.7%.

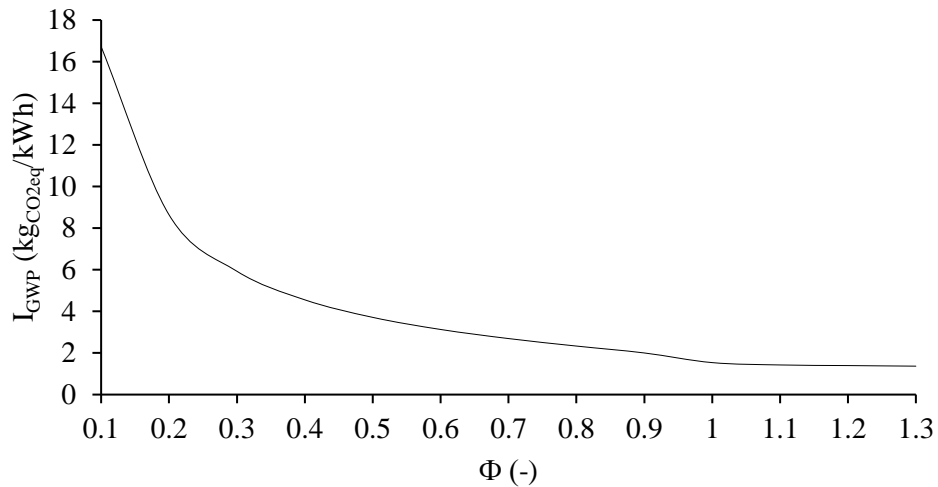


Figura 6.1 Indicador de potencial de calentamiento global en función de la relación de equivalencia.

## 6.2 Potencial de lluvia ácida

La primera persona en utilizar la palabra lluvia ácida fue Robert Angus Smith, el cual, investigaba las industrias británicas que trabajaban con carbon, las cuales, vertían humo a la atmosfera en grandes cantidades. Smith comprobó que estas industrias producían hollín que posteriormente se mezclaba con los componentes del aire de la atmosfera y modificaban la composición de la lluvia, haciéndola más ácida. Al final de 1950, los estudios realizados detectaron en la atmósfera, la contaminación proveniente de las industrias, debido al incremento de SO<sub>2</sub>; haciéndose evidente por el efecto que tenían sobre los bosques. Aunque este tipo de contaminación es comúnmente conocida como lluvia ácida, el término correcto es deposición ácida, porque la contaminación puede ser liberada como gas o como polvo, y estas partículas son arrastradas a la tierra por medio de la lluvia (Torres, 1999). La lluvia ácida es uno de los problemas más graves a tratar de la contaminación. Las consecuencias sobre los sistemas biológicos incluyen la disminución de las cosechas, una menor producción de madera, la necesidad de usar más fertilizantes para compensar las pérdidas de nutrientes, la pérdida de importantes pesquerías de agua dulce y también de los bosques (Torres, 1999). La contribución de cada GEI al potencial de lluvia ácida es diferente, y para poder comparar, a cada GEI se le asigna un potencial de lluvia ácida (PLLA, o ARP del inglés). Al dióxido de azufre se le asigna un potencial de lluvia ácida con valor 1, puesto que se toma como referencia para los demás, como se muestra en la Tabla 6.1 (Marcos, 2018). Por lo tanto, para evaluar el potencial de lluvia ácida de la turbina de gas aeroderivada, se hace el producto del flujo de los gases de combustión por la sumatoria del producto de la fracción másica con el indicador de riesgo de cada GEI que interviene en los gases de combustión, como se muestra en la siguiente expresión (Aguilar, 2001).

$$ARP = \dot{m}_{gc} \sum_i y_i (ARP_i) \quad (6.5)$$

La ecuación (6.5) también, se puede escribir como sigue

$$ARP = \dot{m}_{comb} \left( \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{comb}} + 1 \right) \sum_i \chi_i \left( \frac{MM_i}{MM_{gc}} \right) (ARP_i) [=] \frac{kg_{SO_2eq}}{s} \quad (6.6)$$

Por otro lado, es necesario conocer la cantidad de kg de SO<sub>2</sub> por cada kWh generado por la turbina GE LM2500+; entonces, el indicador del potencial de lluvia ácida en kg de SO<sub>2</sub> equivalentes por cada kWh generados por la turbina de gas GE LM2500+, se determina como sigue

$$I_{ARP} = 3600 \left[ \frac{\dot{m}_{comb} \left( \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{comb}} + 1 \right) \sum_i \chi_i \left( \frac{MM_i}{MM_{gc}} \right) (ARP_i)}{\dot{W}} \right] [=] \frac{kg_{SO_2eq}}{kWh} \quad (6.7)$$

La Figura 6.2 presenta el indicador de potencial de lluvia ácida en función de la relación de equivalencia; se muestra que, al aumentar la relación de equivalencia, se reducen los kgSO<sub>2</sub> equivalentes por cada kWh generado por la turbina, por ejemplo, al aumentar la  $\Phi$  de 0.7 a 0.9, el potencial de formación de lluvia ácida se reduce 55.6 %. Si se aumenta la  $\Phi$  a valores mayores a 0.9, el potencial de formación de lluvia ácida tiende a cero, y la formación de lluvia ácida es cero cuando la  $\Phi$  es igual a 1, esto indicaría que, todo el aire suministrado se está quemando con todo el combustible y no está generando gases contaminantes.

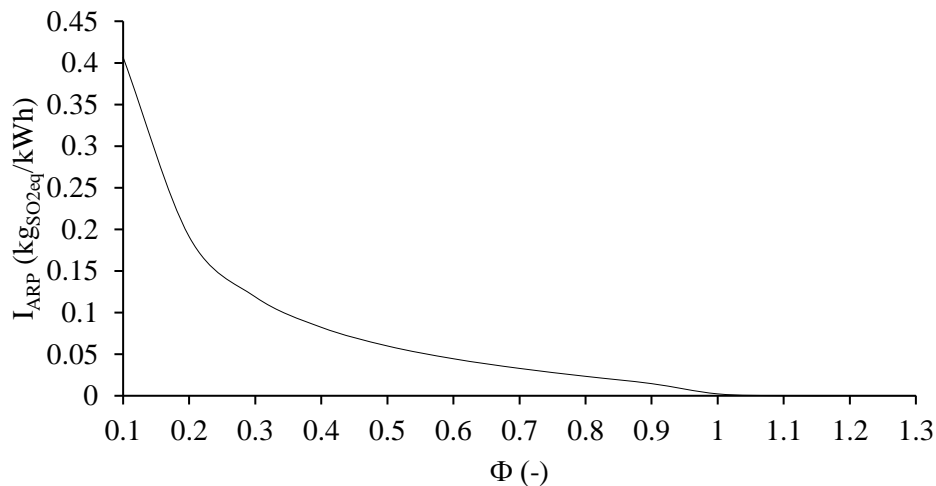


Figura 6.2 Indicador de potencial de formación de lluvia ácida en función de la relación de equivalencia.

### 6.3 Indicador de formación de smog

Los principales componentes de formación de smog son los óxidos de nitrógeno, compuestos volátiles, el metano y el monóxido de carbono. Las actividades humanas tienen mucho que ver, debido a que producen estos contaminantes; por ejemplo, con la quema de combustibles fósiles, y con el uso de productos que contienen disolventes orgánicos. El ozono (O<sub>3</sub>) por su toxicidad es el oxidante fotoquímico más importante. La Organización Mundial de la Salud estableció que, cuando la concentración de ozono en el aire que se respira es mayor a los 240  $\mu\text{g}/\text{m}^3$  durante más de ocho horas, hay un riesgo para la salud: reduce la función pulmonar, las vías respiratorias se inflaman y produce asma, además de favorecer las infecciones respiratorias (EPA, 2014). A nivel del suelo, el ozono se forma cuando las emisiones de los vehículos que contienen óxidos de nitrógeno, principalmente gases de escape de los vehículos y compuestos orgánicos volátiles disolventes y vapores de combustibles reaccionan con la luz solar. Por lo tanto, algunas de las

ciudades más soleadas son las más contaminadas. El potencial de formación de smog mide la capacidad de un compuesto químico orgánico volátil en contribuir a la formación de smog. La contribución de cada GEI al potencial de formación de smog es diferente, y para poder comparar, a cada GEI se le asigna un potencial de formación de smog (PFS, o SFP en inglés). Al óxido de nitrógeno, se le asigna un potencial de formación de smog con valor 1, y se toma como referencia para los demás, como se muestra en la Tabla 6.1 (Marcos, 2018). Para evaluar el potencial de formación de smog de la turbina de gas aeroderivada, se hace el producto del flujo de los gases de combustión por la sumatoria del producto de la fracción másica con el indicador de riesgo de cada GEI que interviene en los gases de combustión, y se expresa como sigue (Aguilar, 2001).

$$SFP = \dot{m}_{gc} \sum_i y_i (SFP_i) \quad (6.8)$$

La ecuación (6.8) también, se puede escribir como sigue

$$SFP = \dot{m}_{comb} \left( \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{comb}} + 1 \right) \sum_i \chi_i \left( \frac{MM_i}{MM_{gc}} \right) (SFP_i) [=] \frac{kg_{NO_{xeq}}}{s} \quad (6.9)$$

Por otro lado, es necesario conocer la cantidad de kg de NO<sub>x</sub>, por cada kWh generado por la turbina GE LM2500+, por lo tanto, el indicador del potencial de formación de smog en kg de NO<sub>x</sub> equivalentes por cada kWh generados por la turbina de gas GE LM2500+, se determina de la siguiente manera

$$I_{SFP} = 3600 \left[ \frac{\dot{m}_{comb} \left( \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{comb}} + 1 \right) \sum_i \chi_i \left( \frac{MM_i}{MM_{gc}} \right) (SFP_i)}{\dot{W}} \right] [=] \frac{kg_{NO_{xeq}}}{kWh} \quad (6.10)$$

La Figura 6.3 presenta el indicador de potencial de formación de smog en función de la relación de equivalencia, se muestra que al aumentar la  $\Phi$ , se reducen los kg<sub>NO<sub>x</sub></sub> equivalentes por cada kWh generado por la turbina; por ejemplo, al aumentar la  $\Phi$  de 0.7 a 0.9, el potencial de formación de smog se reduce 55.6%. Si se aumenta la  $\Phi$  a valores mayores a 0.9, el potencial de formación de smog tiende a cero, y la formación de smog es cero cuando la  $\Phi$  es igual a 1

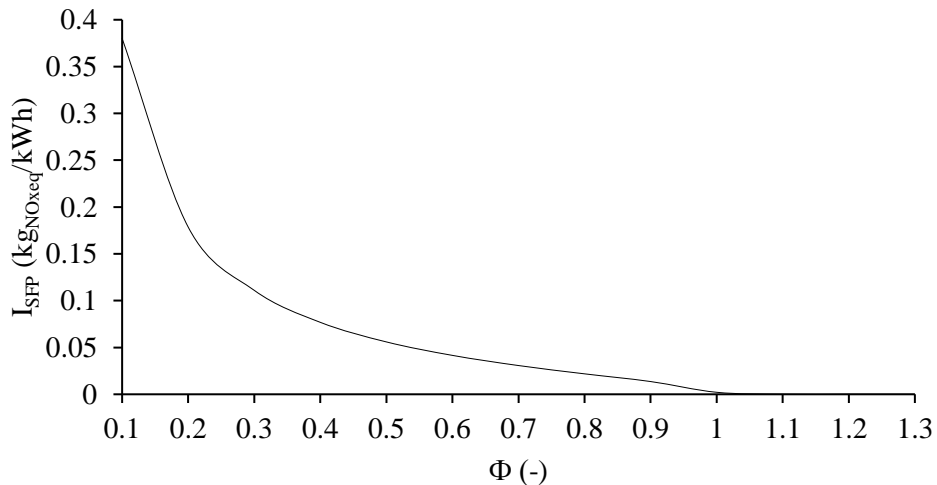


Figura 6.3 Indicador de potencial de formación de smog en función de la relación de equivalencia.

Para el caso de la cámara de combustión tipo anular de la turbina de gas GE LM2500+, considerando el flujo de aire y de combustible que entrada a la cámara de combustión de 84.4 kg/s y 4.69 kg/s, respectivamente, y la potencia de la turbina de 33104 kW. La Tabla 6.2 presenta fracciones molares de los GEI de las zonas de la cámara de combustión tipo anular, se considera en la reacción de combustión tiene una relación de equivalencia de 1 para la zona de recirculación, y para las otras zonas se consideran las fracciones molares de la mezcla aire-gases de combustión de la Tabla 5.6.

Tabla 6.2 Fracciones molares de los gases de combustión de cada zona de la cámara de combustión tipo anular.

Zonas de la cámara de combustión	$\chi_{CO}$	$\chi_{CO_2}$	$\chi_{NO}$	$\chi_{SO_2}$
Recirculación	4.6885E-11	9,92E-02	2,14E-04	1.67752E-07
Primaria	2.34E-11	4.96E-02	7.65E-07	8.36E-08
Secundaria	1.10E-11	2.34E-02	3.59E-07	3.92E-08
Dilución	7.16E-12	1,54E-02	2.35E-07	2.56E-08

Considerando las fracciones molares de la Tabla 6.2 y sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones (6.3) y (6.4), se tiene la Figura 6.4, ésta muestra el indicador de potencial de calentamiento global de cada zona de la cámara de combustión. También, muestra que la zona con mayor potencial de calentamiento global es la zona de recirculación con 28.95 kgCO<sub>2eq</sub>/kWh debido a la combustión. Con respecto a la zona de recirculación las otras zonas son la zona primaria es 52.7%, menor; la zona secundaria es 77.7 % menor; y la zona de dilución es 85.3 % menor.

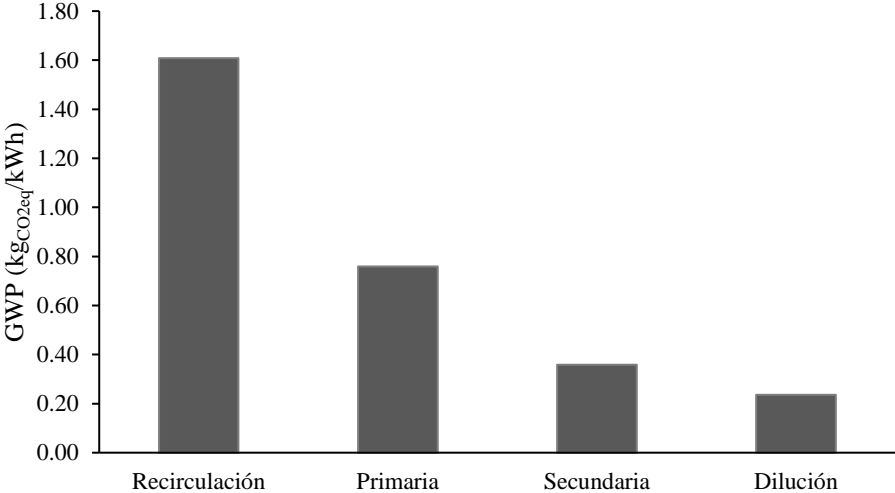


Figura 6.4 Indicador de potencial de calentamiento global de cada zona de la cámara de combustión.

Considerando las fracciones molares de la Tabla 6.2 y sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones (6.6) y (6.7), se tiene la Figura 6.5, la cual, presenta el indicador de potencial de formación de lluvia ácida de cada zona de la cámara de combustión. Se muestra que la zona con mayor potencial de lluvia ácida es la zona de recirculación con 0.04314 kgSO<sub>2eq</sub>/kWh debido a la combustión. Con respecto a la zona de recirculación las otras zonas son: la zona primaria es 99.5 %, menor; la zona secundaria es 99.8 % menor; y la zona de dilución es 99.9 % menor.

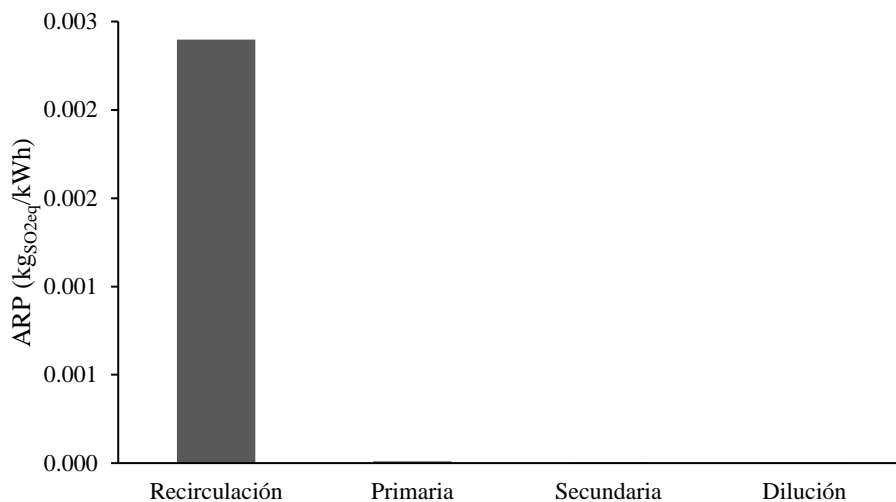


Figura 6.5 Indicador de potencial de formación de lluvia ácida de cada zona de la cámara de combustión.

Considerando las fracciones molares de la Tabla 6.2 y sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones (6.9) y (6.10), se tiene la Figura 6.6, ésta muestra el indicador de potencial de formación de smog de cada zona de la cámara de combustión. Se muestra que la zona con mayor potencial de formación de smog es la zona de recirculación con 0.0402 kg<sub>NO<sub>x</sub>eq</sub>/kWh debido a la combustión. Con respecto a la zona de recirculación las otras zonas son la zona primaria es 99.6 % menor; la zona secundaria es 99.8 % menor; y la zona de dilución es 99.9 % menor.

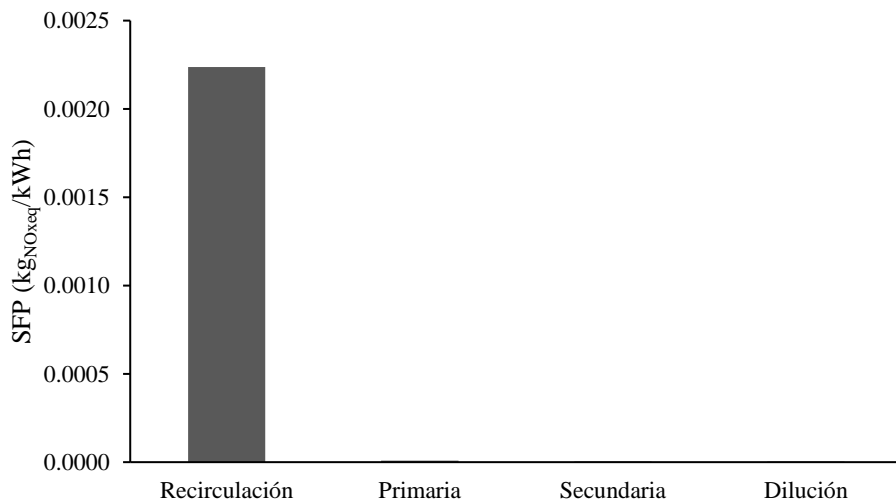


Figura 6.6 Indicador de potencial de formación de smog de cada zona de la cámara de combustión.

## Principales resultados

La metodología para determinar las fracciones molares de la combustión del gas natural que se realiza en el capítulo 3, se basa en la metodología propuesta por Olikara, pero a diferencia de él, se considera azufre en el combustible, así como,  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$  en el aire. Esta metodología permitió determinar las fracciones molares de la reacción de combustión del gas natural con contenido de azufre, y parámetros de la combustión en función de la relación de equivalencia, permitiendo observar el aumento o disminución de la concentración en fracción molar de cada sustancia de los gases de combustión.

El aumento y disminución de la concentración de cada componente de los gases de combustión se debe a la riqueza de aire y combustible de la relación de equivalencia. De los gases de combustión que se determinaron en este trabajo, sólo se considera a los GEI  $\text{NO}$ ,  $\text{SO}_2$  y  $\text{CO}_2$ ; los resultados muestran que al aumentar la relación de equivalencia de 0.1 a 1, indicando que el aire disminuye y el combustible aumenta, y como consecuencia, la fracción molar del  $\text{NO}$  disminuye 94%. En el caso del  $\text{SO}_2$  y  $\text{CO}_2$  ocurre de forma contraria, éste aumenta 98 % y 89 %, el exceso de aire disminuye el 100 %, por la cual, cuando  $\Phi=1$ , la mezcla aire-combustible es ideal, no se requiere exceso de aire en la reacción de combustión, el calor de combustión aumenta 4.64%, la temperatura de flama adiabática aumenta 72%, la temperatura y presión de rocío aumentan 0.14 % y 1.12 %, respectivamente y la relación aire combustible disminuye 89.9 %.

Este trabajo proporciona una metodología para determinar la temperatura y presión de los gases de combustión a partir del dimensionamiento de una cámara de combustión tipo anular. A partir de esta metodología se determinó que, con respecto a la temperatura y presión del aire de entrada a la cámara de combustión hay un aumento en la temperatura y presión de los gases de combustión del 63 % y 20.7%, respectivamente. Esto se debe principalmente a los cinturones de orificios que se encuentra en cada zona de la cámara de combustión y a los diámetros de cada orificio; los diámetros de 0.0077 m de los 40 orificios del cinturón del domo en la zona de recirculación permiten que se lleve a cabo una  $\Phi=1$  y una relación aire-combustible de  $17.13 \text{ kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{comb}}$ , permitiendo la combustión con temperatura de flama adiabática de 2046.48 K.

Por otro lado, se muestra la reducción de la temperatura y presión de los gases de combustión como consecuencia del aumento del diámetro en las zonas primaria, secundarias y de dilución, provocando un mayor suministro de aire, lo que permite el enfriamiento de los gases de combustión de cada zona hasta la temperatura admitida por la turbina, en la zona primaria hay un cinturón de orificios y con respecto a la zona de recirculación el diámetro de los orificios de la zona primaria aumenta 23% lo que provoca una disminución de la temperatura y presión del 2.8 %, en la zona secundaria se colocan dos cinturones de cuarenta orificios, los diámetros de los orificios de cada cinturón en la zona secundaria son 10.4 % y 61.5 % mayores con respecto al diámetro de los orificios de la zona de recirculación, respectivamente, provocando una disminución de la temperatura y presión del 12.7 %, la zona de dilución tiene un cinturón de cuarenta orificios y con respecto a la zona de recirculación el diámetro de los orificios aumenta 23 %, permitiendo que la temperatura y presión disminuya 9.4%.

Este trabajo permitió relacionar la exergía con los impactos ambientales permitiendo identificar el lugar y fuente de las irreversibilidades, y las zonas con mayor impacto ambiental. El análisis exergético se basó principalmente en la exergía química y física de cada corriente, aplicando la metodología de la caja de equilibrio de van't Hoff y se determinó la energía disponible máxima que aportaba el combustible. El considerar al aire y a los gases de combustión como una mezcla de gases, permitió determinar la exergía química de entrada y salida de cada volumen de control o zona de la cámara de combustión. Considerar las propiedades del aire y gases de combustión, como son las temperaturas y presiones del aire y gases de combustión determinadas en los capítulos 4 y 5, permitió determinar las entalpías y entropías, lo que, a su

vez, permitió determinar las exergías físicas de cada corriente que entra y sale de cada volumen de control o zonas de la cámara de combustión tipo anular. Determinar las exergías físicas y químicas de cada corriente que intervienen en la cámara de combustión permitió mediante un balance de exergía, determinar las irreversibilidades de cada proceso que interviene en cada volumen de control o zonas de la cámara de combustión, permitiendo a su vez, identificar las zonas con las mayores pérdidas de energía disponible o irreversibilidades.

Los resultados muestran que la zona de recirculación tiene la mayor irreversibilidad, debido a que ahí se lleva a cabo la combustión, las demás zonas generan menos irreversibilidad, debido a que sólo se considera la mezcla de aire y gases de combustión, en comparación con la zona de recirculación, la irreversibilidad es menor en la zona: dilución, 61 %; primaria, 66.3 %; secundaria, 98.8 %.

El análisis ambiental se basó principalmente en indicadores ambientales, tales como: potencial de calentamiento global, potencial de lluvia ácida y el potencial de formación de smog, estos indicadores permitieron conocer concentración de GEI que se encuentran en los gases de combustión del gas natural por cada kWh generado, en función de la relación de equivalencia.

Los resultados muestran que entre más cerca  $\Phi=1$  es menor la emisión, lo que permite asegurar que la reacción de combustión entre más cerca a la estequiométrica o a una reacción de combustión completa, será menos contaminante. Con respecto al indicador de potencial de calentamiento global en función de la relación de equivalencia, se encuentra que al aumentar la relación de equivalencia se reducen los  $\text{kg}_{\text{CO}_2}$  equivalentes por cada kWh generado por la turbina, es decir, al aumentar la relación de equivalencia de 0.7 a 0.9, el potencial de calentamiento global se reduce 25.7 %. Con respecto al indicador de potencial de lluvia ácida en función de la relación de equivalencia, se tiene que, al aumentar la relación de equivalencia, se reducen los  $\text{kg}_{\text{SO}_2}$  equivalentes por cada kWh generado por la turbina, es decir, al aumentar la relación de equivalencia de 0.7 a 0.9, el potencial de formación de lluvia ácida se reduce 55.6 %.

Con respecto al indicador de potencial de formación de smog en función de la relación de equivalencia, se tiene que, al aumentar la relación de equivalencia, se reducen los  $\text{kg}_{\text{NO}_x}$  equivalentes por cada kWh generado por la turbina, es decir, al aumentar la relación de equivalencia de 0.7 a 0.9, el potencial de formación de smog se reduce 55.6 %. Sin embargo, estos indicadores no solo permiten conocer la concentración de los GEI en los gases de combustión del gas natural, sino que también permiten identificar las zonas de la cámara de combustión con la mayor concentración de GEI. Los resultados muestran que la zona con mayor potencial de calentamiento global es la zona de recirculación 28.95  $\text{kg}_{\text{CO}_2\text{eq}}/\text{kWh}$  debido a la combustión. Con respecto a la zona de recirculación: la zona primaria es 52.7 % menor, la zona secundaria es 77.7 % menor; y la zona de dilución es 85.3 % menor. También, se tiene que la zona con mayor potencial de lluvia ácida es la zona de recirculación con 0.04314  $\text{kg}_{\text{SO}_2\text{eq}}/\text{kWh}$  debido a la combustión. Con respecto a la zona de recirculación: la zona primaria es 99.5 % menor; la zona secundaria es 99.8 % menor; y la zona de dilución es 99.9 % menor. Finalmente, se encuentra que la zona con mayor potencial de formación de smog es la zona de recirculación con 0.0402  $\text{kg}_{\text{NO}_x\text{eq}}/\text{kWh}$  debido a la combustión. Con respecto a la zona de recirculación: la zona primaria es 99.6 %, menor; la zona secundaria es 99.8 % menor; y la zona de dilución es 99.9 % menor.



## Conclusiones

A partir de la metodología desarrollada en esta tesis fue posible alcanzar en su totalidad los objetivos propuestos. Con base en el método de Olikara, pero con un combustible que contiene azufre, y aire con  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ , este trabajo aporta un método con el cual es posible determinar de forma satisfactoria la composición y parámetros de la combustión en función de la relación de equivalencia. Al aplicar las ecuaciones empíricas propuestas por varios autores fue posible determinar en su totalidad las dimensiones de una cámara de combustión tipo anular, permitiendo determinar las presiones y temperaturas de cada volumen de control.

A partir de las propiedades de presión y temperatura en cada volumen de control de la cámara de combustión, se determinó la exergía física y como aportación mediante el método de Olikara de la caja de equilibrio de van't Hoff se determina la exergía química del combustible gas natural con contenido de azufre.

También, se determinan las zonas de la cámara de combustión tipo anular de una turbina de gas LM2500+ con mayor y menor generación de irreversibilidad e impacto al medio ambiente a partir de balances de exergía e indicadores ambientales. La zona con mayor irreversibilidad y con un mayor impacto ambiental es la zona de recirculación debido a la reacción de combustión; la zona con menor irreversibilidad es la zona secundaria, debido a que en esa zona se lleva a cabo la mayor caída de presión y temperatura; la zona de menor impacto ambiental es la zona de dilución, debido a que es la zona con la menor temperatura y presión.

Entre las limitaciones de esta tesis es que la evaluación de la combustión mediante el método Olikara está restringido a que la reacción de combustión debe realizarse en el equilibrio químico, por lo que, como prospectiva sería interesante trabajar con la cinética de la reacción de combustión del gas natural.

Con respecto al dimensionamiento de la cámara de combustión, la metodología realizada en este trabajo se limita a una cámara de combustión tipo anular, como trabajo futuro podría ser realizar el dimensionamiento para cámaras de combustión tipo tubular y tuboanular.

Finalmente, la prospectiva con respecto al estudio exergético y ambiental, así como para todo el trabajo, es realizar un análisis paramétrico, para poder determinar en qué condiciones de entrada y salida de la cámara de combustión tipo anular, se obtienen las menores irreversibilidades e impactos al medioambiente.



## Referencias

- A. C. Conrado, P. T. Lacava, A. C. P. Filho, M. D. S. Sanches. (2004). Basic design principles for gas turbine combustor, in: Proceedings of the 10<sup>th</sup> ENCIT. paper No.0316.
- A. G. Marcos. (2018). Protocolo de Kioto y desarrollo sostenible. Cuadernos y biodiversidad, 32, 12-17.
- A. G. Torres, L. G. Galván. (1999). Lluvia Ácida. Dirección General de Prevención y Control de la Contaminación, Red Automática de Monitoreo Atmosférico r.a.ma. Secretaría del Medio Ambiente México DF. 39–42 p.
- A. Gurría. (2015). Presentación del Sitio Web del INEGI sobre Indicadores de Bienestar Regional. 2020. de OECD Sitio web: <https://www.oecd.org/mexico/presentacion-del-sitio-web-del-inegi-sobre-indicadores-de-bienestar-regional.htm>.
- A. H. Lefebvre, D. R. Ballal. (2010). Gas Turbine Combustion. New York: CRC Press.
- A. Hepbasli. (2010). Review on energetic, exergetic and exergoeconomic aspects of geothermal district heating systems (GDSs). Energy Conversion and Management. Vol. 51. pp 2041-2064.
- A. K. Husain, M. A. Mashkoor, F. A. A. Khalaf. (2018). Gas Turbine Tubular Combustor Main Injector Optimization for Low Emission Combustion. Journal of University of Babylon for Engineering Sciences. Vol. 26. 1-12.
- A. Kumar. (2017). Design of a Turbocharger Combustor.
- A. Seaton, W. MacNee, K. Donaldson, E. Godden. (1995). Particulate Air Pollution and Acute Health Effects. Lancet. Vol. 345. pp. 176–8.
- Agencia de protección ambiental (EPA). (2014). Global Warming Potentials and Ozone Depletion Potentials of Some Ozone-Depleting Substances and Alternatives Listed by the SNAP Program. Disponible en: [www.epa.gov/ozone/snap/subsgwps.html](http://www.epa.gov/ozone/snap/subsgwps.html).
- Aguilar Adaya Ignacio (2001). Análisis Exergo-Ambiental del Desempeño de una Turbina de Gas Aeroderivada, Tesis para obtener el grado de maestro en ciencias. Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa.
- Anon. (2009). “International Energy Outlook,” Energy Information Administration, U.S. Department of Energy. Washington DC.
- B. Carnaban, H. A. Luther, J. O. Wilkes. (1969). Applied Numerical Methods, Chapter 5. John Wiley. New York.
- C. Alonso, V. Rodríguez. (1985). Alternativas energéticas. Fondo de Cultura Económica. D.F., México.
- C. D. Rakopoulos, D. T. Hountalas, E. I. Tzanos, G. N. Taklis. (1994). A fast algorithm for calculating the composition of diesel combustion products using 11 species chemical-equilibrium scheme. Adv. Eng. Softw. 19 (2), 109-119.
- C. P. Mark, A. Selwyn. (2016). Design and analysis of annular combustion chamber of a low by pass turbofan engine in a jet trainer aircraft. Propulsion and Power Research. Vol. 2. 97-107.
- Campsa. (1988). Manual técnico sobre la utilización de combustibles líquidos en la industria. España: [S.l.]: Campsa.
- D. Kretschmer. (1979). Private Correspondence.

- D. W. Bahr. (1991). Aircraft Engines NOx Emissions Abatement Progress and Prospects. Tenth International Symposium on Air-Breathing Engines. ISABE 91-7064. AIAA. Washington, DC. pp. 229–38, 1991.
- D. W. Bahr. (1992). Aircraft Turbine Engine NOx Emission Limits—Status and Trends. ASME Paper 92-GT-415.
- D. W. Bahr. (1995). Lecture notes for short course on gas turbine combustion; University of California. Irvine.
- E. Amani, P. Rahdan, S. Pourvosoughi. (2018). Multi-objective optimizations of air partitioning in a gas turbine combustor. Applied Thermal Engineering, Vol. 18, 1359-4311.
- E. Torrella. (2014). La combustión. Obtenido de <http://www.upv.es/entidades/DTRA/infoweb/dtra/info/U0675360.pdf>.
- F. Bozza, R. Tuccillo, G. Fontana. (1994). Performance and emission levels in gas turbine plants. J. Eng. Gas. Turb. Power 116 (1), 53-62.
- FIDA, (2012). Pirólisis. Publicado por la Fundación para la Investigación y el Desarrollo Ambiental. Madrid, España.
- H. Aydin. (2013). Exergetic sustainability analysis of LM6000 gas turbine Power Plant with steam cycle. Energy. 57. 766-774.
- H. Fossen. (2018). Antrasitt de Universitetet i Bergen Sitio web: <https://snl.no/antrasitt>.
- H. Kayhan, U. Yasin. (2013). Prediction of equilibrium products and thermodynamic properties in H<sub>2</sub>O injected combustion for CaHbOcNd type fuels. Fuel, 113, 389-401.
- H. Kayhan. (2017). Effect of natural gas components on its flame temperature, equilibrium combustion products and thermodynamic properties. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 45, 456-473. <https://es.scribd.com/document/23697531/Dry-Low-NOx-Combustión-for-Gas-Turbines>. <https://new.siemens.com/mx/es/productos/energia/generacion/turbinas-de-gas/sgt5-4000f.html>
- I. Dincer, M. A. Rosen. (2013). Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development. Amsterdam: ELSEVIER.
- I. Glassman, R. A. Yetter. (2008). Combustión. San Diego, California: Elsevier Inc.
- J. B. Heywood. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill. New York, US.
- J. C. Rangel, J. Santos. (2001). Turbinas de gas, Seminario de Proyectos. Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa.
- J. H. Horlock, D. E. Winterborne. (1986). The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines. Oxford. England: Clarendon Press.
- J. H. Perry. (1950). The Chemical Engineers Handbook, 3rd ed., McGraw Hill Book Company. New York. p. 388.
- J. M. CIMBALA. (2006). Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones. 1ª edición. New York: McGraw-Hill.
- J. M. Prausnitz, Bruce E. Poling. (2001). The properties of gases and liquids. 5ª edition. New York: McGraw-Hill.

- J. S. Chin, A. H. Lefebvre. (1989). Influence of Fuel Chemical Properties on Soot Emissions from Gas Turbine Combustors. ASME Paper 89-GT-261, 1989.
- JANAF thermochemical tables. (1998). NSRDS-NB537. US National Bureau of Standards.
- K. K. Rink, A. H. Lefebvre. (2011) Influence of Fuel Drop Size and Combustor Operating Conditions on Pollutant Emissions. International Journal of Turbo and Jet Engines. Vol. 6. No. 2. pp. 113–22.
- L. G. Tomei. (2015). Steam: Its generation and use. Charlotte, North Carolina, U.S.A.: The Babcock & Wilcox Company.
- L. Tim, Y. Vigor. (2013) Gas Turbine Emissions. First Edition. United States of America: Cambridge University Press. ISBN: 978-0-521-76405-6.
- M. H. Shateria, S. Ghorbania, A. H. Sarapardehb, A. H. (2015). Application of Wilcoxon generalized radial basis function network for prediction of natural gas compressibility factor. Vol. 50, 131-141.
- M. L. de Souza Santos. (2004). Solid Fuels Combustion and Gasification Modeling, Simulation, and Equipment Operation. New York, NY, U.S.A.: MARCEL DEKKER, INC.
- M. M. Martínez. (2005). Combustión y quemadores. España: MARCOMBO S.A.
- M. M. Schorr. (1991). NO<sub>x</sub> Emission Control for Gas Turbines: A 1991 Update on Regulations and Technology (Part I). Turbomachinery International. Sept./Oct., pp. 24–30.
- M. Rashidi. (1998). Calculation of equilibrium composition in combustion products. Appl. Therm. Eng. 18 (3-4), 103–109.
- Madrid Ahorro con Energía. (2012). Guía Básica de calderas industriales. La Suma de Todos. Vol. 12. Pag. 97-159.
- JMelconian, J.W. Modak. (1985). Combustors design, in: Saywer's Gas Turbine Engineering Handbook: Theory & Design. Vol. 1. Turbomachinery International Publications, Connecticut.
- Norma Ambiental NA-AI-001-03. (2016). Norma ambiental de la calidad del aire. México.
- NRC (National Research Council), (1981). Methane Generation from Human, Animal and Agricultural Wastes. En: Informe de un panel del Comité Consultivo sobre innovación Tecnológica. Washington, D.C. EE.UU.
- Olikara, G. L. Borman. (1975). A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with some Applications to Internal Combustion Engines. SAE PAPER: 750468.
- Organización de Aviación Civil Internacional (OACI). (2018). [http:// www.icao.org](http://www.icao.org).
- Organización Meteorológica Mundial (OMM). (2010). Scientific Assessment of Ozone Depletion: Informe núm. 52 del Proyecto mundial de investigación y vigilancia del Ozono. Disponible: [www.wmo.int/pages/prog/arep/gaw/ozone\\_2010/documents/Ozone-Assessment-2010-complete.pdf](http://www.wmo.int/pages/prog/arep/gaw/ozone_2010/documents/Ozone-Assessment-2010-complete.pdf).
- OTAN (NATO Research and Technology Organization). (2002). Performance Prediction and Simulation of Gas Turbine Engine Operation. France.
- P. L. Russel. (1982). Fuel Main burner/Turbine Effects. AFWAL-TR-81-21000.
- Q. P. Zheng. A. K. Jasuja, A. H. Lefebvre. (1996). Influence of Air and Fuel Flows on Gas Turbine Sprays at High Pressures. Twenty-Sixth (International) Symposium on Combustion. pp. 2757–62. The Combustion Institute, Pittsburgh, PA.

- R. Anderson. (2014). Gasificación del carbón: ¿la energía limpia del futuro? 16 abril 2014, de BBC Sitio web: [http://www.cva.itesm.mx/biblioteca/pagina\\_con\\_formato\\_version\\_oct/apaweb.html](http://www.cva.itesm.mx/biblioteca/pagina_con_formato_version_oct/apaweb.html).
- R. C. Bailie, (1979). Technical and economic assessment of methods for direct conversion of agricultural residue to usable energy. Reporte final publicado por la West Virginia Universidad Morgantown, preparado para la Energy Research and Development Administration. Washington D.C., EE.UU.
- R. Kehlhofer. (1997). Combined-cycle gas & steam turbine power plants, Tulsa, Oklahoma: Pennwell.
- S. D. Solomon, Q. M. Manning, C. M. Marquis, K. B. Averyt, M. Tignor and H.L. Miller. IPCC. (2007). Cambio Climático 2007: Grupo de Trabajo I: The Physical Science Basis. Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático. Cambridge University Press, Cambridge, Reino Unido y Nueva York, NY, EE. UU. Disponible en: [www.ipcc.ch/publications\\_and\\_data/ar4/wg1/en/ch2s2-10-2.html](http://www.ipcc.ch/publications_and_data/ar4/wg1/en/ch2s2-10-2.html).
- S. García. (2005). Centrales de ciclo combinado. Renovetec. España.
- S. Jarunghammachote, A. Dutta. (2008). Equilibrium modeling of gasification: Gibbs free energy minimization approach and its application to spouted bed and spout-fluid bed gasifiers”, Energy Conversion and Management, vol. 49, pp. 1345-1356.
- S. Kenneth, S. I. Twardowska, T. P. Ashok, K. Alva. (2006). Coal Combustion by Products and Environmental Issues. New York, NY, USA: Springer Science + Business Media.
- S. Murugan, S. S. Mahapatra, D. Hansdah, B. Hora´ k. (2015). Validation of some engine combustion and emission parameters of a bioethanol fuelled DI diesel engine using theoretical modelling. Alexandria Engineering Journal, 54, 993-1002.
- S. O. C. Martínez. (2015). Tesis: Instalación y Arranque de un Prototipo de Gasificación. UNAM, Facultad de Ingeniería. CDMX, México.
- S. R. Turns. (2000). An introduction to combustion: Concepts and applications. 2nd ed. New York: Mc Graw Hill.
- S. S. García, F. G. Moñux. (2006). Centrales térmicas de ciclo combinado: Teoría y proyecto. España: Diaz de Santos.
- Saywer´s. (1985). Gas Turbine Engineering Handbook, Theory & Design, Turbomachinery International Publications. Connecticut, Vol. 1.
- SIEMENS (2013). Turbina de gas de servicio pesado SGT5-4000F. Obtenido de Scribd:
- Sompop Jarunghammachote. (2017). Calculation of Combustion Products Using 6 Species Equilibrium Model . SWU Engineering Journal , 12, 94-105.
- System GE Power. (2011). Dry Low NOx Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines. Obtenido de Scribd:
- T. J. Kotas. (2012). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Great Brittain: Anchor Brendon Ltd.
- T. S. Pires, E. M. E. Cruz, M. J. Colaço, M. A. C. Alves. (2018). Application of nonlinear multivariable model predictive control to transient operation of a gas turbine and NOx emissions reduction, Energy. 149. 341-353.
- T. S. Snyder, T. J. Rosfjord, J. B. McVey, L. M. Chiappetta. (1994). Comparison of Liquid Fuel/Air Mixing and NOx Emissions for a Tangential Entry Nozzle. ASME Paper 94-GT-283.

- Tsatsaronis, G. (1993). Thermo-economic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science*. 19(3). 227-257.
- W. R. Kenneth, M. B. Kenneth. (2011). *Combustion Engineering*. New York: Taylor and Francis Group.
- W. S. Hung, D. D. Agan. (1985). The Control of NO<sub>x</sub> and CO Emissions from 7-MW Gas Turbines with Water Injection as Influenced by Ambient Conditions. ASME Paper 85-GT-50.
- W. S. Hung. (1993). Carbon Monoxide Emissions from Gas Turbines as Influenced by Ambient Temperature and Turbine Load. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Vol. 115. No. 3. pp. 588–93.
- X. Li, J.R. Grace, A.P. Watkinson, C.J. Lim, and A. Ergüdenler. (2001). Equilibrium modeling of gasification: a free energy minimization approach and its application to a circulating fluidized bed coal gasifier. *Fuel*; vol. 80, pp. 195–207.



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

# ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00064

Matricula: 2181800413

Análisis exergo ambiental de la combustión de una turbina de gas.



EMANUEL LOPEZ ALBA  
ALUMNO

REVISÓ

  
MTRA. ROSALIA SERRANO DE LA PAZ  
DIRECTORA DE SISTEMAS ESCOLARES

Con base en la Legislación de la Universidad Autónoma Metropolitana, en la Ciudad de México se presentaron a las 11:00 horas del día 19 del mes de junio del año 2020 POR VÍA REMOTA ELECTRÓNICA, los suscritos miembros del jurado designado por la Comisión del Posgrado:

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA  
M. EN C. ALEJANDRO TORRES ALDACO  
DR. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretario el último, se reunieron para proceder al Examen de Grado cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGIA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: EMANUEL LOPEZ ALBA

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado resolvieron:

## APROBAR

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó al interesado el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

  
DR. JESÚS ALBERTO OCHOA TAPIA

PRESIDENTE

  
DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA

VOCAL

  
M. EN C. ALEJANDRO TORRES ALDACO

SECRETARIO

  
DR. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA

El presente documento cuenta con la firma –autógrafa, escaneada o digital, según corresponda- del funcionario universitario competente, que certifica que las firmas que aparecen en esta acta – Temporal, digital o dictamen- son auténticas y las mismas que usan los c.c. profesores mencionados en ella