INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN
UNIDAD CULHUACAN

DESARROLLO DE UN MÉTODO PARA DISMINUIR LA FORMACIÓN DE NOx EN EL HORNO DE UN GENERADOR DE VAPOR DE 350 MW

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS

PRESENTA:

ING. FERNANDO CRUZ CRUZ

DIRECTOR(ES) DE TESIS:

DR. GUILLERMO JARQUÍN LÓPEZ

DR. GEORGIY POLUPAN

México, D.F., Marzo 2011

SIP-14-BIS

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F., siendo las 12:00 horas del día 24 del mes de febrero del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de SEPI-ESIME-CULHUACAN para examinar la tesis titulada:

"Desarrollo de un Método para Disminuir la Formación de NOx en el Horno de un Generador de Vapor de 350 MW"

Presentada por el alumno:

Cruz	**Cruz**	**Fernando**
Apellido paterno	Apellido materno	Nombre(s)

Con registro: | A | 0 | 9 | 0 | 2 | 7 | 5 |

aspirante de:

MAESTRÍA EN CIENCIAS DE INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron ***APROBAR LA TESIS***, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Directores de tesis

Dr. Guillermo Jarquin López

Dr. Georgiy Polupan

Dr. Igor Loboda

Dr. Miguel Ángel Olivares Robles

Dr. Mauricio Romero Bastida

INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
ESTADOS UNIDOS MEXICANOS
S.E.P.
SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION
ESIME CULHUACAN

PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES

Dr. Gonzalo Isaac Duchen Sánchez

INSTUTUTO POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA DE CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, D.F., el día 25 de Marzo del año 2011 el que suscribe **Fernando Cruz Cruz** alumno del programa **Maestría en Ciencias de Ingeniería en Sistemas Energéticos** con número de registro A090275, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Culhuacan, manifiesta que es autor intelectual del presente trabajo de tesis bajo la dirección de **Dr. Guillermo Jarquín López / Dr. Georgiy Polupan** y ceden los derechos del trabajo titulado "**DESARROLLO DE UN MÉTODO PARA DISMINUIR LA FORMACIÓN DE NOX EN EL HORNO DE UN GENERADOR DE VAPOR DE 350 MW**", al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección **fercho_cruz_63@hotmail.com.** Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Ing. Fernando Cruz Cruz

Nombre y Firma

AGRADECIMIENTOS

A DIOS: Por permitirme disfrutar de la vida y darme fortaleza para poder cumplir mis metas.

A MIS PADRES: La Sra. Luciana Cruz Mendoza y el Sr. Severo Cruz Pérez. Quienes son mi más grande orgullo, ejemplo de dedicación y esfuerzo, a quienes agradezco todo su amor, cariño, apoyo y sus sabios consejos que me han ayudado a tomar decisiones correctas.

A MIS HERMANOS: Olga y Guillermo. Quienes siempre han estado conmigo y me han brindado todo su apoyo, afecto y cariño incondicional. Comparto con ustedes una meta más lograda de mi vida.

AL IPN: Por ser mi casa de estudios desde el nivel medio superior y proveerme de todos los recursos para el logro de este objetivo.

AL DR. GUILLERMO JARQUÍN: Por la oportunidad de realizar la maestría, tomando la responsabilidad de dirigir mi trabajo. Además de su entusiasmo, consejos y amistad brindados durante el recorrido de este camino.

AL DR: GIORGIY POLUPAN: Por su paciencia y apoyo en la elaboración del presente trabajo y a quien admiro por su profunda dedicación y conocimientos.

A LA COMISION REVISORA:
DR. IGOR LOBODA
DR. MIGUEL ÁNGEL OLIVARES
DR. GUILLERMO JARQUÍN LÓPEZ
DR. GEORGY POLUPAN
DR. MAURICIO ROMERO BASTIDA
DR. BASILIO DEL MURO CUELLAR
Por sus observaciones y conocimientos compartidos durante la realización del presente trabajo.

A MIS AMIGOS: Por el buen compañerismo que compartimos durante esta etapa de la maestría, porque aprendimos desde el nivel superior que la unión hace la fuerza.

ÍNDICE GENERAL

	DESCRIPCIÓN	PAG
	LISTA DE FIGURAS Y TABLAS	**I**
	NOMENCLATURA	**VI**
	RESUMEN	**IX**
	ABSTRACT	**X**
	INTRODUCCIÓN	**XI**
CAPITULO I		
	MARCO TEÓRICO EN FORMACIÓN DE NOx EN GENERADORES DE VAPOR	
1.1	Generalidades	2
1.2	Control de óxidos de nitrógeno	4
1.2.1	Bajo exceso de aire	5
1.2.2	Quemadores fuera de servicio	5
1.2.3	Combustión a dos etapas	6
1.2.4	Recirculación de los gases	6
1.2.5	Combustión no estequiométrica	7
1.3	Combustión del combustóleo	10
1.3.1	Relaciones estequiométricas	12
1.4	Límites permisibles de emisión de NOx	13
CAPITULO II		
	METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE CAUDALES DE AIRE Y COMBUSTÓLEO, EFECTO TÉRMICO Y FORMACIÓN DE NOx PARA COMBUSTIÓN NO ESTEQUIOMÉTRICA	
2.1	Estudio de la distribución de aire y combustóleo para organizar dos zonas de combustión no estequiométrica	16
2.2	Metodología de cálculo del caudal de aire y combustóleo por los quemadores en las zonas I y II del generador de vapor de 350 MW (Caso A)	19
2.2.1	Análisis de distribución del aire y del combustóleo en la zona I	20
2.2.2	Análisis de distribución del aire y del combustóleo en la zona II	21
2.3	Metodología del cálculo del caudal de aire y del combustóleo por los quemadores en las zonas I y II del generador de vapor de 350 MW (Caso B)	22
2.3.1	Distribución del aire por las zonas I y II	22
2.3.2	Distribución del combustóleo por las zonas I y II	23

2.4	Análisis de la composición de los gases productos de la combustión en la zona I del hogar del generador de vapor de 350 MW	24
2.5	Metodología del cálculo de los flujos de calor productos de la combustión del combustóleo	26
2.6	Metodología del cálculo del efecto térmico producto de la combustión no estequiométrica en la zona I	27
2.7	Metodología del cálculo del efecto térmico producto de la combustión no estequiométrica en la zona II	28
2.8	Metodología del cálculo de la formación de óxidos de nitrógeno en el hogar del generador de vapor que quema combustóleo	29
2.9	Cálculo de NOx totales en el hogar del generador de vapor	31
2.9.1	Conversión de ppm a gasto másico en zona I	31
2.9.2	Conversión de ppm a gasto másico en zona II	31

CAPITULO III

EJEMPLO DE APLICACIÓN DE COMBUSTIOIN NO ESTEQUIOMÉTRICA A CARGA 100% DE OPERACIÓN

3.1	Cálculo de los caudales de aire y del combustóleo en zonas I y II en el hogar del generador de vapor de 350 MW	34
3.1.1	Cálculo del caudal de aire y combustóleo en el caso A	34
3.3.2	Cálculo del caudal de aire y combustóleo en el caso B	35
3.2	Análisis de la combustión no-estequiométrica en la zona I de 1 kg-mol de combustóleo con un coeficiente de exceso de aire de 0.7	38
3.2.1	Combustión del monóxido de carbono (CO)	39
3.2.2	Combustión del hidrógeno (H_2)	39
3.3	Análisis del volumen ocupado por los productos de la combustión de 1 kg-mol de combustóleo con coeficiente de exceso de aire en la zona I de 0.7	40
3.3.1	Composición de los gases en la combustión de 1 kg-mol de combustóleo con un coeficiente de exceso de aire en la zona I de 0.7	42
3.4	Cálculo del efecto térmico en la combustión completa e incompleta de 1 kg de combustóleo	42
3.4.1	Calor liberado en la combustión en zona I para el caso A	44
3.4.2	Calor liberado en la combustión en zona I para el caso B	45
3.4.3	Calor liberado en la combustión en zona II	46
3.4.4	Calor liberado en la combustión en zona II para el caso A	47
3.4.5	Calor liberado en la zona II del caso B	47

3.4.6	Calor que entra con el aire para la combustión	49
3.4.7	Calor que ingresa a la cámara de combustión con los gases de recirculación	50
3.4.8	Calor que entra a la cámara de combustión con el combustóleo	50
3.4.9	Temperatura adiabática en la zonas I y II para los casos A y B	51
3.5	Cálculo de los principales parámetros que influyen en la formación de NOx en la zona I de combustión (Caso A)	51
3.5.1	Coeficiente de absortividad térmica promedio	52
3.5.2	Flujo de calor reflejado en la zona I	52
3.5.3	Temperatura promedio de los gases en la zona I	53
3.5.4	Tiempo de residencia	53
3.5.5	Emisión de óxidos de nitrógeno	53
3.5.6	Calculo de las emisiones de NOx en la zona I	54
3.6	Cálculo de los parámetros principales que influyen en la formación de NOx en la zona II de combustión (Caso A)	54
3.6.1	Flujo de calor	55
3.6.2	Flujo de calor reflejado en la zona I	55
3.6.3	Temperatura promedio de los gases en la zona I	55
3.6.4	Tiempo de residencia de los gases de combustión	56
3.6.5	Emisión de óxidos de nitrógeno	56
3.7	Gráficas de comportamiento de los resultados obtenidos de los principales parámetros que influyen en la formación de NOx en la zona I	57
3.8	Gráficas de comportamiento de los resultados obtenidos de los principales parámetros que influyen en la formación de NOx en la zona II	60
3.9	Cálculo de la concentración de NOx totales, caso A	62
3.9.1	Conversión de la concentración de NOx en zona I	62
3.9.2	Conversión de la concentración de NOx en zona II	62

CAPITULO IV

ANÁLISIS DE LA FORMACIÓN DE NOx PARA COMBUSTIÓN NO ESTEQUIOMÉTRICA A CARGAS PARCIALES

4.1	Introducción	65
4.2	Análisis de la formación de NOx a un máximo régimen de carga térmica de operación (MRC)	65
4.2.1	Análisis de máximo régimen de carga, Caso A	65

4.2.2	Distribución de aire y combustóleo	65
4.2.3	Calor disponible en las zonas de combustión	66
4.2.4	Parámetros principales y concentración de NOx	66
4.2.5	Análisis a máximo régimen de carga térmica, caso B	67
4.2.6	Distribución de aire y combustóleo	67
4.2.7	Calor disponible en las zonas de combustión	67
4.2.8	Parámetros principales y concentración de NOx	68
4.2.9	Concentración de NOx totales en zona de combustión activa	68
4.3	Análisis de formación de NOx a 75 % de régimen de carga térmica de operación	69
4.3.1	Análisis a 75 % de régimen de carga térmica, caso A	69
4.3.2	Distribución de aire y combustóleo	69
4.3.3	Calor disponible en las zonas I y II de combustión	70
4.3.4	Parámetros principales y concentración de NOx	70
4.3.5	Análisis a 75 % de régimen de carga térmica, caso B	71
4.3.6	Distribución de aire y combustóleo	71
4.3.7	Calor disponible en las zonas de combustión	71
4.3.8	Parámetros principales y concentración de NOx	72
4.3.9	Concentración de NOx totales en zona de combustión activa	72
4.4	Formación de NOx a 50 % de régimen de carga térmica de operación	73
4.4.1	Análisis a 50 % de régimen de carga térmica, caso A	73
4.4.2	Distribución de aire y combustóleo	73
4.4.3	Calor disponible en las zonas de combustión	74
4.4.4	Parámetros principales y concentración de NOx	74
4.4.5	Análisis a 50 % de régimen de carga térmica, caso B	75
4.4.6	Distribución de aire y combustóleo	75
4.4.7	Calor disponible en las zonas de combustión	75
4.4.8	Parámetros principales y concentración de NOx	76
4.4.9	Concentración de NOx totales en zona de combustión activa	76
4.5	Formación de NOx a 25 % de régimen de carga térmica de operación	77
4.5.1	Análisis a 25 % de régimen de carga térmica, caso A	77
4.5.2	Distribución de aire y combustóleo	77
4.5.3	Calor disponible en las zonas de combustión	78
4.5.4	Parámetros principales y concentración de NOx	78
4.5.5	Análisis a 25 % de régimen de carga térmica, caso B	79
4.5.6	Distribución de aire y combustóleo	79
4.5.7	Calor disponible en las zonas de combustión	79
4.5.8	Parámetros principales y concentración de NOx	80

	4.5.9	Concentración de NOx totales en zona de combustión activa	80
4.6		Emisión de NOx totales a cargas parciales	81
	4.6.1	Concentración de NOx a cargas parciales, caso A	81
	4.6.2	Concentración de NOx a cargas parciales, caso B	82
4.7		Comparación de los resultados obtenidos con otros métodos propuestos	83
		CONCLUSIONES	84
		RECOMENDACIONES	85
		REFERENCIAS	86
		ANEXO A	88
		ANEXO B	92
		ANEXO C	96

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
1.1	Ciclo del dióxido de nitrógeno	2
1.2	Vista lateral del arreglo de quemadores tangenciales de un generador de vapor	7
1.3	Reducción aproximada de NOx aplicando varias técnicas de control	9
2.1	Esquema del horno de un generador de vapor de 350 MW	14
2.2	Diagrama de la metodología desarrollada para el estudio del caso A	15
2.3	Arreglo de la zona de combustión activa y distribución del aire y combustóleo	16
3.1	Caudales relativos del aire en la zona I, casos A y B	33
3.2	Caudales relativos del aire en la zona II, casos A y B	33
3.3	Caudales relativos del combustóleo en la zona I, casos A y B	34
3.4	Caudales relativos del combustóleo en la zona II, casos A y B	34
3.5	Esquema del calor liberado en la combustión completa e incompleta de 1kg de combustóleo	40
3.6	Calor liberado en la combustión de combustóleo con diferentes coeficientes de exceso de aire en la zona I, casos A y B	45
3.7	Calor liberado en la combustión de combustóleo con diferentes coeficientes de exceso de aire en la zona II, casos A y B	46
3.8	Comportamiento de la temperatura promedio respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión, casos A y B	54
3.9	Comportamiento del flujo de calor reflejado respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión, casos A y B	55
3.10	Comportamiento del tiempo de residencia respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión, casos A y B	55
3.11	Comportamiento de la concentración de NOx respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión, casos A y B	56

3.12	Comportamiento de la temperatura promedio respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión, casos A y B	56
3.13	Comportamiento del flujo de calor reflejado respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión, casos A y B	57
3.14	Comportamiento del tiempo de residencia respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión, casos A y B	57
3.15	Comportamiento de la concentración de NOx respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión, casos A y B	58
3.16	Comportamiento de la concentración de NOx totales respecto al coeficiente de exceso de aire en la combustión de combustóleo, casos A y B	60
4.1	Concentración de NOx totales a máximo régimen de carga térmica, casos A y B	65
4.2	Concentración de NOx totales a carga térmica de 75%, casos A y B	69
4.3	Concentración de NOx totales a carga térmica de 50%, casos A y B	73
4.4	Concentración de NOx totales a carga térmica de 25%, caso A y B	77
4.5	Concentración de NOx totales respecto al régimen de carga térmica, caso A	77
4.6	Concentración de NOx totales respecto al régimen de carga térmica, caso B	78
4.7	Comparación de diferentes métodos de reducción de emisiones de NOx; Operación actual, Recirculación de los gases, Dos etapas de combustión y Combustión no estequiométrica	79

TABLA	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
1.1	Especificaciones del combustóleo	9
1.2	Principales contaminantes generadas por la combustión de combustóleo	10
1.3	Límites máximos permisibles de emisiones para calderas	13
3.1	Caudales relativos del aire y combustóleo en zonas I y II, caso A	31
3.2	Caudales relativos del aire y combustóleo en zonas I y II, caso B	32
3.3	Productos de combustión completa e incompleta al quemar 1kg-mol de combustóleo	36
3.4	Densidad de los gases en condiciones normales de referencia	37
3.5	Volúmenes relativos de los productos de la combustión respecto a el coeficiente de exceso de aire en la zona I	38
3.6	Volumen y masa de los productos de combustión completa e incompleta de 1 kg de combustóleo con tres diferentes excesos de aire	39
3.7	Calor liberado en la zona I, casos A y B	43
3.8	Calor liberado en la zona II, casos A y B	45
3.9	Calor disponible en zona I de combustión, casos A y B	47
3.10	Calor disponible en zona II de combustión, casos A y B	47
3.11	Temperaturas adiabáticas en zonas I y II, casos A y B	48
3.12	Parámetros físicos de la zona I de combustión, caso A	48
3.13	Parámetros principales para la formación de NOx en la zona I de combustión, caso A	50
3.14	Parámetros físicos de la zona II de combustión, caso A	51
3.15	Parámetros principales en la zona II de combustión, caso A	53
3.16	Parámetros principales para la formación de NOx en la zona I de combustión, caso B	53
3.17	Parámetros principales en la zona II de combustión, caso B	54

3.18	Concentración de NOx totales, casos A y B	59
4.1	Caudales relativos de aire y combustóleo a MRC, caso A	61
4.2	Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión a MRC, caso A	62
4.3	Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a MRC, caso A	62
4.4	Caudales relativos de aire y combustóleo a MRC, caso B	63
4.5	Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión a MRC, caso B	63
4.6	Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a MRC, caso B	64
4.7	Concentración de NOx totales a máximo régimen de carga térmica, casos A y B	64
4.8	Caudales relativos de aire y combustóleo a carga térmica de 75%, caso A	65
4.9	Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión a carga térmica de 75%, caso A	66
4.10	Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga térmica de 75%, caso A	66
4.11	Caudales relativos de aire y combustóleo a carga térmica de 75%, caso B	67
4.12	Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión a carga térmica de 75%, caso B	67
4.13	Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga térmica de 75%, caso B	68
4.14	Concentración de NOx totales a carga térmica de 75%, casos A y B	68
4.15	Caudales relativos de aire y combustóleo a carga térmica de 50%, caso A	69
4.16	Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión a carga térmica de 50%, caso A	70
4.17	Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga térmica de 50%, caso A	70
4.18	Caudales relativos de aire y combustóleo a carga térmica de 50%, caso B	71
4.19	Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión a carga térmica de 50%, caso B	71
4.20	Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga térmica de 50%, caso B	72
4.21	Concentración de NOx totales a carga térmica de 50%, casos A y B	72

4.22	Caudales relativos de aire y combustóleo a carga térmica de 25%, caso A	73
4.23	Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión a carga térmica de 25%, caso A	74
4.24	Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga térmica de 25%, caso A	74
4.25	Caudales relativos de aire y combustóleo a carga térmica de 25%, caso B	75
4.26	Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión a carga térmica de 25%, caso B	75
4.27	Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga térmica de 25%, caso B	76
4.28	Concentración de NOx totales a carga térmica de 25%, casos A y B	76
4.29	Comparación de diferentes métodos de control de emisiones de NOx; Operación actual, Recirculación de los gases, Dos etapas de combustión y Combustión no estequiométrica	79

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES S.I.
a	Ancho de la zona de combustión activa	m
A_{abaj}	Área inferior de la zona de combustión activa	m^2
A_{arr}	Área superior de la zona de combustión activa	m^2
A_{pF}	Área de la pared frontal de la zona I de combustión	m^2
A_{pL}	Área de la pared lateral de la zona I de combustión	m^2
A_{pP}	Área de la pared posterior de la zona I de combustión	m^2
A_{quem}	Área que ocupan los quemadores en las zonas de combustión	m^2
$A_{Tot_zona_I}$	Área total de la zona I de combustión	m^2
$A_{Tot_zona_II}$	Área total de la zona II de combustión	m^2
b	Largo de la zona de combustión activa	m
B	Gasto másico del combustóleo	$\frac{kg}{s}$
c	Altura de las zonas I y II de combustión	m
c_{comb}	Calor específico del combustóleo en función de su temperatura	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
C	Porcentaje en peso de carbono en el combustóleo	$\%$
$C_{NOx}^{combust\ óleo}$	Concentración de NOx en la zona de combustión activa	ppm
$C_{NOx_zona_I}^{combust\ óleo}$	Concentración de NOx en la zona I de combustión	ppm
$C_{NOx_zona_II}^{combust\ óleo}$	Concentración de NOx en la zona II de combustión	ppm
$C_{NOx_Tot}^{combust\ óleo}$	Concentración de NOx totales, suma de zona I y zona II	ppm
$C_{NOx_zona_I}$	Concentración de NOx en zona I	$\frac{mg}{m^3}$
$C_{NOx_zona_II}$	Concentración de NOx en zona II	$\frac{mg}{m^3}$
$G_{NOx_zona_I}$	Gasto volumétrico de NOx en zona I	$\frac{m^3}{s}$
$G_{NOx_zona_II}$	Gasto volumétrico de NOx en zona II	$\frac{m^3}{s}$
h_{aire_frio}	Entalpia del aire a temperatura ambiente	$\frac{kJ}{kg}$
h_{rec}	Entalpia de los gases de recirculación	$\frac{kJ}{kg}$
h_{aire_prec}	Entalpia del aire recalentado	$\frac{kJ}{kg}$
$\dot{m}_{aire}$	Gasto volumétrico del aire en la zona de combustión activa	$\frac{m^3}{s}$

$\dot{m}_{aire_quem}$	Gasto volumétrico del aire que ingresa por los quemadores	$\frac{m^3}{s}$
$\dot{m}_{aire_rec}$	gasto volumétrico de los gases de recirculación	$\frac{m^3}{s}$
$\dot{m}_{aire_quem_zona_I}$	Gasto volumétrico del aire que ingresa por los quemadores en zona I	$\frac{m^3}{s}$
$\dot{m}_{aire_quem_zona_I}$	Gasto volumétrico del aire que ingresa por los quemadores en zona II	$\frac{m^3}{s}$
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	Gasto volumétrico del aire en la zona I	$\frac{m^3}{s}$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	Gasto volumétrico del aire en la zona II	$\frac{m^3}{s}$
m_{comb}	Masa del combustóleo que se está quemando	kg
$\dot{m}_{comb}$	Gasto másico del combustóleo en la zona de combustión activa	$\frac{kg}{s}$
$\dot{m}_{comb_quem_zona_}$	Gasto másico del combustóleo en la zona I de combustión	$\frac{kg}{s}$
$\dot{m}_{comb_quem_zona_}$	Gasto másico del combustóleo en la zona II de combustión	$\frac{kg}{s}$
$\dot{m}_{NOx_zona_I}$	Gasto másico de NOx en la zona I de combustión	$\frac{mg}{s}$
$\dot{m}_{NOx_zona_II}$	Gasto másico de NOx en la zona II de combustión	$\frac{mg}{s}$
$\dot{m}_{NOx_Tot}$	Gasto másico de NOx totales	$\frac{mg}{s}$
n	Valor empírico que toma en cuenta el modo de introducción de los gases de recirculación al horno	-
NO_x	Óxidos de nitrógeno	ppm
PCI	Poder calorífico inferior del combustóleo	$\frac{kJ}{kg}$
PCI_{CO}	Poder calorífico inferior del monóxido de carbono	$\frac{MJ}{m^3}$
PCI_{H_2}	Poder calorífico inferior del hidrógeno	$\frac{MJ}{m^3}$
q_{zona_I}	Flujo de calor en la zona I de combustión	$\frac{kW}{m^2}$
q_{zona_II}	Flujo de calor en la zona II de combustión	$\frac{kW}{m^2}$
$q^{ref}{}_{zona_I}$	Flujo de calor reflejado en la zona I de combustión	$\frac{kW}{m^2}$
$q^{ref}{}_{zona_II}$	Flujo de calor reflejado en la zona II de combustión	$\frac{kW}{m^2}$
Q_{aire}	Calor que ingresa a las zonas de combustión con el aire caliente	$\frac{kJ}{kg}$
Q_{comb}	Calor que ingresa a las zonas de combustión con el combustóleo	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{compl_zona_I}$	Calor producto de la combustión completa en la zona I	$\frac{kJ}{kg}$

$Q_{compl\ _zona\ _II}$	Calor producto de la combustión completa en la zona II	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{incompl\ _zona\ _I}$	Calor producto de la combustión incompleta en la zona I	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{incompl\ _zona\ _II}$	Calor producto de la combustión incompleta en la zona II	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{liberado\ _zona\ _I}$	Calor liberado en la zona I de combustión	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{liberado\ _zona\ _II}$	Calor liberado en la zona II de combustión	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{zona\ _I}$	Calor disponible en la zona I de combustión	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{zona\ _II}$	Calor disponible en la zona II de combustión	$\frac{kJ}{kg}$
Q_{rec}	Calor que ingresa a la zona I con los gases de recirculación	$\frac{kJ}{kg}$
R	Coeficiente de recirculación de los gases	-
$T'_{ad_zona\ _I}$	Temperatura adiabática en la zona I	K
$T'_{ad_zona\ _II}$	Temperatura adiabática en la zona II	K
$\bar{T}_{zona\ _I}$	Temperatura promedio en la zona I	K
$\bar{T}_{zona\ _II}$	Temperatura promedio en la zona II	K
$V^0{}_{aire}$	Volumen teórico del aire para la combustión de 1kg de combustóleo	$\frac{m^3}{kg}$
V_{gas}	Gasto volumétrico de los gases productos de la combustión	$\frac{m^3}{s}$
α	Coeficiente de exceso de aire, relación entre el aire real en la cámara de combustión y el aire teórico necesario para quemar 1kg de combustóleo	-
$\alpha_{zona\ _I}$	Coeficiente de exceso de aire en la zona I	-
$\alpha_{zona\ _II}$	Coeficiente de exceso de aire en la zona II	-
α_{hogar}	Coeficiente de exceso en la salida del hogar	-
$\tau_{zona\ _I}$	Tiempo de residencia de los gases en la zona I	s
$\tau_{zona\ _II}$	Tiempo de residencia de los gases en la zona II	s
$\bar{\psi}_{zona\ _I}$	Coeficiente de absortividad térmica promedio en zona I	-
$\bar{\psi}_{zona\ _II}$	Coeficiente de absortividad térmica promedio en zona II	-
ξ	Factor de llenado por los gases productos de la combustión	-

RESUMEN

En esta tesis se presenta el desarrollo de un método que tiene como propósito el disminuir las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) en la combustión de combustóleo en un generador de vapor de 350 MW. Dos unidades de este tipo se encuentran instaladas en la planta termoeléctrica "Villa de Reyes" en el estado de San Luis Potosí México. Se realizó el análisis para diferentes cargas térmicas de operación (MRC, 100%, 75%, 50% y 25%).

Este método propuesto emplea el principio de la combustión no estequiométrica, en la cual se organiza la zona de combustión activa (ZCA) del hogar del generador de vapor en dos zonas de combustión (zona I y zona II), esto con el objetivo de tener dos zonas de combustión, una zona rica en combustible y otra zona rica en aire. En la metodología desarrollada se analizan dos casos (caso A y caso B). En el caso A la distribución del combustóleo se hace de manera uniforme por las dos zonas de combustión, mientras que la distribución del aire será de manera no uniforme, tal que tengamos en la zona I un coeficiente de exceso de aire menor a 1 y en la zona II tengamos un coeficiente de exceso de aire mayor a 1. El análisis del caso B es similar al caso A, la diferencia es que en este caso la distribución del aire será de manera uniforme en las dos zonas de combustión, mientras que la distribución del combustóleo será de manera no uniforme.

El objetivo principal de este trabajo es el disminuir las temperaturas máximas y en consecuencia reducir las emisiones de NO_x. El primer análisis que se realiza en esta investigación es la distribución del aire y del combustóleo en los dos casos (caso A y caso B), después se estudia el efecto térmico producto de la combustión no estequiométrica de combustóleo, el último análisis son los cuatro parámetros principales que influyen en la formación de NO_x así como la concentración total de éstos en cada caso con diferentes combinaciones de exceso de aire en las zonas de combustión. Obtenidos los resultados del cálculo de concentración de NO_x se hace la comparación con otras técnicas propuestas para reducir la concentración de NO_x así como la comparación de la concentración de NO_x cuando el generador de vapor opera sin ninguna técnica de disminución.

Los resultados obtenidos muestran que la reducción máxima de NO_x sucede cuando se aplica una distribución uniforme del aire por las dos zonas de combustión (caso B), teniendo un coeficiente de exceso de aire en la zona I, $\alpha_{zona_I} = 0.8$ y un coeficiente de exceso de aire en la zona II, $\alpha_{zona_II} = 1.25$.

ABSTRACT

This thesis presents the development of a method whose purpose is to reduce emissions of nitrogen oxides (NOx) in combustion of fuel in a steam generator of 350 MW. Two such units are installed in the power plant "Villa de Reyes" in the state of San Luis Potosi, Mexico. Analysis was performed for different operating thermal loads (MRC, 100%, 75%, 50% and 25%).

The proposed method employs the principle of non-stoichiometric combustion, which organizes the active combustion zone (ZCA) in the furnace of the steam generator into two combustion zones, fuel-rich zone (zone I) and a zone rich in air (zone II). Two cases (case A and case B) were considered in the method. In Case A, the distribution of fuel oil is equally at the two combustion zones, while the air distribution will be non-uniformly, such that the zone I have an excess air ratio less than one, $\alpha_{zona_I} < 1$ and zone II have a coefficient of excess air greater than one, $\alpha_{zona_I} > 1$. The analysis of case B is similar to case A, the difference is that in this case the air distribution will be uniform in the two combustion zones, while the distribution of fuel oil will be uneven.

The main objective of this work is to reduce maximum temperatures and thereby reduce NOx emissions. The first analysis performed in this investigation is on the distribution of air and fuel oil in the two cases (case A and case B). Then, the thermal effect is studied that the product of non-stoichiometric combustion of fuel. The final analysis is devoted to the four main parameters that influence the NOx formation and their total concentration in each case with different combinations of excess air in the combustion zones. Results obtained from the calculation of NOx concentration are compared with other techniques proposed to reduce the concentration of NOx and with the concentration of NOx when the steam generator operates without any reduction technique.

The results show that the maximum reduction of NOx happens when you apply a uniform air distribution for the two combustion zones (case B), with a coefficient of excess air in zone I, $\alpha_{zona_I} = 0.8$ and a coefficient of excess air in zone II, $\alpha_{zona_II} = 1.25$.

INTRODUCCIÓN.

Los altos consumos de combustibles fósiles y sus elevados costos, así como la problemática de la contaminación atmosférica, han llevado a buscar métodos que permitan el uso racional y eficiente de la energía. La aplicación de los métodos de disminución de contaminantes como los óxidos de nitrógeno (NOx) para cumplir con la normatividad vigente es un tema de actualidad nacional e internacional. En México, las principales compañías que tienen en operación los generadores de vapor son: Petróleos Mexicanos (PEMEX) y Comisión Federal de Electricidad (CFE).

Una de las fuentes fijas con mayor consumo de combustibles fósiles son las calderas o generadores de vapor que tiene en operación CFE para la generación de energía eléctrica. El uso del combustóleo, el cual es un producto de los residuos de la refinación del petróleo, es indispensable para la generación eléctrica. Aproximadamente el 75 por ciento de la producción de energía eléctrica en México se realiza en centrales termoeléctricas que usan hidrocarburos para su funcionamiento; entre las termoeléctricas, las que utilizan combustóleo aportan el 50 por ciento de la generación total de energía eléctrica.

Los óxidos de nitrógeno son considerados como un problema ambiental y la formación de éstos en los generadores de vapor es un problema de gran importancia, debido a que en la atmósfera producen la formación de ozono y de lluvia ácida. Tanto el ozono como la lluvia ácida pueden dañar elementos de fabricas, reducen la visibilidad, dañan los edificios, etc. y ocasionan problemas de salud en la población.

En forma general la tesis cuenta con cuatro capítulos, el contenido de cada uno de ellos se describe a continuación:

En el capítulo I se presenta el marco teórico referente a la formación de óxidos de nitrógeno en la combustión de combustóleo en los generadores de vapor, así mismo los principales mecanismos de control de formación de óxidos de nitrógeno durante la combustión en el horno de los generadores de vapor, por último se presentan las características del combustóleo que se quema en la planta termoeléctrica Villa de Reyes.

El capítulo II contiene información referente a la metodología desarrollada para determinar los gastos másicos de aire y combustóleo para obtener un arreglo de dos zonas de combustión, así mismo la metodología a seguir para determinar el efecto térmico en la combustión no-estequiométrica del combustóleo y en la última parte del capítulo se desarrolla la metodología para determinar la cantidad de óxidos de nitrógeno en la salida del horno de un generador de vapor de 350 MW.

El capítulo III contiene los cálculos realizados para determinar los caudales de aire y combustóleo para el arreglo de dos zonas de combustión, así mismo los cálculos realizados para determinar el efecto térmico producto de la combustión no-estequiométrica de combustóleo en el hogar del generador de vapor y por último el cálculo de los parámetros principales que influyen a la formación de óxidos de nitrógeno y la concentración de los mismos, para una carga térmica del 100%.

En el capítulo IV se presentan los resultados obtenidos de los cálculos realizados para determinar los principales parámetros que influyen directamente a la formación de óxidos de nitrógeno. Posteriormente se presentan los resultados obtenidos de concentración de NOx para los casos propuestos (caso A y caso B). Estos resultados se realizaron para diferentes cargas térmicas (MRC, 75%, 50, 25%), siguiendo la metodología propuesta en el capítulo 3. En la parte final de este capítulo se realiza una comparación de la metodología propuesta respecto a otras metodologías que fueron realizadas para la disminución de óxidos de nitrógeno.

Como parte final de éste trabajo se presentan las conclusiones a las que se llegaron en el análisis del método propuesto y una comparación con otros métodos presentados anteriormente por otros investigadores. Así mismo se presentan algunas recomendaciones propuestas para futuras investigaciones.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO EN FORMACIÓN DE NOx EN GENERADORES DE VAPOR

En este capítulo se presenta el marco teórico referente a la formación de óxidos de nitrógeno en la combustión de combustóleo en los generadores de vapor, así mismo los principales mecanismos de control de formación de óxidos de nitrógeno durante la combustión en el horno de los generadores de vapor. Por último se presentan las características del combustóleo que se quema en la planta termoeléctrica Villa de Reyes.

1.1 Generalidades.

El uso del combustóleo, el cual es un producto de los residuos de la refinación del petróleo, es indispensable para la generación eléctrica. Aproximadamente el 75 por ciento de la producción de electricidad en México se realiza en centrales termoeléctricas que usan hidrocarburos para su funcionamiento; entre las termoeléctricas, las que utilizan combustóleo aportan el 50 por ciento de la generación total [10].

En particular, la composición del combustóleo utilizado depende de dos factores: la naturaleza del crudo y el proceso de refinería del cual proviene. El combustóleo producido en nuestro país está constituido por carbón (84 a 87 por ciento), hidrógeno (10 a 14 por ciento), oxígeno y nitrógeno (2.6 por ciento), azufre (2.5 a 4 por ciento) y pequeñas cantidades de vanadio, níquel y sodio. Dada su naturaleza, las propiedades del combustóleo, que es un aceite combustible residual, dependen en gran medida de la fuente del crudo y de la composición de los diluyentes con que está formado.

El principal consumidor de combustóleo nacional es la Comisión Federal de Electricidad, debido a que aproximadamente el 75% de la producción total de electricidad se realiza en centrales termoeléctricas que queman hidrocarburos para su funcionamiento, y de éstas, las que utilizan combustóleo (63%) aportan más del 50% de la generación eléctrica en el país.
La combustión de combustibles fósiles en los generadores de vapor provoca daños al medio ambiente [11]. En los gases de escape de estos generadores de vapor la cantidad de óxidos de nitrógeno que se forman en el proceso de la combustión es suficientemente alta. Los óxidos de nitrógeno son considerados como un problema ambiental, debido a que, en la atmósfera producen la formación de ozono y la lluvia acida. Tanto el ozono como la lluvia acida pueden dañar elementos de fábricas, reducen la visibilidad, dañan los edificios, etc. y ocasionan problemas de salud en la población [10].

La formación de los óxidos de nitrógeno durante la reacción de la combustión depende de tres factores principalmente: contenido de nitrógeno del combustible, nitrógeno del aire requerido para la combustión y la alta temperatura de combustión [7]. Los óxidos de nitrógeno (NOx) son compuestos de nitrógeno y oxígeno que se forman en las combustiones con exceso de aire y principalmente en altas temperaturas. El termino óxidos de nitrógeno se refiere a la suma del monóxido de nitrógeno (NO), dióxido de nitrógeno (NO_2) y óxido nitroso (N_2O), representando la mayor parte el monóxido de nitrógeno (95…

99%), mientras que las cantidades de dióxido de nitrógeno y óxido nitroso se forman en cantidades más pequeñas. Los óxidos de nitrógeno son degradados rápidamente en la atmosfera al reaccionar con otras sustancias comúnmente presentes en el aire.

La reacción del dióxido de nitrógeno con sustancias químicas producidas por la luz solar lleva a la formación de ácido nítrico, el principal constituyente de la lluvia ácida. El dióxido de nitrógeno reacciona con la luz solar, lo cual lleva a la formación de ozono y smog en el aire que respiramos.

La formación de óxidos de nitrógeno ocurre debido a la oxidación de nitrógeno contenido en el aire y en el mismo combustible. Los óxidos de nitrógeno (NO_x) formados en los hornos de generadores de vapor, representan la suma de monóxido de nitrógeno (NO), dióxido de nitrógeno (NO_2) y óxido nitroso (N_2O). La cantidad de NO_2 y N_2O no excede en 5% el cual es inestable a altas temperaturas y consideraremos por lo tanto NOx = NO.

Una vez que el gas de combustión es emitido a la atmosfera, la mayor parte de NOx es finalmente convertido en dióxido de nitrógeno (NO_2). El NOx en la atmosfera reacciona en presencia de la luz solar para formar ozono (O_3).

En la Figura 1.1 se muestra el ciclo del nitrógeno-ozono. El dióxido de nitrógeno se compone en presencia de la luz solar para formar oxígeno atómico y monóxido de nitrógeno. El oxígeno atómico se combina con el oxígeno atmosférico para formar ozono. Para completar el ciclo, el monóxido de nitrógeno y el ozono se combinan para formar dióxido de nitrógeno y oxígeno [8].

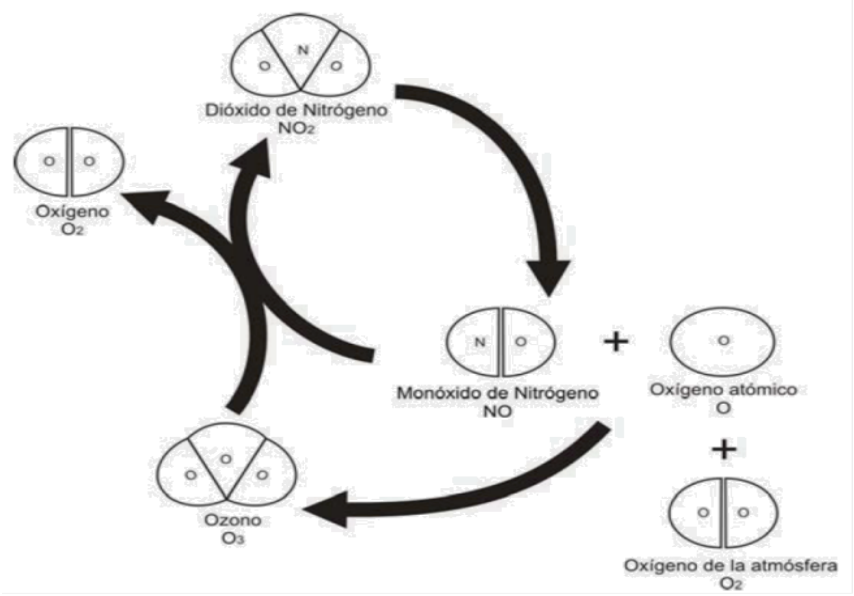

Figura 1.1 Ciclo del dióxido de nitrógeno

1.2 Control de óxidos de nitrógeno.

Cada vez es más creciente la preocupación por los contaminantes atmosféricos que se emiten en la combustión de gas natural y combustóleo en los generadores de vapor. Debido a este problema ha cambiado el enfoque del diseño, así como la modificación de la combustión en las calderas de las centrales termoeléctricas. La combustión de combustibles fósiles produce emisiones que se atribuye a la formación de la lluvia ácida, la contaminación, los cambios en la capa de ozono y el llamado efecto invernadero. Para mitigar estos problemas, actualmente se están realizando regulaciones federales y locales respecto a los límites de óxidos de nitrógeno, óxidos de azufre y partículas suspendidas. Si bien los límites de emisión varían dependiendo de las regulaciones estatales y locales, la tendencia es hacia un control más estricto.

Muchas técnicas de control de la combustión han surgido para reducir las emisiones de combustibles fósiles. Estas técnicas se centran generalmente en la reducción de óxidos de nitrógeno (NOx), como cambios en el proceso de combustión puede influir mucho en la formación de NOx y su destrucción.

Los óxidos de nitrógeno en forma de NO y NO_2 se forman durante la combustión por dos mecanismos principales: NOx térmicos y NOx de combustible. Un mecanismo secundario llamado NOx rápidos también puede contribuir a la formación de óxidos de nitrógeno en general.

Los NOx térmicos resultan de la disociación del nitrógeno en el aire de combustión. La tasa y el grado de formación de NOx térmicos dependen de la disponibilidad de oxígeno durante el proceso de combustión y depende exponencialmente de la temperatura de combustión. La reacción de NOx térmicos ocurre rápidamente en las temperaturas de combustión de más de 1800 K. Los NOx térmicos son la fuente principal de formación de NOx del gas natural y combustóleo debido a que estos combustibles tienen generalmente un bajo contenido o carecen de nitrógeno en su composición, por lo tanto la formación de NOx de combustible es nula.

Los NOx de combustible, por el contrario, son el resultado de la oxidación del nitrógeno orgánicamente ligado en el combustible que es la principal fuente de formación de NOx a partir de los aceites combustibles pesados. El nitrógeno del combustible en forma de compuestos volátiles está íntimamente ligado a las cadenas del combustible del hidrocarburo. Por esta razón, la formación de NOx de combustible está ligada tanto al contenido de nitrógeno del combustible y la volatilidad del combustible..

Los NOx rápidos se forma durante las primeras etapas, la baja temperatura de combustión. Fragmentos de hidrocarburos puede reaccionar con el nitrógeno atmosférico en condiciones ricas en combustible para producir especies fija nitrógeno. Estos, a su vez, puede ser oxidado a NO en la zona de grasa de la llama. En la mayoría de las llamas, especialmente los de los combustibles que contienen nitrógeno, el mecanismo del sistema es responsable de sólo una pequeña fracción del total de NOx. Numerosos procesos de técnicas de combustión para el control de NOx son de uso común. Estos varían en eficacia y costo. En todos los casos, los métodos de control tienen como objetivo principal la reducción de NOx térmico, NOx de combustible, o una combinación de ambos.

1.2.1 Bajo exceso de aire.

La técnica de bajo exceso de aire LEA, por sus siglas en ingles (Low Excess of Air) reduce de forma efectiva las emisiones de NOx con poco gasto de capital. LEA es un método conveniente de aumentar la eficiencia térmica y tiene el beneficio adicional de la inhibición de los NOx térmicos. Si la estabilidad y eficiencia de la combustión del quemador se mantienen en niveles aceptables, la reducción del exceso de aire puede reducir los NOx hasta en un 5 a 15% o de una unidad de combustión no controlada. El éxito de este método depende en gran medida de las propiedades del combustible y la capacidad de controlar cuidadosamente la distribución de combustible y aire a los quemadores. La operación puede requerir métodos más sofisticados de medición y regulación de caudal de combustible y aire a los quemadores y las modificaciones al sistema de suministro de aire para asegurar la distribución equitativa de aire de combustión de los quemadores.

1.2.2 Quemadores fuera de servicio.

Quemadores fuera de servicio es esencialmente una forma simple de combustión en dos etapas, la técnica de quemadores fuera de servicio BOOS, por sus siglas en ingles (Burners Out Of Service) es un método simple y directo de la reducción de las emisiones de NOx. Cuando la eliminación de quemadores de servicio en múltiples aplicaciones del quemador, el quemador de entradas activas suelen ser mayor para mantener la carga. Sin cambiar el flujo de aire total, el aumento de cantidad de combustible a los resultados quemadores activos en una mezcla rica en combustible, limitando la disponibilidad de oxígeno y por lo tanto la limitación de combustible y la formación de NOx térmico. Los registros de control de aire en la salida de los quemadores de servicio permanecen abiertas, esencialmente actúa como puertos de parada.

Mientras que una reducción de NOx bastante significativo es posible con este método, la reducción de NOx se acompaña con frecuencia por mayores niveles de CO en los gases de combustión de la caldera. Con la quema de petróleo, un aumento de las emisiones de partículas y el aumento de la opacidad de pila es probable. A través de ensayo y error, algunos patrones de quemadores fuera de servicio pueden ser más exitosos que otras. Un factor limitante es la capacidad de los quemadores existentes para manejar el incremento en el aporte necesario para mantener la operación a plena carga

1.2.3 Combustión a dos etapas.

Dos etapas de combustión. Dos etapas de combustión es una técnica relativamente nueva y un método aceptado para lograr una reducción significativa de NOx. El aire de combustión se dirige a la zona del quemador en cantidades inferiores a las necesarias para quemar el combustible en teoría, con el resto del aire introducido a través de más puertos aéreos fuego. Al desviar el aire de combustión fuera de los quemadores, la concentración de oxígeno en el horno inferior se reduce, lo que limita la oxidación del nitrógeno enlazado químicamente en el combustible. Al introducir el aire de combustión total de más de una porción más grande del horno, la temperatura máxima de llama también se redujo. El diseño adecuado de un sistema de combustión en dos etapas puede reducir las emisiones de NOx en un 50% y al mismo tiempo mantener el rendimiento de combustión aceptable.

1.2.4 Recirculación de los gases.

La técnica de recirculación de los gases de combustión, FGR por sus siglas en ingles (Flue Gas Recirculation) consiste en recircular los gases de los quemadores que es fundamental en la reducción de las emisiones de NOx cuando el aporte de nitrógeno del combustible con el total de la formación de NOx es pequeño. Por esta razón, el uso de la recirculación de los gases generalmente está limitado para la combustión de gas natural y combustóleo.

Mediante la introducción de los gases de combustión de la salida del economizador dentro de la corriente del aire de combustión, las temperaturas máximas de la flama se reducen y las emisiones de NOx se reducen significativamente. En general, el aumento de la tasa de recirculación de los gases de combustión a los quemadores como resultado una reducción de NOx cada vez mas importante. Otros factores limitantes son la estabilidad de los quemadores y la concentración de oxígeno en el aire de combustión. Por lo general, el contenido de oxígeno se debe mantener igual o superior a 17% en base seca para una operación segura y fiable de los equipos de combustión.

1.2.5 Combustión no-estequiométrica.

La combustión del gas natural y el combustóleo representan más del 70% de la quema de combustibles, la más efectiva tecnología en la disminución de la formación de óxidos de nitrógeno es la recirculación de los gases de combustión y la combustión en dos etapas. Sin embargo, su aplicación práctica requiere de un capital importante y consume mucho tiempo, y algunas veces conduce a una reducción en la eficiencia. Todo esto en la situación económica actual se obstaculiza considerablemente la aplicación de estas actividades en las calderas que queman gas natural y combustóleo.

En este sentido, el desarrollo de medidas para reducir las concentraciones de óxidos de nitrógeno y otras sustancias nocivas en los gases de combustión, en las calderas de vapor y calderas de agua caliente se deben considerar sus particularidades constructivas y operativas. En primer lugar, la mayoría de las calderas que queman gas natural y combustóleo operan con significativas infiltraciones de aire en el horno (fuera de normas), lo que complica la introducción de la combustión con pequeños excesos de aire. En segundo lugar, las calderas de agua y calderas de vapor de potencia media, con raras excepciones, no tienen un sistema de recirculación de los gases productos de la combustión en el horno. En tercer lugar, el gasto inicial realizado en estas calderas no es alto, por lo tanto, modificar su operación no debe requerir una inversión grande de capital o gastos de explotación. Y también, las medidas recomendadas deben ser distinguidas por una alta eficiencia y confiabilidad, reduciendo la concentración de óxidos de nitrógeno en los productos de combustión. Lamentablemente, la situación económica actual, no permite gastar en gran medida para la protección del aire. Sin embargo, el deterioro de la situación ecológica en las regiones industriales, está relacionado con una convención internacional para proteger la atmósfera y, además, en donde se va a pagar por las emisiones, exigiendo una reducción significativa de las emisiones. Por lo tanto, las centrales térmicas y calderas de vapor, que son necesarios para reducir la contaminación del medio ambiente, se ven obligados a aplicar medidas tecnológicas menos costosas de protección del aire, lo que permite un efecto real de disminución de la formación de NOx en el menor tiempo posible. Para tales medidas de protección incluyen, el método de combustión no-estequiométrica de combustible, que fue aplicado con éxito en diferentes calderas que queman gas natural, combustóleo y carbón.

La combustión no-estequiométrica es una manera poco convencional de la quema de combustibles con la organización en la cámara de combustión por separado: zonas de combustión desoxidante ($\alpha < 1$), y

oxidante (α > 1.2, ... 1.35), manteniendo el exceso de aire tradicional en la salida del horno (α = 1.05 al quemar gas natural y combustóleo, y α = 1.2 para la combustión de combustibles sólidos) [7].

En este caso, la zona desoxidante se suprime la formación de óxidos de nitrógeno del combustible y térmico debido a la falta de oxígeno, y en la zona de oxidación la formación de NOx térmico está limitada por la reducción de la temperatura de combustión, debido a grandes cantidades de exceso de aire en el volumen (Figura 1.2).

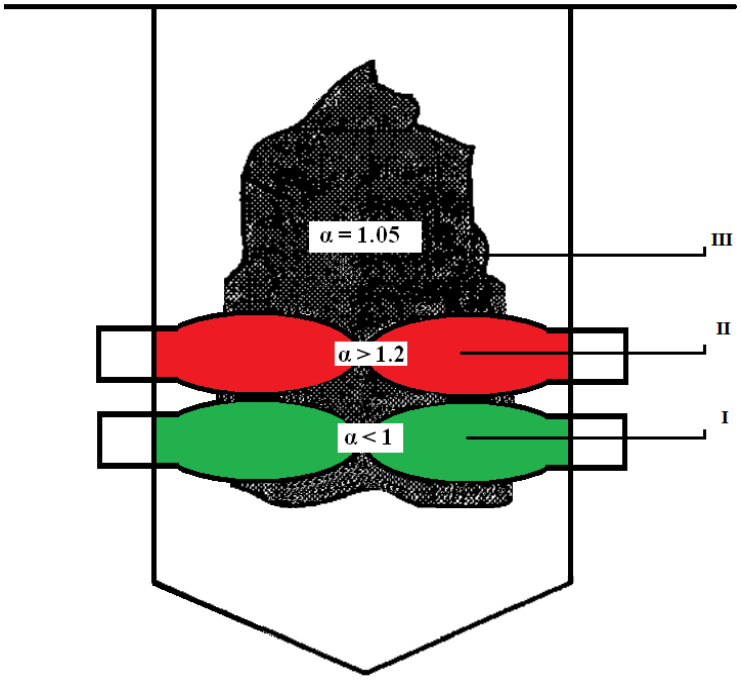

Figura 1.2 Vista lateral del arreglo de quemadores tangenciales de un generador de vapor de 350 MW. Arreglo de los niveles de quemadores en dos zonas, una zona desoxidante (I) en la cual el coeficiente de exceso de aire es menor a 1, una zona oxidante (II) en la cual el coeficiente de exceso de aire es mayor a 1.2 y una zona después de la zona de combustión activa (III) en la que el coeficiente de exceso de aire es igual a 1.05.

Las ventajas de este método son la sencillez de su realización variando las correlaciones de aire-combustible entre los niveles de quemadores o en quemadores por separado y prácticamente en ausencia de gastos de capital y de explotación.

Y también el tiempo de experimentación de la combustión no-estequiométrica no es suficientemente grande. Por ejemplo, en algunos casos la organización de la combustión no-estequiométrica no dio el efecto esperado para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno lo que indica que no fueron satisfactorias (óptimo) las condiciones para su realización. Esto es parcialmente, debido al hecho de la disminución en el exceso de aire (con un α <1) sucede no solamente la reducción de los óxidos de

nitrógeno térmicos y de combustible, sino también un fuerte aumento en óxidos de nitrógeno rápidos $NO_{rápidos}$. Por eso, el objetivo de este trabajo de investigación es verificar teóricamente la posibilidad de la realización práctica de la combustión no-estequiométrica de las calderas de diferentes capacidades que queman gas y combustóleo, con miras a determinar las condiciones óptimas para la aplicación y el nivel posible de reducción de las emisiones de óxidos de nitrógeno. Y particularmente en un generador de vapor de 350 MW MITSUBISHI-CE DE CIRCULACION FORZADA que quema combustóleo.

En la figura 1.3 se muestra una grafica del nivel relativo de la emisión de óxidos de nitrógeno en relación con diversos mecanismos de control de NOx en la combustión de combustóleo en generadores de vapor [12].

La técnica LEA presenta una reducción de 5 hasta un 15 % en la emisión de NOx, la técnica BOOS presenta una reducción de 15 hasta 25% en la emisión de NOx, la técnica TSC presenta una reducción de 25 hasta 35% en la emisión de NOx y por último la técnica de Combustión No-estequiométrica presenta una reducción de 40 hasta un 60% en la emisión de NOx producto de la combustión de combustóleo en generadores de vapor.

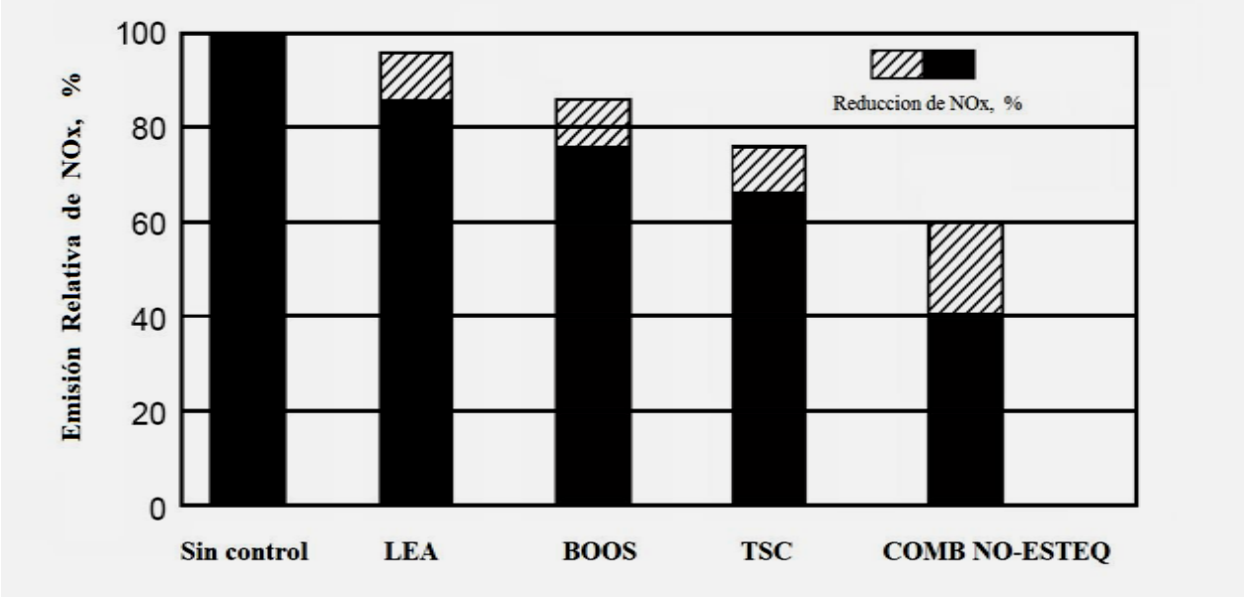

Figura 2.3 Reducción aproximada de NOx usando varias técnicas de control.

1.3 Combustión de combustóleo

En la tabla 1.1 se presentan las especificaciones de la composición másica del combustóleo que se quema en la planta termoeléctrica "Villa de Reyes".

Tabla 1.1 Especificaciones del Combustóleo (generador de vapor de 350 MW MITSUBISHI-CE DE CIRCULACION FORZADA)

Carbón C	83.64 % en peso
Hidrógeno H	11.3 % en peso
Azufre S	4.2 % en peso
Nitrógeno + Oxígeno N+O	0.86 % en peso
Cenizas	0.06 % en peso
Vanadio Va	300 ppm
Sodio Na	40 ppm
Níquel	25 ppm
Acero	10 ppm
Potasio	5 ppm
Densidad específica a 20/4°C	0.987

La quema de combustóleo en las centrales termoeléctricas generadoras de electricidad contribuye a la emisión de contaminantes como son los siguientes:

Tabla 1.2 Principales contaminantes generados por la combustión del combustóleo

Combustible	**Contaminante Emitido**
Combustibles pesados (combustóleo)	Monóxido de carbono
	Óxidos de nitrógeno
	Plomo
	Partículas suspendidas primarias
	Óxidos de azufre
	Benceno
	Berilio y sus componentes
	Metales pesados (cadmio, cromo, cobalto, mercurio) y sus compuestos
	Etilbenceno
	Formaldehido

A partir de la composición del combustóleo expuesta en la tabla (1.1) obtenemos la formula química a través de la siguiente relación, considerando que dicho hidrocarburo solo está formado por carbono e hidrógeno. Además consideramos que dicho hidrocarburo tiene subíndice 23, por lo tanto se calcula el número de moléculas del hidrogeno:

$$\frac{\%\ \mathrm{C}}{PM_C} = 6.97\ mol \qquad \frac{\%\ \mathrm{H}}{PM_H} = 11.3\ mol$$

$$\frac{83.64}{12} = 6.97\ mol \qquad \frac{11.3}{1} = 11.30\ mol$$

Considerando que el hidrocarburo contiene 23 moléculas de C, se tiene la siguiente relación para determinar el número de moléculas de hidrógeno

$$\frac{23}{6.97} = 3.3 = \frac{x}{11.3}$$

Donde *x* es el número de moléculas de hidrógeno que contiene el hidrocarburo, por lo tanto; *x* = 37.29.

Para obtener las relaciones químicas de los productos de la combustión tomamos en consideración las siguientes hipótesis:

a) La formula química del combustóleo que se analizara en este estudio solo estará formada por carbono e hidrógeno ($C_{23}H_{37.29}$), aunque existe un 4.2% en peso de composición de azufre, 0.86 en peso de Nitrógeno + Oxígeno (N+O) y 0.06% en peso de cenizas, en este estudio no se tomaran en cuenta.

b) El aire tendrá una composición únicamente de oxígeno (O_2) 23.2% y nitrógeno (N_2) 76.8% en peso.

1.3.1 Relaciones estequiométricas.

La combustión consiste en una serie de reacciones químicas (oxidación activa) que involucran los diferentes componentes del combustible, así mismo se provocan altas temperaturas (de 1000 ºC a 2000 ºC) produciendo intensa liberación de calor. Los componentes más importantes son los siguientes: C, H_2, CO, C_mH_n. Estos componentes reaccionan con el oxígeno contenido en el aire de la siguiente manera:

$C + O_2 = CO_2$
$2H_2 + O_2 = 2H_2O$
$2CO + O_2 = 2CO_2$

$C_mH_n + (m+n/4)\ O_2 = mCO_2 + (n/2)\ H_2O$

Los pesos moleculares de los componentes que reaccionan con el oxígeno se conocen como sigue:
C = 12.01
H_2 = 2.016
CO = 28.01
$C_mH_n = 12.01m+1.008n$

Recordando que el peso molecular del oxígeno es igual a 32, la combustión de 1 kg de los diversos componentes requiere las siguientes cantidades de oxígeno:

$$1\ \text{kg C} \rightarrow \frac{32}{12.01} = 2.6644\ \text{kg O}_2$$

$$1\ \text{kg H}_2 \rightarrow \frac{32}{4.032} = 7.936\ \text{kg O}_2$$

$$1\ \text{kg CO} \rightarrow \frac{32}{56.02} = 0.5712\ \text{kg O}_2$$

$$1\ \text{kg C}_\text{m}\text{H}_\text{n} \rightarrow \frac{\left(\text{m}+\frac{\text{n}}{4}\right)32}{12.01\text{m}+1.008\text{n}} = 8\frac{4\text{m}+\text{n}}{12.01\text{m}+1.008\text{n}}\ \text{kg O}_2$$

Cada kilogramo de aire contiene 0.232 kg de oxígeno. Por lo tanto, 4.31 kg de aire es necesario para tener 1 kg de O_2. La combustión de 1 kg de los componentes requiere examinar las siguientes cantidades de aire:

$$1\ \text{kg C} \rightarrow 2.6644 \text{ x } 4.31 = 11.484\ \text{kg de aire}$$

$$1\ \text{kg H}_2 \rightarrow 7.936 \text{ x } 4.31 = 34.204\ \text{kg de aire}$$

$$1\ \text{kg CO} \rightarrow 0.5712 \text{ x } 4.31 = 2.462\ \text{kg de aire}$$

$$1\ \text{kg C}_\text{m}\text{H}_\text{n} \rightarrow 8\frac{4\text{m}+\text{n}}{12.01\text{m}+1.008\text{n}}4.31 = 34.48\frac{4\text{m}+\text{n}}{12.01\text{m}+1.008\text{n}}\ \text{kg de aire}$$

En una combustión completa todos los elementos tienen el mayor estado de oxidación. Los productos que se forman son el dióxido de carbono (CO_2) y vapor de agua (H_2O), el dióxido de azufre (SO_2) (si el combustible contiene azufre) y puede aparecer óxidos de nitrógeno (NO_x), dependiendo de la temperatura de reacción. En la combustión incompleta los productos de la combustión pueden incluir monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), agua (H_2O), hidrógeno (H_2) y cenizas.

A partir de la composición del combustóleo especificada en el manual de operación del generador de vapor de 350 MW, se hace la suposición que el hidrocarburo $C_{23}H_{37.29}$ que está compuesto únicamente por hidrógeno y carbono con 84.64 % y 11.3 % en composición másica, representa el combustible a analizar.

Se consideraran los siguientes productos de la combustión completa (CO_2 y H_2O) y combustión incompleta (H_2 y CO):

CO_2 Dióxido de carbono

H_2O Vapor de agua

H_2 Hidrógeno

CO Monóxido de carbono

1.4 Límites permisibles de emisión.

En México existen límites máximos permisibles para la emisión de contaminantes provenientes de equipos de combustión industriales.

La **NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-085-ECOL-1994, CONTAMINACION ATMOSFERICA-FUENTES FIJAS,** está diseñada para fuentes fijas que utilizan combustibles fósiles sólidos, líquidos o gaseosos o cualquiera de sus combinaciones, que establece los niveles máximos permisibles de emisión a la atmosfera de humos, partículas suspendidas totales, bióxidos de azufre y **óxidos de nitrógeno** y los requisitos y condiciones para la operación de los equipos de calentamiento indirecto por combustión, así como los niveles máximos permisibles de emisión de bióxido de azufre en los equipos de calentamiento directo por combustión.

Tabla 3.1 límites máximos permisibles de emisión para calderas con capacidad mayor a 110000 MJ/h.

Límites máximos permisibles de emisión para calderas con capacidad mayor a 110000 MJ/h, establecidos en la NOM-085-ECOL-1994									
Tipo de combustible empleado	Partículas (PST) mg/m^3 (Kg/106 Kcal)			Dióxido de azufre combustible ppm V (Kg/Kcal)			Óxidos de nitrógeno ppm V (Kg/Kcal)		
	ZMCM	ZC*	RP	ZMCM	ZC*	RP	ZMCM	ZC**	RP
Sólidos	60 (0.090)	250 (0.375)	350 (0.525)	550 (2.16)	1100 (4.31)	2200 (8.16)	110 (8.309)	110 (0.309)	375 (1.052)
Líquidos	60 (0.085)	250 (0.355)	350 (0.497)	550 (2.04)	1100 (4.08)	2200 (8.16)	110 (0.294)	110 (0.294)	375 (1.0)
Gaseosos	NA	NA	NA	NA	NA	NA	110 (0.281)	110 (0.281)	375 (0.959)

ZMCM: zona metropolitana de la Ciudad de México.
ZC: se refiere únicamente a las zonas metropolitanas de Monterrey y Guadalajara y a las ciudades de Tijuana, Baja California y Ciudad Juárez, Chihuahua.
RP: resto del país
NA: no es aplicable
Fuente: NOM-085-ECOL-1994

Su campo de aplicación de la Norma Oficial Mexicana para fuentes fijas que utilizan combustibles fósiles sólidos, líquidos y gaseosos o cualquiera de sus combinaciones, será de observancia obligatoria para el uso de los equipos de calentamiento indirecto por combustión, así como para los equipos de generación eléctrica que utilizan la tecnología de ciclo combinado. Será obligatoria igualmente sólo en emisiones de bióxido de azufre, para el uso de los equipos de calentamiento directo por combustión.

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE CAUDALES DE AIRE Y COMBUSTÓLEO, EFECTO TÉRMICO Y FORMACIÓN DE NOx PARA COMBUSTIÓN NO-ESTEQUIOMÉTRICA

Este capítulo contiene información referente a la metodología desarrollada para determinar los gastos másicos de aire y combustóleo para obtener un arreglo de dos zonas de combustión, así mismo la metodología a seguir para determinar el efecto térmico en la combustión no-estequiométrica del combustóleo y en la última parte del capítulo se desarrolla la metodología para determinar la cantidad de óxidos de nitrógeno en la salida del horno de un generador de vapor de 350 MW.

2.1 ESTUDIO DE LA DISTRIBUCIÓN DE AIRE Y COMBUSTÓLEO PARA ORGANIZAR DOS ZONAS DE COMBUSTIÓN NO-ESTEQUIOMETRICA.

Para la investigación se ha elegido un generador de vapor de 350 MW marca MITSUBISHI-CE de circulación forzada, éste tipo de generador se encuentra instalado en la planta termoeléctrica "Villa de Reyes" en el estado de San Luis Potosí, México. El combustible utilizado es combustóleo, el cual es quemado en una cámara tangencial, donde se inyecta el combustible por medio de quemadores localizados en cuatro niveles (Fig. 2.1). El generador de vapor está equipado con un sistema de recirculación de gases de escape, que los extrae después del economizador y son inyectados en parte inferior del horno. La fracción de los gases de recirculación dependen de la carga térmica del generador de vapor y varía desde 0.23 (carga térmica 100%) hasta 0.61 (carga térmica 50%). El sistema de recirculación, que consiste en inyectar los gases en la parte inferior de la caldera, se usa para controlar la temperatura del vapor recalentado.

A continuación se muestra en la figura 2.1 el esquema de una vista frontal del horno del generador de vapor de 350 MW

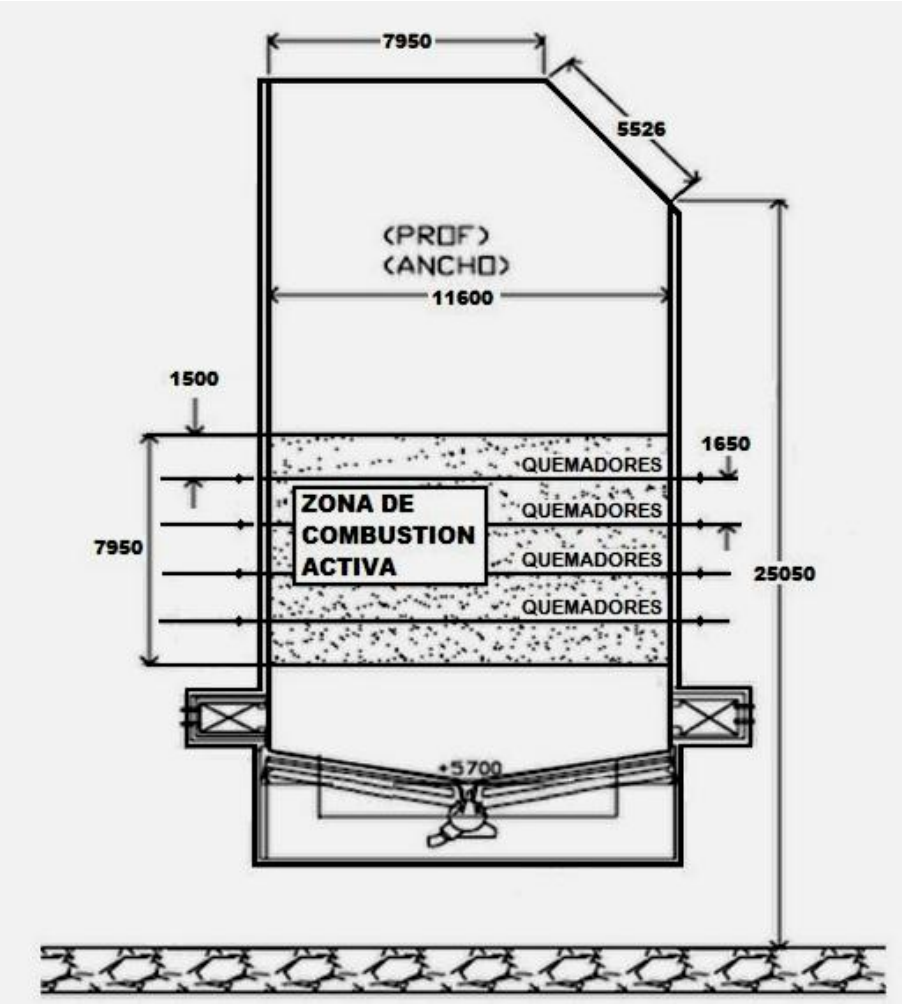

Fig.2.1 Esquema del horno del Generador de Vapor de 350 MW (acotación en mm).

Para comenzar el estudio se definen los casos propuestos que se van a analizar, para que dentro de ellos se determine cuál es la mejor opción a utilizar.

Se estudiarán dos casos de distribución del aire y del combustóleo para una organización de la combustión no-estequiométrica: caso A y caso B.

En la siguiente figura 2.2 se presenta un diagrama que nos muestra la metodología a seguir en el estudio de la combustión no estequiométrica como una alternativa las técnicas de control de emisión de óxidos de nitrógeno. En este diagrama se muestra la metodología desarrollada para el caso A, cabe mencionar que la metodología desarrollada para el estudio del caso B es muy similar.

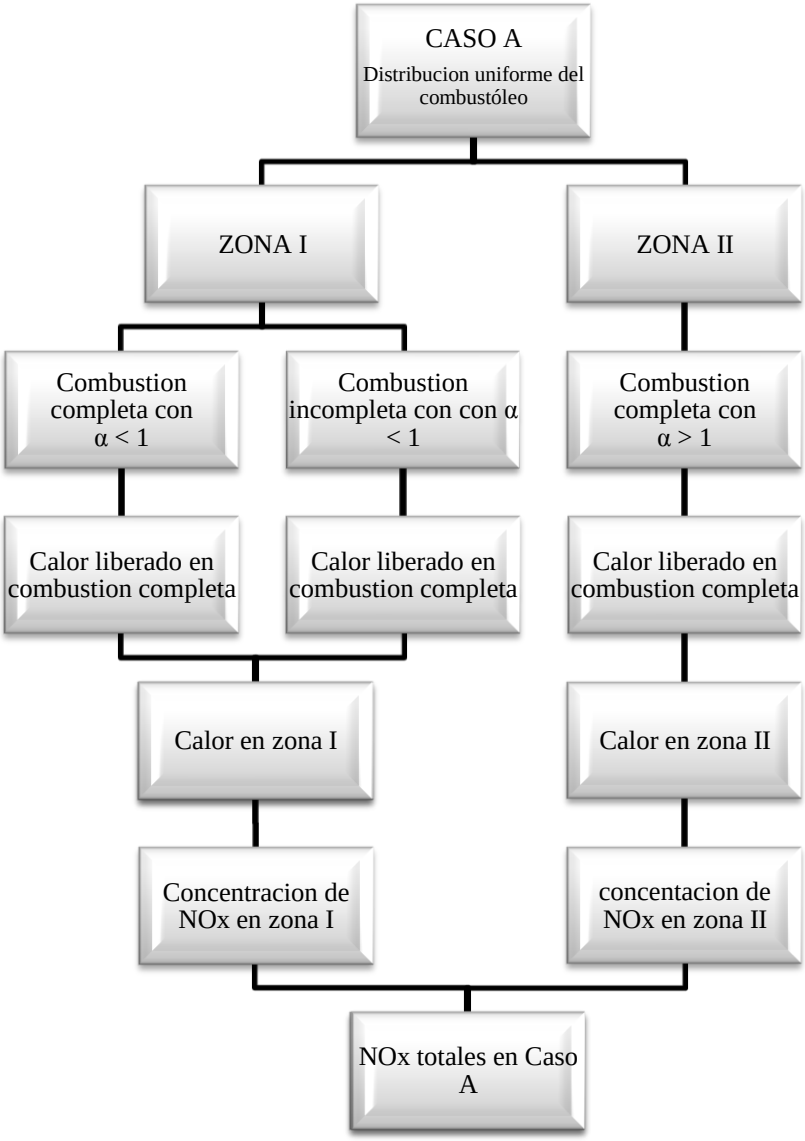

Fig. 2.2 Metodología desarrollada para el estudio del caso A.

En el caso A, se propone una organización de dos zonas de combustión en las cuales el combustóleo se distribuye uniformemente por los cuatro niveles de quemadores, mientras que el aire se distribuye de manera no uniforme.

En la primera zona de combustión existirá una zona de combustión rica en combustible (zona I) y el coeficiente de exceso de aire en ésta primera zona es $\alpha_{zona_I} < 1$.

En la segunda zona de combustión existirá una zona de combustión pobre en combustible (zona II) y el coeficiente de exceso de aire será de $\alpha_{zona_II} > 1.2$, En ambos casos se realiza esta distribución con el objetivo de que en la zona I exista un coeficiente de exceso de aire de $\alpha_{zona_I} < 1$y que en la zona II exista un coeficiente de exceso de aire $\alpha_{zona_II} > 1.2$; después de la zona de combustión activa se mantendrá el exceso de aire tradicional para calderas que queman gas natural y combustóleo $\alpha_{hogar} = 1.05$, como se muestra en la Figura 2.3.

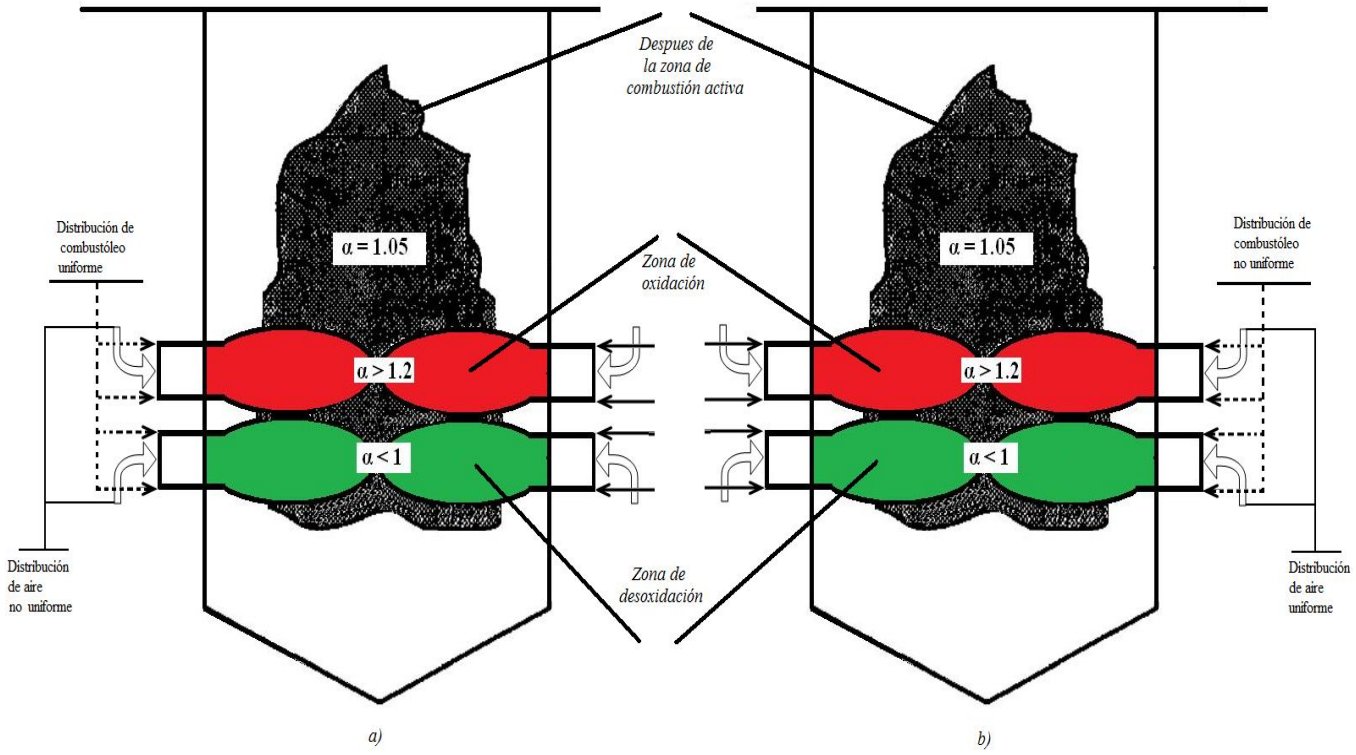

Fig. 2.3 Distribución de la zona de combustión activa y distribución del aire y del combustóleo en los casos A y B. a) El combustóleo se distribuye uniformemente en las dos zonas, mientras que el aire se distribuye de manera no uniforme (Caso A). b) El aire se distribuye uniformemente en las dos zonas, mientras que el combustóleo se distribuye de manera no uniforme (Caso B).

2.2 Metodología del cálculo del caudal del aire y del combustóleo por los quemadores en las zonas I y II del generador de vapor de 350 MW (Caso A).

El caudal total del aire que es inyectado en los quemadores más el aire que ingresa con los gases de recirculación está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire} = V^0{}_{aire} \cdot \dot{m}_{comb} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right] \tag{2.1}$$

donde:
$V^0{}_{aire}$ es el volumen del aire estequiométrico que se necesita para la combustión completa de un kilogramo de combustóleo en condiciones de referencia con un coeficiente de exceso de aire α =1; $\dot{m}_{comb}$ es el gasto de combustible total que es inyectado por los cuatro niveles de quemadores.

El volumen de aire estequiométrico que se necesita para la combustión completa de un kilogramo de combustóleo que está compuesto únicamente por carbono e hidrógeno se determina fácilmente usando las relaciones estequiométricas:

$$V^0{}_{aire} = \frac{32}{12 \cdot 100} C + \frac{32}{4.03 \cdot 100} H$$

Y dividiendo todo entre la cantidad oxígeno presente en el aire atmosférico (0.231) y la densidad del aire (1.293 kg/m^3) obtenemos la ecuación para determinar la cantidad de aire necesaria para la combustión completa de 1kg de combustóleo:

$$V^0{}_{aire} = 0.0889C + 0.265H \quad \left[\frac{m^3}{kg}\right] \tag{2.2}$$

donde:
C es el porcentaje de carbono en peso;
H es el porcentaje de hidrógeno en peso.

El caudal del aire en los gases de recirculación está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire_rec} = \dot{m}_{aire} \cdot R\,(\alpha_{hogar} - 1) \quad \left[\frac{m^3}{s}\right] \tag{2.3}$$

donde:
R es el porcentaje del aire en los gases de recirculación;
α_{hogar} es el coeficiente de exceso de aire en el hogar del generador de vapor (para nuestro generador de vapor $\alpha_{hogar} = \alpha_{aire_rec}$).

El caudal del aire que es inyectado por todos los quemadores esta dodo por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire_quem} = \dot{m}_{aire} - \dot{m}_{aire_rec} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right] \tag{2.4}$$

donde:
$\dot{m}_{aire_rec}$ es el caudal del aire presente en los gases de recirculación.

2.2.1Análisis de distribución del aire y del combustóleo en ZONA I

El caudal del aire que es inyectado por los quemadores en zona I (primer y segundo nivel de quemadores) está dado por la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{aire_quem_zona_I} = \dot{m}_{aire_zona_I} - \dot{m}_{aire_rec} \qquad \left[\frac{m^3}{s}\right] \tag{2.5}$$

donde:
$\dot{m}_{aire_zona_I}$ es el caudal de aire total presente en la zona I

Pero también podemos representar el caudal del aire que es inyectado por quemadores en la zona I mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire_quem_zona_I} = V_{quem_zona_I} \cdot \dot{m}_{comb_quem_zona_I} \qquad \left[\frac{m^3}{s}\right] \tag{2.5a}$$

done:
$V_{quem_zona_I}$ es el volumen del aire necesario para la combustión de cada kilogramo de combustóleo que es inyectado en la zona I, $\left[\frac{m^3}{Kg}\right]$

$\dot{m}_{comb_quem_zona_I}$ es el caudal del combustóleo en la zona I.

El caudal de combustóleo que es inyectado por los quemadores del primer y segundo nivel está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{comb_quem_zona_I} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{comb} \qquad \left[\frac{Kg}{s}\right] \tag{2.6}$$

Esto es porque la distribución del combustóleo será uniforme para las dos zonas de combustión del generador de vapor (ver Fig. 2.2).

El coeficiente de exceso de aire en la zona I está definido por la siguiente ecuación:

$$\alpha_{zona_I} = \frac{V_{aire_zona_I}}{V^0{}_{aire}} \tag{2.7}$$

Por lo tanto el volumen del aire necesario en la zona I para quemar 1kg de combustóleo es:

$$V_{aire_zona_I} = \alpha_{zona_I} \cdot V^0{}_{aire} \qquad \left[\frac{m^3}{Kg}\right] \tag{2.7a}$$

El caudal del aire que entra en la zona I se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire_zona_I} = V_{aire_zona_I} \cdot \dot{m}_{comb_quem_zona_I} \qquad \left[\frac{m^3}{Kg}\right] \tag{2.8}$$

Sustituyendo la ecuación (2.7a) en la ecuación (2.8), obtenemos la siguiente ecuación que es útil para determinar el caudal del aire que está presente en la zona I:

$$\dot{m}_{aire_zona_I} = \alpha_{zona_I} \cdot V^0{}_{aire} \cdot \frac{1}{2}\dot{m}_{comb_quem} \qquad \left[\frac{m^3}{s}\right] \tag{2.8a}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.3) y (2.8a) en la ecuación (2.5) obtenemos el caudal del aire que es inyectado por los quemadores en la zona I.

$$\dot{m}_{aire_quem_zona_I} = \dot{m}_{aire_zona_I} - \dot{m}_{aire_rec}$$

$$= \left[\alpha_{zona_I} \cdot V^0{}_{aire} \cdot \frac{1}{2}\dot{m}_{comb}\right] - \left[\dot{m}_{aire} \cdot R\,(\alpha_{hogar} - 1)\right]$$

$$= \left[\alpha_{zona_I} \cdot \frac{1}{2}\dot{m}_{aire}\right] - \left[\dot{m}_{aire} \cdot R \cdot \alpha_{hogar} - \dot{m}_{aire} \cdot R\right]$$

$$= \dot{m}_{aire}\left(\frac{1}{2}\alpha_{zona_I} - R \cdot \alpha_{hogar} + R\right) \tag{2.9}$$

2.2.2 Análisis de distribución del aire y del combustóleo en ZONA II

El caudal del aire por los quemadores del tercer y cuarto nivel (zona II) está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire_quem_zona_II} = \dot{m}_{aire} - \dot{m}_{aire_quem_zona_I} \tag{2.10}$$

Sustituyendo la ecuación (2.9) en la ecuación (2.10) obtenemos la siguiente ecuación para determinar el caudal por los quemadores de la zona II:

$$\dot{m}_{aire_quem_zona_II} = \dot{m}_{aire} - \dot{m}_{aire}\left(\frac{1}{2}\alpha_{zona_I} - R \cdot \alpha_{hogar} + R\right)$$

$$= \dot{m}_{aire}\left(1 - \frac{1}{2}\alpha_{zona_I} + R \cdot \alpha_{hogar} - R\right) \tag{2.10a}$$

El caudal del combustóleo por quemadores del tercer y cuarto nivel es igual al caudal del combustóleo por quemadores del primer y segundo nivel, puesto que la distribución de combustóleo es uniforme en las dos zonas de combustión para este caso A.

$$\dot{m}_{comb_quem_zona_II} = \dot{m}_{comb_quem_zona_I} = \frac{1}{2}\dot{m}_{comb_quem} \tag{2.11}$$

2.3 Metodología del cálculo del caudal del aire y del combustóleo por los quemadores en las zonas I y II del generador de vapor de 350 MW (Caso B).

En el Caso B, se proponen dos zonas de combustión en las cuales el aire se distribuye uniformemente por los cuatro niveles de quemadores.
En la primera etapa de la combustión existirá una zona de combustión rica en combustible (ZONA I) y el coeficiente de exceso de aire en ésta primera zona es $\alpha_{ZONA_I} < 1$.
En la segunda zona de combustión existirá una zona de combustión pobre en combustible (ZONA II) y el coeficiente de exceso de aire será $\alpha_{ZONA_II} > 1.2$.

2.3.1 Distribución del aire por las zonas I y II

El caudal total del aire $\dot{m}_{aire}$ está dado por:

$$\dot{m}_{aire} = V^0{}_{aire} \cdot \dot{m}_{comb} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right] \tag{2.1}$$

donde $V^0{}_{aire}$ es el volumen del aire estequiométrico que se necesita para la combustión completa de un kilogramo de combustóleo en condiciones de referencia con un coeficiente de exceso de aire $\alpha = 1$ y $\dot{m}_{comb}$ es el caudal de combustible total que pasa por los cuatro niveles de quemadores.

El caudal del aire en los gases de recirculación está dado por:

$$\dot{m}_{aire_rec} = \dot{m}_{aire} \cdot R\,(\alpha_{hogar} - 1) \tag{2.3}$$

Sustituyendo la ecuación (2.1) en la ecuación (2.3)

$$\dot{m}_{aire_rec} = V^0{}_{aire} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot R\,(\alpha_{hogar} - 1) \tag{2.3a}$$

donde:
R es el porcentaje del aire de los gases de recirculación;
$\boldsymbol{\alpha_{hogar}}$ es el coeficiente de exceso de aire en el hogar del generador de vapor (para nuestro generador de vapor $\alpha_{hogar} = \alpha_{aire_rec}$).

El caudal del aire por todos los quemadores esta dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire_quem} = \dot{m}_{aire} - \dot{m}_{aire_rec} \tag{2.4}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.1) y (2.3a) en la ecuación (2.4) obtenemos la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire_quem} = \left(V^0{}_{aire} \cdot \alpha_{hogar} - V^0{}_{aire} \cdot R\,\alpha_{hogar} + V^0{}_{aire} \cdot R\right)\dot{m}_{comb}$$

$$= \left(\alpha_{hogar} - R\,\alpha_{hogar} + R\right)V^0{}_{aire}\,\dot{m}_{comb} \qquad (2.4a)$$

Dado que el aire será distribuido uniformemente en las dos zonas de combustión, el caudal del aire por los quemadores en los niveles 1 y 2 será:

$$\dot{m}_{aire_quem_zona_I} = \tfrac{1}{2}\left(\dot{m}_{aire} - \dot{m}_{aire_rec}\right)$$

$$= \frac{1}{2}\,\dot{m}_{aire_quem}$$

$$= \frac{1}{2}\left(\alpha_{hogar} - R\,\alpha_{hogar} + R\right)V^0{}_{aire}\,\dot{m}_{comb} \qquad (2.9)$$

El caudal del aire que entra en la zona I está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire_zona_I} = V_{aire_zona_I} \cdot \dot{m}_{comb_quem_zona_I}$$

$$= \alpha_{zona_I} \cdot V^0{}_{aire} \cdot \tfrac{1}{2}\dot{m}_{comb_quem} \qquad \left[\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}}\right] \qquad (2.8)$$

De la ecuación (2.4) analizando para la zona I tenemos:

$$\dot{m}_{aire_zona_I} = \dot{m}_{aire_quem_zona_I} + \dot{m}_{aire_rec}$$

$$= \tfrac{1}{2}\left(\dot{m}_{aire} - \dot{m}_{aire_rec}\right) + \dot{m}_{aire_rec}$$

$$= \tfrac{1}{2}\left(\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{aire_rec}\right)$$

$$= V^0{}_{aire} \cdot \dot{m}_{comb}\left(\tfrac{1}{2}\alpha_{hogar} - \tfrac{1}{2}R\,\alpha_{hogar} + \tfrac{1}{2}R + R\alpha_{hogar} - R\right)$$

$$= \frac{1}{2}\,V^0{}_{aire} \cdot \dot{m}_{comb}\left(\alpha_{hogar} + R\,\alpha_{hogar} - R\right) \qquad (2.4b)$$

Como la distribución del aire es uniforme en las dos zonas de combustión, el caudal de aire en la zona I es igual al caudal de aire en la zona II.

$$\dot{m}_{aire_zona_II} = \dot{m}_{aire_zona_I} = \frac{1}{2}\,V^0{}_{aire} \cdot \dot{m}_{comb}\left(\alpha_{hogar} + R\,\alpha_{hogar} - R\right) \qquad (2.12)$$

2.3.2 Distribución del combustóleo por las zonas I y II

El coeficiente de exceso de aire es:

$$\alpha_{zona_I} = \frac{V_{aire_zona_I}}{V^0{}_{aire}} \qquad (2.7)$$

El volumen del aire en la zona I para quemar un kilogramo de combustóleo es:

$$\boldsymbol{V_{aire_zona_I}} = \frac{\dot{\boldsymbol{m}}_{aire_zona_I}}{\dot{\boldsymbol{m}}_{comb_quem_zona_I}} \tag{2.13}$$

Por lo tanto, el caudal del combustóleo en la zona I está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{\boldsymbol{m}}_{comb_quem_zona_I} = \frac{\dot{\boldsymbol{m}}_{aire_zona_I}}{\boldsymbol{V_{aire_zona_I}}}$$

$$= \frac{\dot{\boldsymbol{m}}_{aire_zona_I}}{\boldsymbol{\alpha_{zona_I}\ V^0{}_{aire}}}$$

$$= \frac{\frac{1}{2}\boldsymbol{V^0{}_{aire}} \cdot \dot{\boldsymbol{m}}_{comb}(\boldsymbol{\alpha_{hogar}} + \boldsymbol{R}\ \boldsymbol{\alpha_{hogar}} - \boldsymbol{R})}{\boldsymbol{\alpha_{zona_I}\ V^0{}_{aire}}}$$

$$= \frac{\frac{1}{2}\dot{\boldsymbol{m}}_{comb}(\boldsymbol{\alpha_{hogar}} + \boldsymbol{R}\ \boldsymbol{\alpha_{hogar}} - \boldsymbol{R})}{\boldsymbol{\alpha_{zona_I}}} \tag{2.14}$$

El caudal del combustóleo en la zona II está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{\boldsymbol{m}}_{comb_quem_zona_II} = \dot{\boldsymbol{m}}_{comb} - \dot{\boldsymbol{m}}_{comb_quem_zona_I} \tag{2.11}$$

$$\dot{\boldsymbol{m}}_{comb_quem_zona_II} = \dot{m}_{comb} - \frac{\frac{1}{2}\dot{m}_{comb}\left(\alpha_{hogar} + R\,\alpha_{hogar} - R\right)}{\alpha_{zona_I}}$$

$$= \dot{m}_{comb}\left[1 - \frac{0.5}{\alpha_{zona_I}}(\alpha_{hogar} + R\,\alpha_{hogar} - R)\right] \tag{2.15}$$

2.4 Análisis de la composición de los gases productos de la combustión en la zona I del hogar del generador de vapor de 350 MW.

Condiciones para el análisis de la composición de los gases:

1.- A partir de la composición del combustóleo, se hace la suposición que el hidrocarburo $C_{23}H_{37.29}$ que está compuesto solo por carbono e hidrógeno con 84.64% y 11.30% en composición másica del combustóleo.

2.- El combustóleo se quema en las zonas I y II con dos diferentes coeficientes de exceso de aire α_{ZONA_I} menor a 1 y α_{ZONA_II} mayor a 1.2 y un coeficiente de exceso de aire en el hogar α_{hogar} igual a 1.05.

3.- En la zona I el combustóleo se quema hasta productos completos e incompletos debido a la falta de oxígeno.

4.- Se consideraran los siguientes productos de la combustión completa e incompleta para la primera zona de combustión:

CO_2 Dióxido de carbono
H_2O Vapor de agua
H_2 Hidrógeno
CO Monóxido de carbono

Para determinar la cantidad de oxígeno necesaria para la combustión completa de 1 kg-mol de combustóleo realizamos el siguiente balance, donde todo el carbono se convierte en bióxido de carbono y todo el hidrógeno se convierte en agua:

$$C_{23}H_{37.29} + X\,O_2 \rightarrow 23CO_2 + 18.64\,H_2O \qquad (2.16)$$

donde:
X es la cantidad de O_2 necesario para la combustión completa de 1Kg-mol de combustóleo.

Por lo tanto para la combustión completa de 1 kg-mol de $C_{23}H_{37.29}$ es necesario 32.32 kg-mol de O_2.

Para determinar la cantidad de oxígeno necesario para la combustión incompleta de 1 kg-mol de combustóleo realizamos el siguiente balance, donde todo el carbono se convierte en monóxido de carbono y todo el hidrogeno no sufre ningún cambio:

$$C_{23}H_{37.29} + Y\,O_2 \rightarrow 23CO + 18.645\,H_2 \qquad (2.17)$$

donde:
Y es la cantidad de O_2 necesario para la combustión incompleta de 1Kg-mol de combustóleo.

Por lo tanto para la combustión incompleta de 1 kg-mol de $C_{23}H_{37.29}$ es necesario 11.5 kg-mol de O_2.

La cantidad de oxígeno presente en la zona I depende del coeficiente de exceso de aire en esta zona α_{ZONA_I}. Para la combustión de 1 kg-mol de combustóleo en la zona I se tiene la siguiente expresión;

$$\alpha_{zona_I} \cdot 32.32 \text{ kg-mol de } O_2 \qquad (2.18)$$

Por lo tanto en la zona I se tiene una cantidad de oxígeno menor a la necesaria para una combustión completa de 1 kg-mol de combustóleo, pero se tiene una cantidad mayor de oxígeno a la necesaria para una combustión incompleta de 1 kg-mol de combustóleo, esto nos da como resultado que parte de los productos de combustión incompleta reaccionaran con el oxígeno sobrante y se convertirán en productos de combustión completa.

La cantidad de oxígeno que se tiene en la zona I para la combustión de productos incompletos hasta productos completos está definida por la siguiente expresión:

$\alpha_{zona_I} \cdot 32.32$ kg-mol de O_2 - 11.5 kg-mol de O_2 (2.19)

La combustión de productos incompletos de 1 kg-mol de combustóleo hasta productos completos;

$$23CO + 18.645\ H_2 + X\ O_2 \rightarrow 23CO_2 + 18.64\ H_2O \quad (2.20)$$

X = 20.82

$$23CO + 18.645\ H_2 + 20.82O_2 \rightarrow 23CO_2 + 18.64\ H_2O$$

Por lo tanto, para la combustión de productos incompletos de 1kg-mol de combustóleo es necesario 20.82 kg-mol de O_2.

Para obtener productos incompletos de la combustión de 1 kg-mol de combustóleo es necesario 11.5 kg-mol de O_2 y después para quemar productos incompletos hasta productos completos es necesario 20.82 de O_2.

2.5 Metodología del cálculo de los flujos de calor productos de la combustión del combustóleo.

Determinación del calor disponible en el horno del generador de vapor de 350 MW, este flujo de calor se empleará más adelante para determinar la temperatura adiabática del horno y se determina por la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{disp}} = \mathrm{PCI} + \mathrm{Q_{aire}} + \mathrm{Q_{rec}} + \mathrm{Q_{comb}} \qquad \left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right] \quad (2.21)$$

donde:

PCI es el poder calorífico inferior del combustóleo $\left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right]$;

$\boldsymbol{Q_{aire}}$ es el calor que entra con el aire para la combustión $\left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right]$;

$\boldsymbol{Q_{rec}}$ es el calor que entra a la zona I con los gases de recirculación $\left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right]$;

$\boldsymbol{Q_{comb}}$ es el calor que entra a la zona I con el combustóleo $\left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right]$.

Este calor se define como la sumatoria de energías que entran a la cámara de combustión (calores físicos del combustóleo, aire, gases de recirculación).

El poder calorífico inferior del combustóleo está definido por la siguiente expresión:

$$\boldsymbol{PCI} = 338\ \mathrm{C} + 1256\ \mathrm{H} \qquad \left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right] \tag{2.22}$$

donde:
C y H son la cantidad de carbono e hidrógeno en porcentaje en peso respectivamente.
El calor sensible del aire precalentado se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{aire_prec}} = \alpha_{\mathrm{aire_prec}}\left(\mathrm{h}_{\mathrm{aire_prec}} - \mathrm{h}_{\mathrm{aire_frio}}\right) \qquad \left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right] \tag{2.23}$$

donde:
$\boldsymbol{\alpha_{aire_prec}}$ es el coeficiente de exceso de aire precalentado;
$\boldsymbol{h_{aire_prec}}, \boldsymbol{h_{aire_frio}}$ son las entalpias del aire precalentado y frio respectivamente.

Para el cálculo del calor que entra a la cámara de combustión con los gases de recirculación se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{rec}} = \mathrm{R} \cdot \mathrm{h}_{\mathrm{rec}} \qquad \left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right] \tag{2.24}$$

donde:
R es el grado de recirculación de los gases;
$\boldsymbol{h_{rec}}$ es la entalpia de los gases de recirculación.

El flujo de calor que se suministra al combustóleo (es calentado para reducir su viscosidad y así pueda ser atomizado) que entra a la cámara de combustión se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{comb}} = (1.74 + 0.0025 \cdot \mathrm{T}_{\mathrm{comb}})\mathrm{T}_{\mathrm{comb}} \qquad \left[\frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}\right] \tag{2.25}$$

donde:
$\boldsymbol{T_{comb}}$ es la temperatura a la cual se calienta el combustóleo.

2.6 Metodología del cálculo del efecto térmico producto de la combustión no-estequiométrica en la zona I.

El calor liberado en la combustión completa de combustóleo se determina con la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{comb}} = \mathrm{m}_{\mathrm{comb}} \cdot \mathrm{PCI} \qquad [\mathrm{MJ}] \tag{2.26}$$

donde:
$\boldsymbol{m_{comb}}$ es la masa correspondiente a la cantidad de combustóleo que se está quemando, [kg].

Calor liberado en la formación de productos de combustión incompleta.
El calor liberado en la combustión incompleta del carbono se determina con la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{CO}} = \mathrm{PCI}_{\boldsymbol{CO}} \cdot \mathrm{V_{CO}} \qquad \left[\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{kg}}\right] \qquad (2.27)$$

donde:
$\boldsymbol{PCI_{CO}}$ es el poder calorífico inferior del gas monóxido de carbono, [MJ/m^3];
$\boldsymbol{V_{CO}}$ es el volumen que ocupa este gas después de la combustión incompleta, [m^3]

El calor liberado en la combustión incompleta del hidrógeno se determina con la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{H_2}} = \mathrm{PCI}_{\boldsymbol{H_2}} \cdot \mathrm{V_{H_2}} \qquad \left[\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{kg}}\right] \qquad (2.28)$$

donde:
$\boldsymbol{PCI_{H_2}}$ es el poder calorífico inferior del gas hidrógeno, $\left[\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{m}^3}\right]$;
$\boldsymbol{PCI_{H_2}}$ es el volumen que ocupa este gas después de la combustión incompleta, $\left[\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{m}^3}\right]$

El calor liberado en la formación de productos incompletos de combustión se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{incompl}} = \mathrm{Q_{comb}} - \left(\mathrm{Q_{CO}} + \mathrm{Q_{H_2}}\right) \qquad \left[\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{kg}}\right] \qquad (2.29)$$

Por lo tanto para determinar el calor liberado en la zona I utilizamos la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{zona_I}} = \mathrm{Q_{compl}} + \mathrm{Q_{incompl}} \qquad \left[\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{kg}}\right] \qquad (2.30)$$

2.7 Metodología del cálculo del efecto térmico producto de la combustión no-estequiométrica en la zona II.

En la zona II se queman los productos incompletos de la combustión de la zona I más el combustóleo que es inyectado por los niveles 3 y 4 de quemadores.

El calor liberado en la combustión de productos incompletos de combustión se determina con la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{incompl_II}} = \mathrm{V_{CO}} \cdot \mathrm{PCI_{CO}} + \mathrm{V_{H_2}} \cdot \mathrm{PCI_{H_2}} \qquad \left[\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{kg}}\right] \qquad (2.31)$$

El calor liberado en la combustión de combustóleo que es inyectado en la zona II se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{Q_{compl_II}} = \mathrm{m}_{\mathrm{comb\ _II}} \cdot \mathrm{PCI} \qquad [\mathrm{MJ}] \tag{2.32}$$

donde

$\boldsymbol{m_{comb_II}}$ es la masa del combustóleo que es inyectado en la zona II, [kg]

2.8 Metodología del cálculo de la formación de óxidos de nitrógeno en el hogar del generador de vapor que quema combustóleo.

La concentración de óxidos de nitrógeno (en ppm) generada por la combustión de combustóleo en el hogar del generador de vapor de 350 MW se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{C_{NOx}^{combustóleo}} = \left[24.3\ exp\left(0.19\frac{\boldsymbol{\overline{T}_{ZCA}} - 1650}{100}\right) - 12.3\right] \cdot \left[\exp\left(\boldsymbol{q_{ZCA}^{refl}}\right) - 1\right] \cdot$$
$$[15.1 + 2.8(\boldsymbol{\alpha_{ZCA}} - 1.09) + 73.0(\boldsymbol{\alpha_{ZCA}} - 1.09)^2 + 72.3(\boldsymbol{\alpha_{ZCA}} - 1.09)^3 + 131.7(\boldsymbol{\alpha_{ZCA}} - 1.09)^4] \cdot \boldsymbol{\tau_{ZCA}} \tag{2.33}$$

donde:

$\boldsymbol{\overline{T}_{ZCA}}$ es la temperatura promedio de los gases en la zona de combustión activa;

$\boldsymbol{q_{ZCA}^{refl}}$ es el flujo de calor reflejado en la zona de combustión activa;

$\boldsymbol{\alpha_{ZCA}}$ es el coeficiente de exceso de aire en la zona de combustión activa;

$\boldsymbol{\tau_{ZCA}}$ es el tiempo de residencia de los gases en la zona de combustión activa.

La temperatura promedio de los gases productos de la combustión en la zona de combustión activa se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{\overline{T}_{ZCA}} = \mathrm{T'}_{\mathrm{ad}}(1 - \bar{\psi}_{ZCA})^{0.25}(1 - R^{1+nR}) \tag{2.34}$$

donde:

$\mathbf{T'}_{\mathrm{ad}}$ es la temperatura adiabática;

$\boldsymbol{R}$ es el grado de recirculación de los gases;

n es un valor empírico que toma en cuenta el modo de introducción de los gases de recirculación al horno;

$\boldsymbol{\overline{\psi}_{ZCA}}$ es la eficiencia térmica promedio.

La eficiencia térmica promedio se calcula de la siguiente manera:

$$\boldsymbol{\overline{\psi}_{ZCA}} = \frac{(A_{pF} + A_{pP} + 2A_{pL} + A_{arr})\psi' + A_{abaj}\ \psi''}{A_{Tot}} \tag{2.35}$$

donde:
$\boldsymbol{A_{pF}, A_{pP}, A_{pL}, A_{arr}, A_{abaj}, A_{Tot}}$ son áreas de la pared frontal, posterior, lateral, arriba, abajo y total respectivamente.

El flujo de calor se calcula con la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{q_{ZCA}} = \frac{B(Q_{lib} + Q_{comb} + Q_{aire} + Q_{rec})}{A_{Tot_zona_I}} \tag{2.36}$$

El flujo de calor reflejado se calcula con la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{q^{ref}}_{\boldsymbol{ZCA}} = q_{zona_I}\,(1 - \bar{\psi}_{zona_I}) = 0.66\,(1 - 0.397) \tag{2.37}$$

El tiempo de residencia de los gases de combustión se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{\tau_{ZCA}} = \frac{\boldsymbol{a \cdot b \cdot c \cdot \xi}}{\boldsymbol{B \cdot V_{gas}(\bar{T}/273)}} \tag{2.38}$$

donde:
a, b, c, $\boldsymbol{\xi}$ son parámetros físicos del horno del generador de vapor;
B es el gasto de combustible;
$\boldsymbol{V_{gas}}$ es el volumen de los gases de combustión.

Adecuando la ecuación (2.33) para calcular la concentración de óxidos de nitrógeno que se forman en la zona I, obtenemos la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{C^{combustóleo}_{NOx_zona_I}} = \left[24.3\,exp\left(0.19\frac{\boldsymbol{\bar{T}_{zona_I}} - 1650}{100}\right) - 12.3\right] \cdot \left[\exp\left(\boldsymbol{q^{refl}_{zona_I}}\right) - 1\right] \cdot$$

$$\left[15.1 + 2.8\left(\boldsymbol{\alpha_{zona_I}} - 1.09\right) + 73.0\left(\boldsymbol{\alpha_{zona_I}} - 1.09\right)^2 + 72.3\left(\boldsymbol{\alpha_{zona_I}} - 1.09\right)^3 + 131.7(\boldsymbol{\alpha_{zona_I}} - 1.09)^4\right] \cdot$$
$$\boldsymbol{\tau_{zona_I}} \tag{2.39}$$

Adecuando la ecuación (2.33) para calcular la concentración de óxidos de nitrógeno que se forman en la zona II, obtenemos la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{C_{NOx_zona_II}^{combustóleo}} = \left[24.3\ exp\left(0.19\frac{\overline{\boldsymbol{T}}_{\boldsymbol{zona_II}} - 1650}{100}\right) - 12.3\right] \cdot \left[\exp\left(\boldsymbol{q_{zona_II}^{refl}}\right) - 1\right] \cdot$$

$$\left[15.1 + 2.8(\boldsymbol{\alpha_{zona_II}} - 1.09) + 73.0(\boldsymbol{\alpha_{zona_II}} - 1.09)^2 + 72.3(\boldsymbol{\alpha_{zona_II}} - 1.09)^3 + 131.7(\boldsymbol{\alpha_{zona_II}} - 1.09)^4\right] \cdot \boldsymbol{\tau_{zona_II}} \tag{2.40}$$

2.9 Cálculo de NOx totales en el hogar del generador de vapor.

Una vez determinada la concentración de óxidos de nitrógeno en cada zona de combustión debemos convertir las unidades de concentración (ppm) a gasto másico para que podamos sumar estas concentraciones y finalmente se determine el valor total en ppm.

2.9.1 Conversión de ppm a gasto másico en zona I

Utilizando el siguiente factor de conversión $1\text{ppm} = 1.88\,\frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$; convertimos la concentración de NOx de ppm a $\frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$.

$$\boldsymbol{C_{NOx_zona_I}} = \text{C}_{\text{NOx_zona_I}}^{\text{combustóleo}} \cdot \frac{1.88\frac{\text{mg}}{\text{m}^3}}{1\text{ppm}} \qquad \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3}\right] \tag{2.41}$$

Ahora calculamos el gasto volumétrico de los gases productos de la combustión

$$\boldsymbol{G_{NOx_zona_I}} = \dot{\text{m}}_{\text{comb}} \cdot \text{V}_{\text{gas_zona_I}} \qquad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right] \tag{2.42}$$

Para determinar el gasto másico de NOx utilizamos la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{NOx_zona_I}} = C_{NOx_zona_I} \cdot G_{NOx_zona_I} \qquad \left[\frac{\text{mg}}{\text{s}}\right] \tag{2.43}$$

2.9.2 Conversión de ppm a gasto másico en zona II

Para realizar la conversión de unidades de concentración de ppm a $\frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$ en la zona II de combustión utilizamos la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{C_{NOx_zona_II}} = C_{NOx_zona_II}^{combust\ óleo} \cdot \frac{1.88\frac{mg}{m^3}}{1ppm} \qquad \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3}\right] \tag{2.44}$$

Ahora calculamos el gasto volumétrico de los gases productos de la combustión en zona II:

$$\boldsymbol{G_{NOx_zona_II}} = \dot{m}_{comb} \cdot V_{gas_zona_II} \qquad \left[\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}}\right] \tag{2.45}$$

Para determinar el gasto másico de NOx en la zona II utilizamos la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{NOx_zona_II}} = C_{NOx_zona_II} \cdot G_{NOx_zona_II} \qquad \left[\frac{\mathrm{mg}}{\mathrm{s}}\right] \tag{2.46}$$

Una vez determinado el gasto másico de NOx en cada zona, es posible sumar estos gastos másicos.

$$\boldsymbol{\dot{m}_{NOx_Tot}} = \dot{m}_{NOx_zona_I} + \dot{m}_{NOx_zona_II} \qquad \left[\frac{\mathrm{mg}}{\mathrm{s}}\right] \tag{2.47}$$

Con un gasto másico de NOx total recalculamos a ppm para tener una concentración total de óxidos de nitrógeno:

$$\boldsymbol{C_{NOx_Tot}^{combustóleo}} = \frac{\dot{m}_{NOx_Tot}}{1.88 \cdot \dot{m}_{comb} \cdot V_{gas_zona_II}} \qquad [\mathrm{ppm}] \tag{2.48}$$

En el siguiente capítulo se presentará los resultados de NOx a carga 100% utilizando la metodología propuesta en este capítulo 2.

CAPÍTULO III

EJEMPLO DE APLICACIÓN DE COMBUSTIOIN NO ESTEQUIOMÉTRICA A CARGA 100% DE OPERACIÓN

Este capítulo contiene los cálculos realizados para determinar los caudales de aire y combustóleo para el arreglo de dos zonas de combustión, así mismo los cálculos realizados para determinar el efecto térmico producto de la combustión no-estequiométrica de combustóleo en el hogar del generador de vapor y por último el cálculo de los parámetros principales que influyen a la formación de óxidos de nitrógeno y la concentración de los mismos, para una carga térmica del 100%.

3.1 Calculo de los caudales del aire y del combustóleo en zonas I y II en el hogar del generador de vapor de 350 MW.

3.1.1 Calculo del caudal del aire y del combustóleo en el Caso A

Los parámetros de la combustión en el hogar del generador de vapor son: la carga térmica del 100 %; el coeficiente de recirculación de los gases **R= 0.23** el combustóleo se distribuye uniformemente por los cuatro niveles de quemadores (zona I y II); el coeficiente de exceso de aire en la zona I es; $\boldsymbol{\alpha_{zona_I}}$ **= 0.7;** el coeficiente de exceso de aire en el hogar del generador de vapor es; $\boldsymbol{\alpha_{hogar}}$ **= 1.05;** el caudal del combustóleo es $\boldsymbol{\dot{m}_{comb}}$ **= G;** el volumen del aire estequiométrico que se necesita para la combustión completa de un kilogramo de combustóleo es $\boldsymbol{V^0{}_{aire}}$ **.**

De la ecuación (2.8) obtenemos el caudal del aire en la zona I:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_I}} = \boldsymbol{V_{aire_zona_I}} \cdot \boldsymbol{\dot{m}_{comb_quem_zona_I}}$$

$$= \alpha_{zona_I} \cdot V^0{}_{aire} \cdot 0.5\, \dot{m}_{comb}$$

$$= 0.7 \cdot 0.5 \cdot V^0{}_{aire} \cdot G = 0.35\, V^0{}_{aire} \cdot G$$

De la ecuación (2.9) obtenemos el caudal del aire en zona II:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_II}} = \boldsymbol{\dot{m}_{aire}} - \boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_I}}$$

$$= V^0{}_{aire} \cdot G - 0.35\, V^0{}_{aire} \cdot G$$

$$= 0.65\, V^0{}_{aire} \cdot G$$

De la ecuación (2.6) obtenemos el caudal del combustóleo en zona I:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{comb_quem_zona_I}} = \boldsymbol{\frac{1}{2}} \cdot \boldsymbol{\dot{m}_{comb}} = 0.5\, G$$

De la ecuación (2.6a) obtenemos el caudal del combustóleo en zona II:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{comb_zona_II}} = \boldsymbol{\dot{m}_{comb_zona_I}} = \frac{1}{2}\dot{m}_{comb} = 0.5\, G$$

Tabla 3.1 Caudales relativos del aire y combustóleo en las zonas I y II con diferentes coeficientes de exceso de aire para una carga térmica de 100%.

Caso A (El Combustóleo se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
$\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_I}}$	$0.35 \cdot V^0_{aire}\, G$	$0.40 \cdot V^0_{aire}\, G$	$0.45 \cdot V^0_{aire}\, G$
$\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_II}}$	$0.65 \cdot V^0_{aire}\, G$	$0.60 \cdot V^0_{aire}\, G$	$0.55 \cdot V^0_{aire}\, G$
$\boldsymbol{\dot{m}_{comb_zona_I}}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G
$\boldsymbol{\dot{m}_{comb_zona_II}}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G

3.1.2 Calculo del caudal del aire y del combustóleo en el Caso B

Los parámetros de la combustión en el hogar del generador de vapor son: la carga térmica del 100 %; el coeficiente de recirculación de los gases es **R=0.23;** el aire se distribuye uniformemente por los niveles de quemadores; el coeficiente de exceso de aire en la zona I $\boldsymbol{\alpha_{zona_I}}$ **= 0.7;** el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\boldsymbol{\alpha_{hogar}}$ **= 1.05;** el caudal del combustóleo es $\boldsymbol{\dot{m}_{comb}}$ **= G;** el volumen del aire estequiométrico que se necesita para la combustión completa de un kilogramo de combustóleo es $\boldsymbol{V^0{}_{aire}}$

El caudal de aire en la zona I es:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_I} = \dot{m}_{aire_quem_zona_I} + \dot{m}_{aire_rec}}$$

$$= 0.5\left(1 - R\,\alpha_{hogar} + R\right)\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{aire} \cdot R\,(\alpha_{hogar} - 1)$$

$$= 0.5\,(1 - 0.23 \cdot 1.05 + 0.23)\,V^0{}_{aire} \cdot G + V^0{}_{aire} \cdot G \cdot 0.23\,(1.05 - 1)$$

$$= 0.505\,V^0{}_{aire} \cdot G$$

El caudal de aire en la zona II es:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_II} = \dot{m}_{aire} - \dot{m}_{aire_zona_I}}$$

$$= V^0{}_{aire} \cdot G - 0.505\,V^0{}_{aire} \cdot G = 0.495\,V^0{}_{aire} \cdot G$$

El caudal de combustóleo en la zona I es:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{comb_zona_I}} = \frac{\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_I}}}{\boldsymbol{\alpha_{zona_I}\,V^0{}_{aire}}} = \frac{\boldsymbol{0.505\,V^0{}_{aire} \cdot G}}{\boldsymbol{0.7\,V^0{}_{aire}}} = 0.722\,G$$

El caudal de combustóleo en la zona II es:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{comb_zona_II}} = \dot{m}_{comb} - \dot{m}_{comb_zona_I} = G - 0.722\,G = 0.278\,G$$

Tabla 3.2 Caudales relativos del aire y del combustóleo en las zonas I y II para el caso B con tres valores de coeficiente de exceso de aire a carga térmica de 100%.

Caso B (El aire se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
$\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_I}}$	$0.505 \cdot V^0_{aire}\,G$	$0.505 \cdot V^0_{aire}\,G$	$0.505 \cdot V^0_{aire}\,G$
$\boldsymbol{\dot{m}_{aire_zona_II}}$	$0.495 \cdot V^0_{aire}\,G$	$0.495 \cdot V^0_{aire}\,G$	$0.495 \cdot V^0_{aire}\,G$
$\boldsymbol{\dot{m}_{comb_zona_I}}$	0.721·G	0.631·G	0.561·G
$\boldsymbol{\dot{m}_{comb_zona_II}}$	0.279·G	0.369·G	0.439·G

A continuación se presenta la gráfica que muestra la tendencia del caudal relativo del aire en la zona I para los dos casos propuestos caso A y caso B, la distribución del aire se presenta con tres coeficientes de exceso de aire.

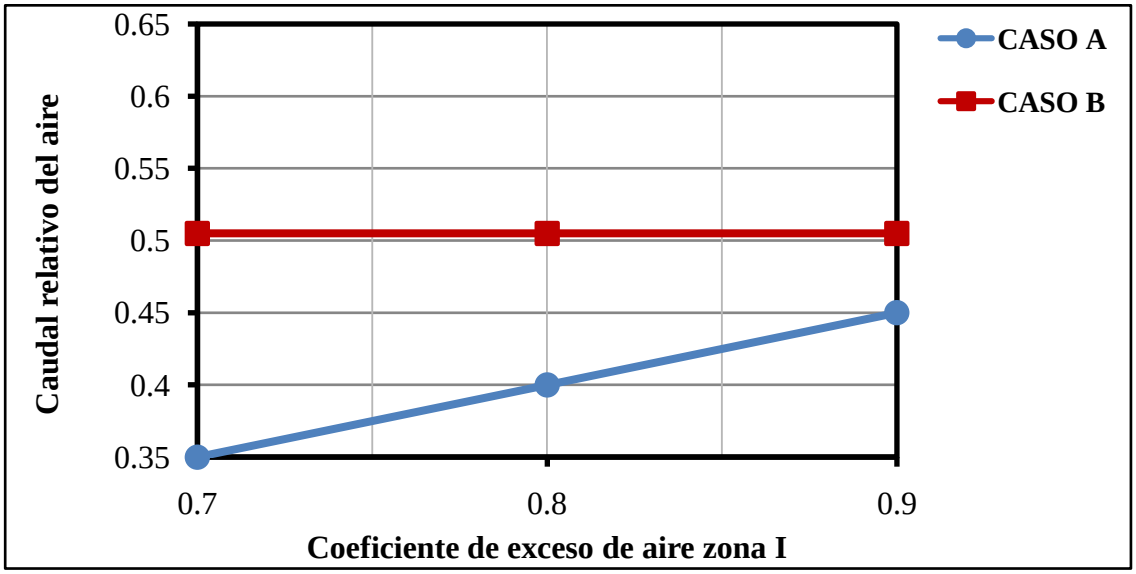

Fig. 3.1 Caudales relativos del aire en la zona I para los casos A y B con diferentes coeficientes de exceso de aire.

El caudal relativo del aire para la zona II de combustión se muestra en la siguiente figura, se presenta para los casos propuesto Caso A y Caso B, con tres diferentes coeficientes de exceso de aire, 1.35, 1.25, 1.15.

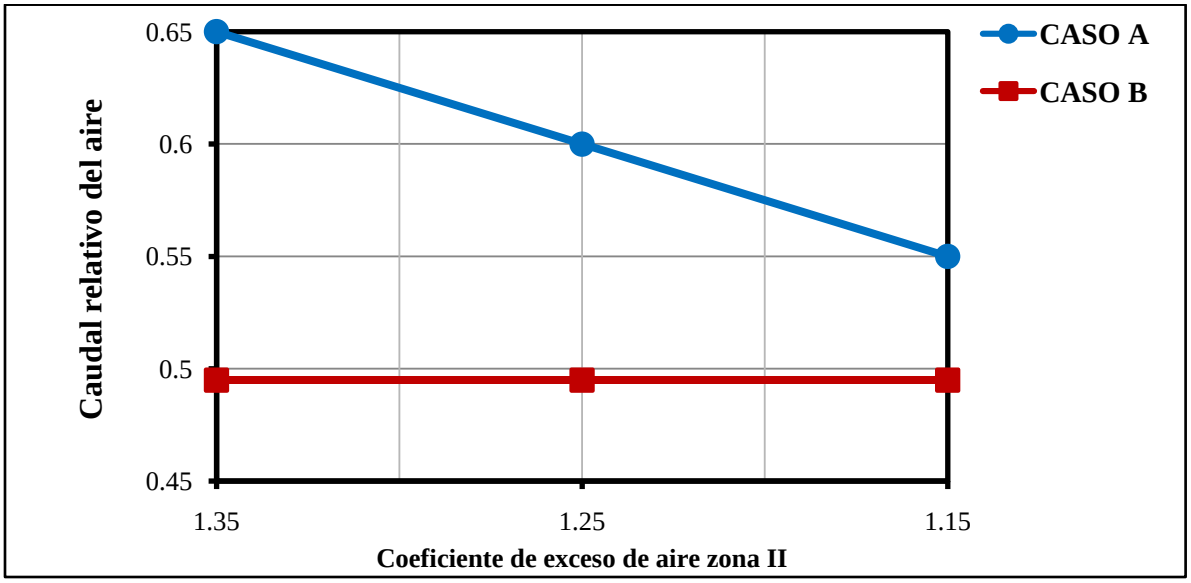

Fig. 3.2 Caudales relativos del aire en la zona II para los casos A y B con diferentes coeficientes de exceso de aire

Los caudales relativos del combustóleo calculados para la zona I, se muestran en la siguiente figura para los casos A y B.

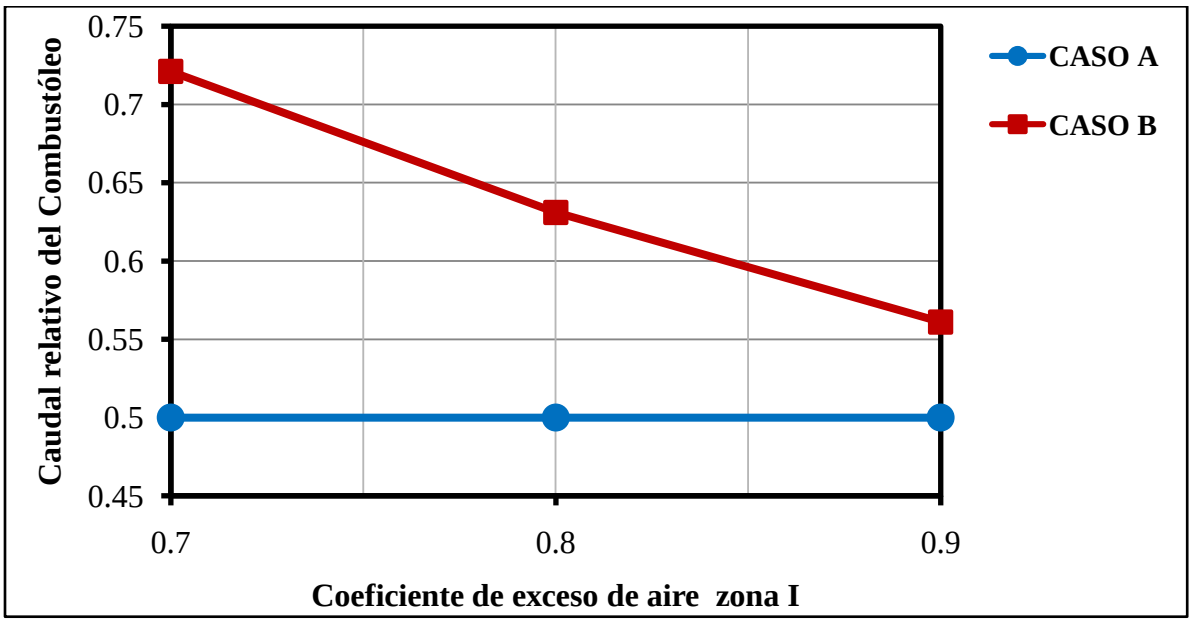

Fig. 3.3 Caudales relativos del combustóleo en la zona I para los casos propuestos, casos A y B

Los caudales relativos del combustóleo calculados para la zona II, se muestran en la siguiente figura para los casos A y B.

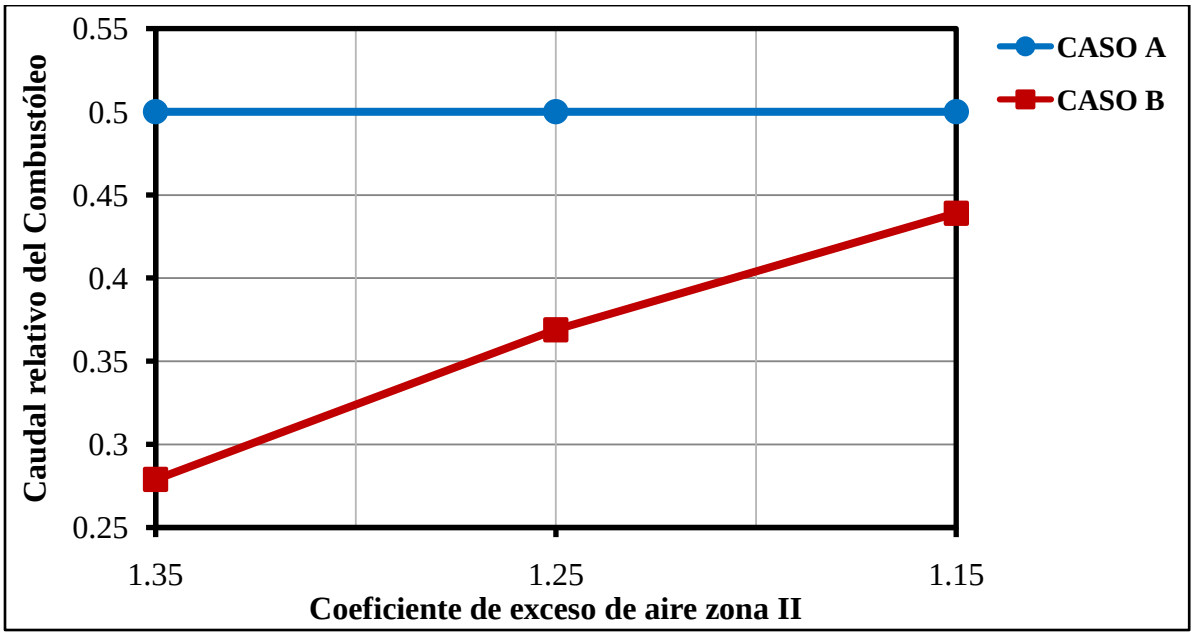

Fig. 3.4 Caudales relativos del combustóleo en la zona II para los casos A y B

3.2 Análisis de la combustión no-estequiométrica en la zona I, de 1 kg-mol de combustóleo con un coeficiente de exceso de aire, α = 0.7

Para determinar la cantidad de productos de combustión completa e incompleta en la zona I tenemos las siguientes consideraciones:

Para una carga térmica del 100% se tiene un coeficiente de exceso de aire en zona I $\alpha_{zona_I} = 0.7$
Se simplifica la composición del combustóleo por el siguiente hidrocarburo: $C_{23}\ H_{37.29}$;
Se simplifica la composición del aire en 23.2% en peso de O_2 y 76.8% en peso de N_2;
Se entiende como productos de combustión completa los siguientes gases: CO_2 y H_2O;
Se entiende como productos de combustión incompleta los siguientes gases: CO y H_2;

La cantidad de oxigeno (O_2) en la zona I de la ecuación (2.18) con $\alpha_{zona_I} = 0.7$ tenemos:

0.7·32.32 kg-mol de O_2 = 22.62 kg-mol de O_2

Por lo tanto en la zona I existe 22.62 kg-mol de O_2 para quemar 1 kg-mol de combustóleo del cual para obtener productos incompletos solo es necesario 11.5 kg-mol O_2. El resto del oxígeno participa en la combustión de los productos incompletos hasta productos incompletos.

22.62 kg-mol de O_2 – 11.5 de O_2 = 11.12 kg-mol de O_2

1 kg-mol de combustóleo se quema hasta productos de combustión incompleta:

$$C_{23}H_{37.29} + 11.5O_2 \rightarrow 23CO + 18.645\ H_2 \qquad (2.15)$$

Estos productos de combustión incompleta se queman con 11.12 kg-mol de O_2 para obtener productos de combustión completa e incompleta.

$$23CO + 18.645H_2 + 11.12\ O_2 \rightarrow x_1CO_2 + x_2H_2O + x_3CO + x_4H_2 \qquad (2.20)$$

$$23CO + 18.645H_2 + \left(\frac{23}{23+18.64}\cdot 11.12 + \frac{18.64}{23+18.64}\cdot 11.12\right)O_2 \rightarrow x_1CO_2 + x_2H_2O + x_3CO + x_4H_2$$

$$(23CO\ +\ 6.14\ O_2) + (18.64H_2 + 4.98O_2)\ \rightarrow x_1CO_2 + x_2H_2O + x_3CO + x_4H_2$$

3.2.1 Combustión del monóxido de carbono (CO):

$$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$$

$$6.14 \cdot 2CO + 6.14O_2 \rightarrow 6.14 \cdot 2CO_2$$

$$12.28CO + 6.14O_2 \rightarrow 12.28CO_2$$

Entonces 12.28 kg-mol de *CO* se queman hasta productos de combustión completa *(CO_2)* y forman 12.28 kg-mol de CO_2 y el resto 10.72 kg-mol de *CO* no se queman y participa en la formación de la mezcla de los gases en la zona I.

$$23\ CO\ +\ 6.14\ O_2 \rightarrow 12.28\ CO_2 + 10.72\ CO$$

3.2.2 Combustión del hidrógeno (H_2):

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$$

$$4.98 \cdot 2\ H_2 + 4.98\ O_2 \rightarrow 4.98 \cdot 2H_2O$$

$$9.96\ H_2 + 4.98\ O_2 \rightarrow 9.96H_2O$$

Entonces 9.96 kg-mol de H_2 se queman hasta productos de combustión completa (H_2O) y forman 9.96 kg-mol de H_2O y el resto 8.68 kg-mol de H_2 no se quema y participa en la formación de la mezcla de los gases en la zona I.

$$18.64H_2 + 4.98O_2 \rightarrow 9.96H_2O + 8.68H_2$$

Al quemar 1 kg-mol de combustóleo con 22.62 kg-mol de O_2 se obtienen los productos de combustión completa e incompleta que se muestran en la tabla 3.3:

Tabla 3.3 Productos de combustión completa e incompleta al quemar 1kg-mol de combustóleo

Elemento	**Kg-mol**	**kg**
CO_2	12.28	540.44
H_2O	9.96	179.43
CO	10.72	300.26
H_2	8.68	17.49
N_2	74.874	2396.16

El aire contiene 23.2 % en peso de O_2 y 76.8 % en peso de N_2

1 kg-mol de $C_{23}H_{37.29}$ (313.81 kg)
22.62 kg-mol O_2 (723.84 kg)
74.874 kg-mol de $\mathbf{N_2}$ (2396.16 kg)

3.3 Análisis del volumen ocupado por los productos de la combustión de 1 kg-mol de combustóleo con coeficiente de exceso de aire en zona I, α_{zona_I} = 0.7

Tabla 3.4 Densidad de los gases en condiciones normales de referencia (P = 1bar; T = 273 K)

Gas	Densidad
ρ_{CO_2}	1.97 kg/m^3
ρ_{H_2O}	0.80 kg/m^3
ρ_{H_2}	0.09 kg/m^3
ρ_{CO}	1.25 kg/m^3
ρ_{N_2}	1.25 kg/m^3

Al quemar 1 kg-mol de combustóleo (313.81kg) con un coeficiente de exceso de aire α_{zona_I} = 0.7, se producen gases de combustión completa e incompleta en zona I.
Para determinar los volúmenes de los productos de combustión completa e incompleta despejamos el volumen de la ecuación que nos define a la densidad (*masa por unidad de volumen*):

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [\text{kg/m}^3]$$

Volumen del dióxido de carbono;

$$V_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{\rho_{CO_2}} = \frac{540.44 \text{ kg}}{1.97 \text{ kg/m}^3} = 274.33 \text{ m}^3$$

540.44 kg de CO_2 ocupa un volumen $V_{CO_2} = 274.33$ m^3

Volumen del vapor de agua;

$$V_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} = \frac{179.43 \text{ kg}}{0.80 \text{ kg/m}^3} = 223.18 \text{ m}^3$$

179.43 kg de H_2O ocupa un volumen $V_{H_2O} = 223.18$ m^3

Volumen del monóxido de carbono;

$$V_{CO} = \frac{m_{CO}}{\rho_{CO}} = \frac{300.26\text{kg}}{1.25\text{kg/m}^3} = 240.21\text{m}^3$$

300.26 kg de CO ocupa un volumen $V_{CO} = 240.21$ m^3

Volumen del hidrógeno;

$V_{H_2} = \frac{m_{H_2}}{\rho_{H_2}} = \frac{17.498\ \text{kg}}{0.09\text{kg/m}^3} = 194.43\ \text{m}^3$

17.498 kg de H_2 ocupa un volumen $V_{H_2} = 194.43\ \text{m}^3$

Volumen del nitrógeno;

$V_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{\rho_{N_2}} = \frac{2396.16\text{kg}}{1.25\ \text{kg/m}^3} = 1916.92\ \text{m}^3$

2396.16 kg de N_2 ocupa un volumen V_{N_2}= 1916.92 m^3

En total tenemos un volumen de:

V_{gas} = 273.36 + 223.18 + 240.21 + 194.43 + 1916.92 = 2848.1m^3

Los volúmenes relativos de los productos de la combustión son los siguientes:

$\boldsymbol{r}_{CO_2} = 0.097$

$\boldsymbol{r}_{H_2O} = 0.081$

$\boldsymbol{r}_{CO} = 0.083$

$\boldsymbol{r}_{H_2} = 0.068$

$\boldsymbol{r}_{N_2} = 0.671$

Tabla 3.5 Volúmenes relativos de los productos de la combustión respecto a el coeficiente de exceso de aire en la zona I.

Volúmenes relativos de los gases productos de la combustión completa e incompleta			
Productos de la combustión	**α_{zona_I}**		
	0.7	**0.8**	**0.9**
$\boldsymbol{CO_2}$	0.097	0.113	0.127
$\boldsymbol{H_2O}$	0.081	0.093	0.103
$\boldsymbol{CO}$	0.083	0.051	0.023
$\boldsymbol{H_2}$	0.068	0.041	0.018
$\boldsymbol{N_2}$	0.671	0.701	0.726

3.3.1. Composición de los gases en la combustión de 1kg-mol de combustóleo con un coeficiente de exceso de aire, α_{zona_I} = 0.7.

La ecuación siguiente muestra el balance químico en la combustión de 1 kg-mol de combustóleo con 22.62 kg-mol de oxígeno:

$$C_{23}H_{37.29} + 22.62\ O_2 = 12.28\ CO_2 + 9.96\ H_2O + 10.72\ CO + 8.68\ H_2$$

Ahora se realiza el análisis de la composición de los gases en la zona I al quemarse 1kg de combustóleo. Los valores de masa y volumen anteriormente calculados en la combustión de 1kg-mol de combustóleo son utilizados para determinar la masa y el volumen de los productos de combustión completa e incompleta, solo es necesario dividir esos valores obtenidos entre 313.81 que es el peso molecular de 1kg-mol de combustóleo.
Así mismo siguiendo la metodología empleada anteriormente, se realizan los cálculos correspondientes para un exceso de aire en zona I α_{zona_I} = 0.8 y α_{zona_I} = 0.9 respectivamente.

Los resultados obtenidos en la combustión de 1 kg de $C_{23}H_{37.29}$ con tres diferentes coeficientes de exceso de aire en la zona I de combustión se presentan en la siguiente tabla 3.6:

Tabla 3.6 Volumen y masa de los productos de combustión completa e incompleta de 1 kg de combustóleo con tres diferentes excesos de aire.

α_{zona_I}	0.7		0.8		0.9	
	Masa, kg	Volumen, m^3	Masa, kg	Volumen, m^3	Masa, kg	Volumen, m^3
CO_2	1.72	0.87	2.22	1.123	2.725	1.38
H_2O	0.57	0.71	0.74	0.92	0.903	1.12
CO	0.95	0.76	0.64	0.512	0.318	0.254
H_2	0.055	0.61	0.037	0.41	0.018	0.2
N_2	7.65	6.12	8.66	6.928	9.83	7.864
Total	10.94	9.07	12.29	9.89	13.79	10.81

3.4 Calculo del efecto térmico en la combustión completa e incompleta de 1 kg combustóleo.

Si el combustóleo está compuesto por 83.64% en peso de carbono y 11.3% en peso de hidrógeno su poder calorífico Inferior (PCI) es:

$$\boldsymbol{PCI} = 338\ C\ + 1256\ H \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$$

$$\boldsymbol{PCI} = 338 \cdot 83.64 + 1256 \cdot 11.3 = 42463.12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor liberado en la combustión completa de 1 kg de combustóleo es:

$$\boldsymbol{Q_{1kg}} = PCI \cdot 1kg = 42463.12 \frac{kJ}{kg} \cdot 1kg = \mathbf{42463.12\ kJ}$$

El grado de combustión en la zona I al quemar 1 kg-mol de combustóleo $\boldsymbol{C}_{23}\boldsymbol{H}_{37.29}$ con 22.62 kg-mol de oxígeno se calcula con las siguientes relaciones:

$$\frac{12.28\ CO_2}{23\ CO_2} = \frac{9.96\ H_2O}{18.64\ H_2O} = 0.534$$

Ésta última cifra significa que 53.4% de combustóleo se quema hasta productos de combustión completa y por lo tanto 46.6% de combustóleo se quema hasta productos de combustión incompleta.

Cálculo del calor liberado en la formación de productos de combustión incompleta de 1 kg de combustóleo

No podemos calcular directamente el calor que se libera en la combustión incompleta de 1kg de combustóleo, pero si lo podemos hacer de una manera indirecta, y esto se hace de realizando la metodología propuesta siguiente:

El calor liberado en la combustión completa de 1 kg de combustóleo está representado por $Q_{liberado}$, el calor liberado en la combustión incompleta de 1 kg de combustóleo está representado por $Q_{incompl}$ y el calor liberado en la combustión de 1 kg de productos incompletos hasta productos completos está representado por $Q_{complet}$.
Por lo anterior, se tiene la siguiente ecuación:

$$\mathbf{Q_{liberado}} = Q_{incompl} + Q_{complet}$$

$$\mathbf{Q_{complet}} = V_{CO} \cdot PCI_{CO} + V_{H_2} \cdot PCI_{H_2}$$

$$\mathbf{Q_{liberado}} = PCI \cdot 1kg$$

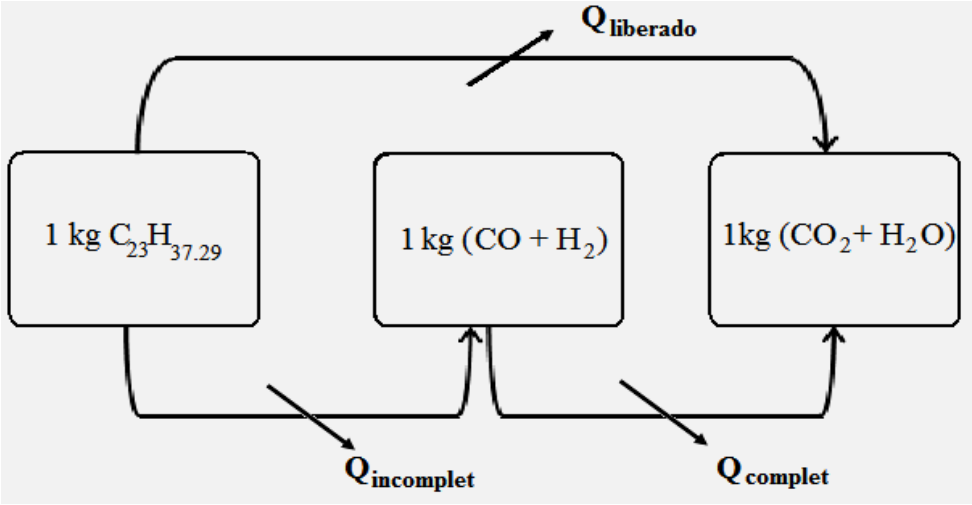

Fig. 3.5 Esquema del calor liberado en la combustión completa e incompleta de 1kg de combustóleo.

Se conoce el volumen (ver tabla 3.4) y el poder calorífico inferior de los gases productos de combustión incompleta, por lo tanto, ahora es posible determinar el calor que se libera en la combustión incompleta de 1 kg de combustóleo.

$$\mathbf{Q_{incompl}} = \mathbf{Q_{liberado}} - \mathbf{Q_{complet}} = 1\text{kg} \cdot \text{PCI} - \left(\text{V}_{\text{CO}} \cdot \text{PCI}_{\text{CO}} + \text{V}_{\text{H}_2} \cdot \text{PCI}_{\text{H}_2}\right)$$

$$\text{PCI} = 42.46312\,\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}$$

$$\text{PCI}_{\text{CO}} = 12.64\,\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}$$

$$\text{PCI}_{\text{H}_2} = 10.79\,\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}$$

$$\text{V}_{\text{CO}} = 1.64\text{m}^3$$

$$\text{V}_{\text{H}_2} = 1.33\text{m}^3$$

$$\mathbf{Q_{incompl}} = 1\text{kg} \cdot 42.46312\,\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} - \left(1.64\text{m}^3 \cdot 12.64\,\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} + 1.33\text{m}^3 \cdot 10.79\,\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}\right)$$

Por lo tanto el calor liberado en la combustión incompleta de 1 kg de combustóleo es:

$$\mathbf{Q_{incompl}} = \mathbf{7382.82\ kJ}$$

3.4.1 Calor liberado en la combustión en la zona I para el caso A.

En el caso A en la zona I se quema 0.5 ***G*** de combustóleo (ver Tabla 3.1). En este caso el 53.4% de éste combustóleo se quema hasta productos de combustión completa;

$$0.5\mathbf{G} \cdot 0.534 = 0.267\mathbf{G}$$

Si quemamos en total en la cámara de combustión 1 kg de combustóleo (***G***=1 kg), el calor liberado en la combustión completa de 0.267 kg de combustóleo y un poder calorífico inferior del combustóleo PCI=44724.2 kJ/kg en la zona I, se calcula:

$$\mathbf{Q_{compl_zona_I}} = 0.267 \cdot \mathbf{PCI} = 0.267\ \text{kg} \cdot 42463.12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \mathbf{11337.6\ kJ}$$

Así mismo, en ésta zona I el 46.6% del combustóleo se quema hasta productos de combustión incompleta;

$$0.5\mathbf{G} \cdot 0.466 = 0.233\mathbf{G}$$

Si quemamos en total en la cámara de combustión 1 kg de combustóleo (***G***=1 kg), el calor liberado en la combustión incompleta de 0.233 kg de combustóleo en la zona I se calcula:

$$\mathbf{Q_{incompl_zona_I}} = 0.233 \cdot 7382.82\ \text{kJ} = \mathbf{1720.2\ kJ}$$

El calor liberado en la zona I en el caso A al quemar 1 kg de combustóleo es:

$$\mathbf{Q_{liberado_zona_I}} = \mathbf{Q}_{\text{compl_zona_I}} + \mathbf{Q}_{\text{incompl_zona_I}} = 11337.6 + 1720.2 = \mathbf{13057.8\ kJ}$$

3.4.2 Calor liberado en la combustión en la zona I del caso B.

En el caso B en la zona I se quema 0.722**G** de combustóleo (ver Tabla 3.1). En éste caso el 53.4% de éste combustóleo se quema hasta productos de combustión completa;

$$0.722\mathbf{G} \cdot 0.534 = 0.385\mathbf{G}$$

Si se quema en total en la cámara de combustión 1 kg de combustóleo (**G** = 1 kg), el calor liberado en la combustión completa de 0.385 kg de combustóleo en la zona I se calcula:

$$\mathbf{Q_{compl_zona_I}} = 0.385\ \text{kg} \cdot \mathbf{PCI} = 0.385\ \text{kg} \cdot 42463.12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \mathbf{16382.9\ MJ}$$

Así mismo, en ésta zona I el 46.6% del combustóleo se quema hasta productos de combustión incompleta;

$$0.722\mathbf{G} \cdot 0.466 = 0.336\mathbf{G}$$

Si se quema en total en la cámara de combustión 1 kg de combustóleo (**G** = 1 kg), el calor liberado en la combustión incompleta de 0.336 kg de combustóleo en la zona I se calcula:

$\mathbf{Q_{incompl_zona_I}} = 0.336 \cdot 7382.82 \text{ kJ} = 2485.6 \text{ kJ}$

El calor liberado en la zona I para el Caso B es:

$\mathbf{Q_{liberado_zona_I}} = \mathbf{Q}_{\text{compl _zona _I}} + \mathbf{Q}_{\text{incompl _zona _I}} = 16382.9 + 2485.6 = 18868.6 \text{ kJ}$

En la tabla 3.7 se presentan resultados del cálculo de calor liberado en la zona I al quemar combustóleo con diferentes coeficientes de exceso de aire 0.7, 0.8 y 0.9. El calor liberado en la zona I es la suma del calor que se libera en la combustión completa más el calor que se libera en la combustión completa del combustóleo que ingresa en la zona I.

Tabla 3.7 Calor liberado en la zona I, casos A y B

Caso	**Q,** kJ	$\boldsymbol{\alpha_{zona_I} = 0.7}$	$\boldsymbol{\alpha_{zona_I}}$ **=0.8**	$\boldsymbol{\alpha_{zona_I} = 0.9}$
A	$\boldsymbol{Q}_{\text{compl}}$	11337.6	14649.7	17834.5
	$\boldsymbol{Q}_{\text{incompl}}$	1720.2	1144.3	590.6
	$\boldsymbol{Q}_{\text{liberado}}$	**13057.85**	**15794.1**	**18425.1**
B	$\boldsymbol{Q}_{\text{compl}}$	16382.9	18522.8	20044
	$\boldsymbol{Q}_{\text{incompl}}$	2485.6	1446.8	663.8
	$\boldsymbol{Q}_{\text{liberado}}$	**18868.6**	**19969.6**	**20707.8**

3.4.3 Calor liberado en la combustión en la zona II.

En la zona II se libera calor producto de la combustión de los productos incompletos que se formaron en la zona I y pasan a la zona II donde se queman hasta productos completos.
En el caso de referencia (el coeficiente de exceso de aire en salida del hogar es $\boldsymbol{\alpha''_{hogar}} = 1.05$; el coeficiente de exceso de aire en la zona II es $\alpha_{zona\ _II} = 1.3$) la cantidad de los productos incompletos al quemar 1 kg de combustóleo (ver tabla 3.4) es: 2.037 kg de CO y 0.117 kg de H_2. Estos gases ocupan a condiciones de referencia (1 bar y 0^oC) los siguientes volúmenes:

$\mathbf{V}_{CO} = 1.63 \text{ m}^3$

$\mathbf{V}_{H_2} = 1.30 \text{ m}^3$

En la combustión de estos gases se libera calor y se determina como sigue, teniendo en cuenta el poder calorífico de dichos gases;

$\mathrm{PCI_{CO}} = 12.64\,\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{m}^3}$; $\mathrm{PCI_{H_2}} = 10.79\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{m}^3}$

$\mathbf{Q_{incompl_zona_II}} = \mathrm{V_{CO}} \cdot \mathrm{PCI_{CO}} + \mathrm{V_{H_2}} \cdot \mathrm{PCI_{H_2}} = 1.63\ \mathrm{m}^3 \cdot 12.64\,\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{m}^3} + 1.30\mathrm{m}^3 \cdot 10.79\,\frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{m}^3}$

$\mathbf{Q_{incompl_zona_II}} = 35080.3\mathrm{kJ}$

3.4.4 Calor liberado en la combustión en la zona II del caso A.

En el caso A en la zona II se quema 0.5***G*** de combustóleo donde ***G*** = 1 kg.
El calor liberado en la combustión completa de 0.5***G*** de combustóleo se calcula como sigue:
$\mathbf{Q_{compl_zona_II}} = 0.5 \cdot \mathrm{PCI} = 0.5 \cdot 44.7242 = 22362.1\ \mathrm{kJ}$
Así mismo en ésta zona II se queman los productos de combustión incompleta que se generaron en la zona I de combustión, en la combustión de éstos productos incompletos se libera el siguiente calor:

$\mathbf{Q_{incompl_zona_II}} = 0.5(\mathrm{V_{CO}} \cdot \mathrm{PCI_{CO}} + \mathrm{V_{H_2}} \cdot \mathrm{PCI_{H_2}}) \cdot 0.466$

$\mathbf{Q_{incompl_zona_II}} = 8173.81\ \mathrm{kJ}$

Por lo tanto, el calor liberado en la zona II para el Caso A es:

$\mathbf{Q_{liberado_zona_II}} = \mathrm{Q_{compl\ _zona\ _II}} + \mathrm{Q_{incompl\ _zona\ _II}}$

$\mathbf{Q_{liberado_zona_II}} = 22362.1 + 8173.81 = 29405.27\mathrm{kJ}$

3.4.5 Calor liberado en la combustión en la zona II del caso B.

En el caso B en la zona II se quema 0.278***G*** de combustóleo donde ***G*** = 1 kg.
El calor liberado en la combustión completa de 0.278***G*** de combustóleo se calcula como sigue:

$\mathbf{Q_{compl_zona_II}} = 0.278 \cdot \mathrm{PCI} = 0.278 \cdot 44724.2 = 21231.56\ \mathrm{kJ}$

Así mismo en ésta zona II se queman los productos de combustión incompleta que se generaron en la zona I de combustión, en la combustión de éstos productos incompletos se libera el siguiente calor:

$\mathbf{Q_{incompl_zona_II}} = 0.723(\mathrm{V_{CO}} \cdot \mathrm{PCI_{CO}} + \mathrm{V_{H_2}} \cdot \mathrm{PCI_{H_2}}) \cdot 0.466$

$\mathbf{Q_{incompl_zona_II}} = 11811.01\ \mathrm{kJ}$

Por lo tanto, el calor liberado en la zona II para el Caso B es:

$$\mathbf{Q_{liberado_zona_II}} = Q_{compl\ _zona\ _II} + Q_{incompl\ _zona\ _II} = 21231.5 + 11811.01 = 23594.5\ \text{kJ}$$

En la tabla 3.8 se presenta resultados del cálculo del calor liberado en la zona II al quemar productos de combustión incompleta de la zona I hasta productos de combustión completa y calor liberado en la combustión de combustóleo, estos calores liberados fueron calculados para tres coeficientes de exceso de aire para los casos A y B.

Tabla 3.8 Calor liberado en la zona II, casos A y B

Caso	***Q*,** kJ	$\boldsymbol{\alpha_{zona_II} = 1.35}$	$\boldsymbol{\alpha_{zona_II}}$ **=1.25**	$\boldsymbol{\alpha_{zona_II} = 1.15}$
A	$\boldsymbol{Q}_{compl}$	21231.5	21231.5	21231.5
	$\boldsymbol{Q}_{incompl}$	8173.9	5437.4	2806.4
	$\boldsymbol{Q}_{liberado}$	**29405.2**	**26669**	**24037.9**
B	$\boldsymbol{Q}_{compl}$	11783.5	15618.4	18601.2
	$\boldsymbol{Q}_{incompl}$	11811	6874.9	3154.1
	$\boldsymbol{Q}_{liberado}$	**23594.5**	**22493.4**	**21755.3**

En la siguiente figura se muestra la grafica del calor liberado en la zona I de combustión respecto al coeficiente de exceso de aire. La grafica nos muestra la tendencia que tiene el calor liberado cuando se cambia el valor del coeficiente de exceso de aire, esto es para un valor de coeficiente de exceso de aire de 0.7 a 0.9. En la figura se muestran dos curvas que pertenecen al caso A y al caso B.

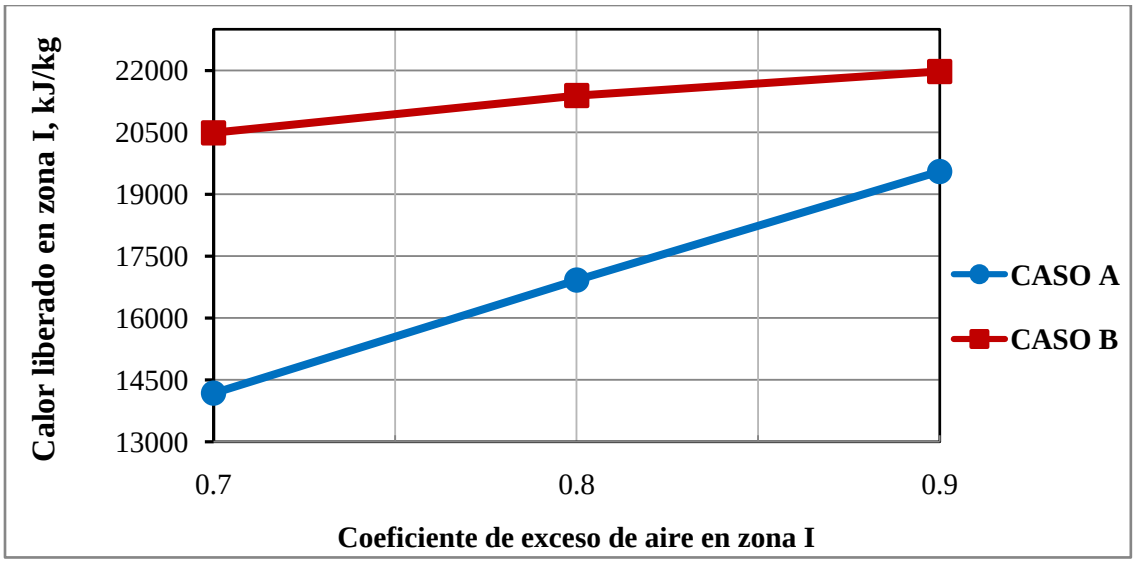

Fig. 3.6 Calor liberado en la combustión del combustóleo en la zona I con diferentes coeficientes de exceso de aire

De igual forma se muestra en la siguiente figura la grafica de los calores liberados en la zona II de combustión, esta grafica corresponde a la tendencia del calor liberado en la zona II para un rango de exceso de aire de 1.35 a 1.15. En la figura se muestran dos curvas que pertenecen al caso A y al caso B.

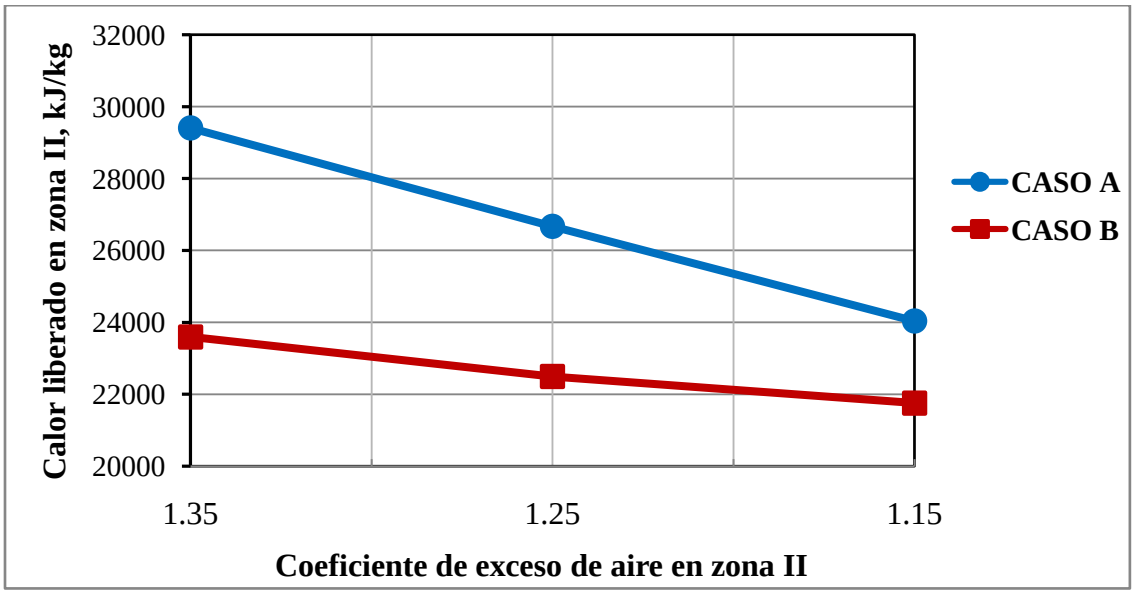

Fig. 3.7Calor liberado en la combustión del combustóleo en la zona II con diferentes coeficientes de exceso de aire

Calculo de los calores físicos que ingresan en las zonas I y II de combustión.

3.4.6 Calor que entra con el aire para la combustión.

El aire eleva su temperatura en el calentador de aire regenerativo de 88 ºC a 293 ºC; cuyas entalpías son 1226 kJ/kg y 4152 kJ/kg, respectivamente, maneja un exceso de aire de 5%.
Para determinar el calor que lleva al horno del generador de vapor el aire caliente utilizamos la ecuación (2.23);

$$\mathbf{Q_{aire}} = \alpha_{\text{hogar}}\ h_{\text{aire_cal}} = 1.05\ (4151.96) = 4359.5\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.4.7 Calor que ingresa a la cámara de combustión con los gases de recirculación.

Para el cálculo del calor que entra en la cámara de combustión con gases de recirculación se emplea la ecuación (2.24). Para carga 100% el grado de recirculación de los gases es R = 0.23 [ ] y la temperatura de los gases recirculados es 321ºC [ ] teniendo una entalpía de h_{rec} = 5402 kJ/kg:

$$\boldsymbol{Q_{rec}} = R \cdot h_{\text{rec}} = 0.23 \cdot 5402 = 1242.4\ \text{kJ/kg}$$

3.4.8 Calor que entra a la cámara de combustión con el combustóleo.

El calor absorbido por el combustible Q_{comb}, considerando una temperatura de 135ºC se determina con la ecuación (2.25):

$$\mathbf{Q_{comb}} = (1.74 + 0.0025 \cdot \text{T}_{\text{comb}})\text{T}_{\text{comb}} = (1.74 + 0.0025 \cdot 135)135 = 280.4\ \text{kJ/kg}$$

La siguiente tabla muestra los valores obtenidos de los cálculos realizados para los diferentes calores que ingresan en la zona I de combustión. Estos valores son para diferentes coeficientes de exceso de aire en los casos A y B.

Tabla 3.9 Calor disponible en zona I de combustión, casos A y B.

Zona I de combustión				
CASO	Q, kJ/kg	0.7	0.8	0.9
A	$Q_{liberado}$	13057.8	15794.1	18425.1
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	1525.8	1743.8	1961.7
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_I}	**15966.2**	**18920.5**	**21769.5**
B	$Q_{liberado}$	18868.6	19969.6	20707.8
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	2204.8	2204.8	2204.8
	Q_{comb}	202.5	177.26	157.5
	Q_{zona_I}	**22518.4**	**23594.1**	**24312.6**

La siguiente tabla muestra los valores obtenidos de los cálculos realizados para los diferentes calores que ingresan en la zona II de combustión. Estos valores son para diferentes coeficientes de exceso de aire en el caso A y B.

Tabla 3.10 Calor disponible en zona II de combustión, casos A y B.

Zona II de Combustión				
CASO	Q, kJ/kg	1.35	1.25	1.15
A	$Q_{liberado}$	29405.2	26669	24037.9
	Q_{aire}	2833.6	2615.7	2397.7
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_II}	**32379.1**	**29424.9**	**26575.9**
B	$Q_{liberado}$	23594.5	22493.4	21755.3
	Q_{aire}	2154.6	2154.6	2154.68
	Q_{comb}	77.8	103.1	122.83
	Q_{zona_II}	**25827**	**24751.3**	**24032.8**

3.4.9 Temperatura Adiabática en la zona I y II para los casos A y B

De acuerdo a el calor total obtenido y haciendo la suposición de un proceso adiabático el calor total obtenido será igual a la entalpia de los gases de combustión. Realizando las respectivas interpolaciones de las tablas temperatura-entalpía [Anexo A y B] se determinan las temperaturas adiabáticas en las zonas I y II para los casos A y B respectivamente.

Tabla 3.11 Temperaturas adiabáticas en zonas I y II, casos A y B.

CASO	Temperatura Adiabática, k			
A	$T'_{ad_zona_I}$	1962.6	2117.3	2270
	$T'_{ad_zona_II}$	2729.2	2609	2495
B	$T'_{ad_zona_I}$	2284.1	2334	2383
	$T'_{ad_zona_II}$	2466.7	2451.5	2385.4

3.5 Cálculo de los principales parámetros que influyen en la formación de NOx en la zona I de combustión, caso A.

3.5.1 Coeficiente de absortividad térmica promedio en zona I.

El coeficiente de absortividad térmica promedio es un factor muy importante para poder determinar la temperatura promedio de los gases así como también el flujo de calor reflejado en la zona I y está definido por la ecuación (2.35). Se debe considerar los siguientes factores y aéreas:

Tabla 3.12 Parámetros físicos de la zona I de combustión, caso A.

A_{pF}	$52.56\ m^2$
A_{pP}	$52.56\ m^2$
A_{pL}	$46.11\ m^2$
A_{arr}	$153.4\ m^2$
A_{abaj}	$153.4\ m^2$
A_{quem}	$14.2\ m^2$
$A_{Tot_zona_I}$	$504.14 m^2$
$\psi_{paredes}$	0.55
ψ''	0.55
ψ'	0.1

$$\bar{\boldsymbol{\psi}}_{\boldsymbol{zona_I}} = \frac{\left(A_{pF} + A_{pP} + 2A_{pL} - A_{quem}\right)\psi_{paredes} + A_{arr}\ \psi' + A_{abaj}\ \psi''}{A_{Tot}}$$

$$\bar{\boldsymbol{\psi}}_{\boldsymbol{zona_I}} = \frac{(52.56 + 52.56 + 2 \cdot 46.11 - 14.2)0.55 + 153.4 \cdot 0.55 + 153.4 \cdot 0.1}{504.14}$$

$$\bar{\boldsymbol{\psi}}_{\boldsymbol{zona_I}} = 0.397$$

3.5.2 Flujo de calor en zona I.

El flujo de calor que atraviesa el volumen de la zona de combustión se calcula según la ecuación (2.36).

$$\boldsymbol{q}_{\boldsymbol{zona_I}} = \frac{B(Q_{lib} + Q_{comb} + Q_{aire} + Q_{rec})}{A_{Tot_zona_I}}$$

$$\boldsymbol{q}_{\boldsymbol{zona_I}} = \frac{20.84(14179.23 + 140.2 + 1525.82 + 1242.4)}{504.14}$$

$$\boldsymbol{q}_{\boldsymbol{zona_I}} = 0.66\ \frac{MW}{m^2}$$

3.5.3 Flujo de calor reflejado en la zona I

El flujo de calor reflejado es uno de los parámetros principales en la zona de combustión y define por la ecuación (2.37):

$$\boldsymbol{q^{ref}}_{\boldsymbol{zona_I}} = q_{zona\ _I}\ (1 - \bar{\psi}_{zona\ _I}) = 0.66\ (1 - 0.397)$$

$$\boldsymbol{q^{ref}}_{\boldsymbol{zona_I}} = 0.398\,\frac{MW}{m^2}$$

3.5.4 Temperatura promedio de los gases en la zona I

La temperatura promedio es el segundo factor principal en la zona I de combustión y se define por la ecuación (2.34):

$$\bar{\boldsymbol{T}}_{\boldsymbol{zona_I}} = \mathrm{T'}_{\mathrm{ad_zona\ _I}}\left(1 - \bar{\psi}_{zona\ _I}\right)^{0.25}(1 - R^{1+nR})$$

$$\bar{\boldsymbol{T}}_{\boldsymbol{zona_I}} = \mathbf{1962.6(1 - 0.397)^{0.25}(1 - 0.23^{1+0.23\cdot 6.5})}$$

$$\bar{\boldsymbol{T}}_{\boldsymbol{zona_I}} = \mathbf{1685.2}\ \boldsymbol{K}$$

3.5.5 Tiempo de residencia en zona I

El tiempo de residencia de los productos de la combustión en la zona I se define por la ecuación (2.38). Se debe considerar los siguientes factores de volumen y flujo volumétrico:

a = 11.6 m
b = 13.224 m
c = 3.975 m
$\xi = 0.75$
B = 20.84 kg/s
V_{gas} = 9.07 m^3

$$\tau = \frac{a \cdot b \cdot c \cdot \xi}{B \cdot V_{gas}\left(\bar{T}_{zon\,a_I}/273\right)}$$

$$= \frac{11.6 \cdot 13.224 \cdot 3.975 \cdot 0.75}{20.84 \cdot 9.07(1685.2/273)}$$

$$= 0.392\ s$$

3.5.6 Cálculo de las Emisiones de óxidos de nitrógeno en la zona I

La concentración de NOx en la zona I de combustión la calculamos aplicando la ecuación (2.39):

$$C_{NO_x_zona\ _I}^{combust\ óleo} = \left[24.3 \cdot exp\left(0.19\frac{(1685.2-1650)}{100}\right) - 12.3\right] \text{ x } [\exp(0.397) - 1] \text{ x } [15.1 + 2.8(0.7 - 1.09) + 73.0\,(0.7 - 1.09)^2 + 72.3(0.7 - 1.09)^3 - 131.7(0.7 - 1.09)^4] \text{ x } 0.391$$

$$C_{NO_x_zona\ _I}^{combust\ óleo} = 62.5\ ppm$$

Tabla 3.13 Parámetros principales para la formación de NOx en la zona I de combustión, caso A.

α_{zona_I}	*0.7*	*0.8*	*0.9*
$\bar{T}_{zona_I}$	1685.2 K	1818.1 K	1949.2 K
$q^{ref}_{zona_I}$	0.397 kW/m^2	0.472 kW/m^2	0.543 kW/m^2
τ	0.391 s	0.333 s	0.284 s
$C_{NO_x_zona\ _I}^{combust\ óleo}$	62.5 ppm	83.1 ppm	105.8 ppm

3.6 Cálculo de los parámetros principales que influyen en la formación de NOx en la zona II de combustión, caso A.

El coeficiente de absortividad térmica promedio es un factor muy importante para poder determinar la temperatura promedio de los gases así como también el flujo de calor reflejado en la zona II y está definido por la ecuación (2.35). Se debe considerar los siguientes factores y aéreas:

Tabla 3.14 Parámetros físicos de la zona II de combustión, caso A.

A_{pF}	$52.56\ m^2$
A_{pP}	$52.56\ m^2$
A_{pL}	$46.11\ m^2$
A_{arr}	$153.4\ m^2$
A_{abaj}	$153.4\ m^2$
A_{quem}	$14.2\ m^2$
$A_{Tot_zona_II}$	$504.14 m^2$
$\psi_{paredes}$	0.55
ψ''	0.397
ψ'	0.1

$$\bar{\boldsymbol{\psi}}_{\boldsymbol{zona_II}} = \frac{\left(A_{pF} + A_{pP} + 2A_{pL} + A_{arr} - A_{quem}\right)\psi_{paredes} + A_{abaj}\ \psi'' + A_{arr}\,\psi'}{A_{tot_zona_II}}$$

$$\bar{\boldsymbol{\psi}}_{\boldsymbol{zona_II}} = \frac{(52.56 + 52.56 + 2 \cdot 46.11 - 14.2)0.55 + 153.4 \cdot 0.1 + 153.4 \cdot 0.397}{504.14}$$

$$\bar{\boldsymbol{\psi}}_{\boldsymbol{zona_II}} = 0.351$$

3.6.1 Flujo de calor.

El flujo de calor que atraviesa el volumen de la zona de combustión se calcula según la ecuación (2.36).

$$\boldsymbol{q}_{\boldsymbol{zona_II}} = \frac{B(Q_{lib} + Q_{comb} + Q_{aire})}{A_{tot_zona_II}}$$

$$\boldsymbol{q}_{\boldsymbol{zona_II}} = \frac{20.84(29251.1 + 2833.6 + 140.2)}{504.14}$$

$$\boldsymbol{q}_{\boldsymbol{zona_II}} = 1.33\,\frac{MW}{m^2}$$

3.6.2 Flujo de calor reflejado en la zona II

El flujo de calor reflejado es uno de los parámetros principales en la zona de combustión y define por la ecuación (2.37):

$$\boldsymbol{q^{ref}}_{\boldsymbol{zona_II}} = q_{zona_II}\,(1 - \bar{\psi}_{zona_II})$$

$$\boldsymbol{q^{ref}}_{\boldsymbol{zona_II}} = 1.38\,(1 - 0.351)$$

$$\boldsymbol{q^{ref}}_{\boldsymbol{zona_II}} = 0.868\,\frac{MW}{m^2}$$

3.6.3 Temperatura promedio de los gases en la zona II

La temperatura promedio es el segundo factor principal en la zona II de combustión y se define por la ecuación (2.34):

$$\bar{\boldsymbol{T}}_{\boldsymbol{zona_II}} = \mathrm{T}'_{\mathrm{ad_zona_II}}\left(1 - \bar{\psi}_{zona_II}\right)^{0.25}(1 - R^{1+nR})$$

$$\bar{\boldsymbol{T}}_{\boldsymbol{zona_II}} = \mathbf{2729}(\mathbf{1} - \mathbf{0.351})^{\mathbf{0.25}}(\mathbf{1} - \mathbf{0.23}^{\mathbf{1+0.23 \cdot 6.5}})$$

$\overline{T}_{zona_II} = 2387\ K$

3.6.4 Tiempo de residencia de los gases de combustión en zona II

El tiempo de residencia de los productos de la combustión en la zona II, se define por la ecuación (2.38). Se debe considerar los siguientes factores de volumen y flujo volumétrico:

a = 11.6 m
b = 13.224 m
c = 3.975 m
$\xi = 0.75$
B = 20.84 kg/s
V_{gas} = 15.7 m^3

$$\tau = \frac{a \cdot b \cdot c \cdot \xi}{B \cdot V_{gas}\left(\overline{T}_{zona\ _I}/273\right)} = \frac{11.6 \cdot 13.224 \cdot 3.975 \cdot 0.75}{20.84 \cdot 15.7(2387/273)}$$

$\tau = 0.160\ seg$

3.6.5 Cálculo de las Emisiones de óxidos de nitrógeno en la zona II

La concentración de NOx la calculamos aplicando la ecuación (2.40):

$$C_{NO_x_zona\ _I}^{combust\ óleo} = \left[24.3 \cdot exp\left(0.19\frac{(2387-1650)}{100}\right) - 12.3\right] \text{ x } [\exp(0.868) - 1] \text{ x } [15.1 + 2.8(1.35 - 1.09) + 73.0\,(1.35 - 1.09)^2 + 72.3(1.35 - 1.09)^3 - 131.7(1.35 - 1.09)^4] \text{ x } 0.391$$

$C_{NO_x_zona\ _II}^{combust\ óleo} = 288.1\ ppm$

Tabla 3.15 Parámetros principales en la zona II de combustión, caso A.

α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
$\overline{T}_{zona_II}$	2387 K	2281.9 K	2182.2 K
$q^{ref}_{zona_II}$	0.869 kW/m^2	0.789 kW/m^2	0.713 kW/m^2
τ	0.160 s	0.183 s	0.211 s
$C_{NO_x_zona\ _II}^{combust\ óleo}$	288.1 ppm	227.6 ppm	180.6 ppm

Siguiendo la misma metodología para el cálculo de los principales parámetros que influyen directamente a la formación de NOx, se realizan los cálculos correspondientes para el caso B en el cual el aire se distribuye uniformemente en las dos zonas de combustión, mientras que la distribución del combustóleo se hace de manera no uniforme, esto con el propósito de tener diferentes coeficientes de exceso de aire en nuestras dos zonas.

Tabla 3.16 Parámetros principales para la formación de NOx en la zona I de combustión, caso B.

α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
$\overline{T}_{zona_I}$	1961.3 K	2004.2 K	2084.4 K
$q^{ref}_{zona_I}$	0.561 kW/m^2	0.588 kW/m^2	0.606 kW/m^2
τ	0.337 s	0.302 s	0.266 s
$C^{combust\ óleo}_{NO_x_zona\ _I}$	191.3 ppm	167.5 ppm	161.4 ppm

Los resultados del cálculo de los parámetros que influyen en la formación de NOx en la zona II de combustión.

Tabla 3.17 Parámetros principales en la zona II de combustión, caso B.

α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
$\overline{T}_{zona_II}$	2157.4 K	2144.1 K	2086.3 K
$q^{ref}_{zona_II}$	0.693 kW/m^2	0.664 kW/m^2	0.713 kW/m^2
τ	0.177 s	0.195 s	0.221 s
$C^{combust\ óleo}_{NO_x_zona\ _II}$	137.2 ppm	138 ppm	130.8 ppm

3.7 Gráficas de comportamiento de los resultados obtenidos de los principales parámetros que influyen en la formación de NOx en la zona I para los casos A y B

A continuación se muestran gráficas comparativas de los casos A y B de los resultados obtenidos del cálculo de los principales parámetros obtenidos con la metodología propuesta.

En la figura 3.8 se puede apreciar la tendencia que tiene la temperatura promedio en la zona I de combustión, esta temperatura se incrementa cuando el coeficiente de exceso de aire se aproxima a 1 y por lo contrario disminuye cuando se disminuye el coeficiente de exceso de aire

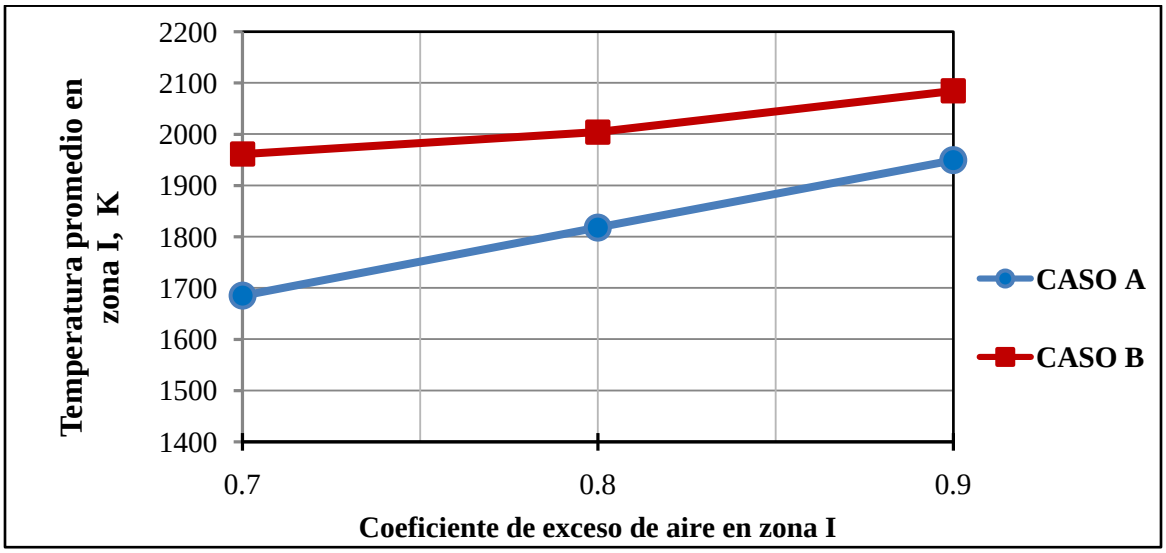

Fig. 3.8 Comportamiento de la temperatura promedio respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión, casos A y B.

En la figura 3.9 se presenta la gráfica del comportamiento del flujo de calor reflejado cuando varía el valor del coeficiente de exceso de aire en la zona I, se muestran los resultados para los casos A y B.

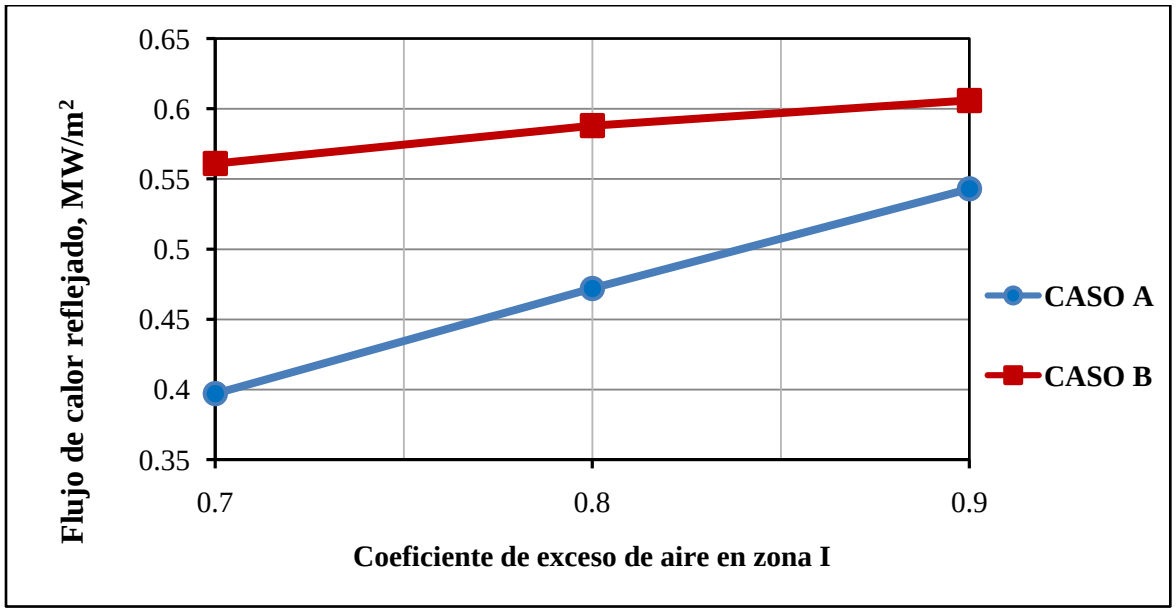

Fig. 3.9 Comportamiento del flujo de calor reflejado respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión, casos A y B.

En la figura 3.8 se presentan los resultados del cálculo del tiempo de residencia de manera gráfica, es fácil apreciar el comportamiento del tiempo de residencia respecto al coeficiente de exceso de aire, los resultados son para los casos A y B.

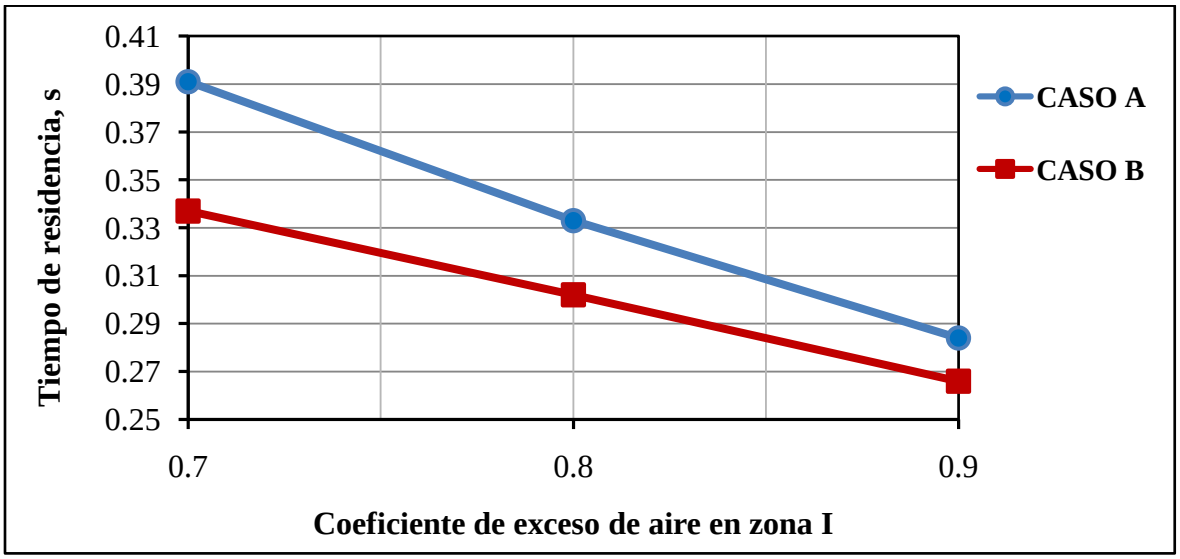

Fig. 3.10 Comportamiento del tiempo de residencia respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión, casos A y B.

En la figura 3.11 se muestran en forma gráfica los resultados obtenidos del cálculo de la concentración de NOx para los casos A y B.

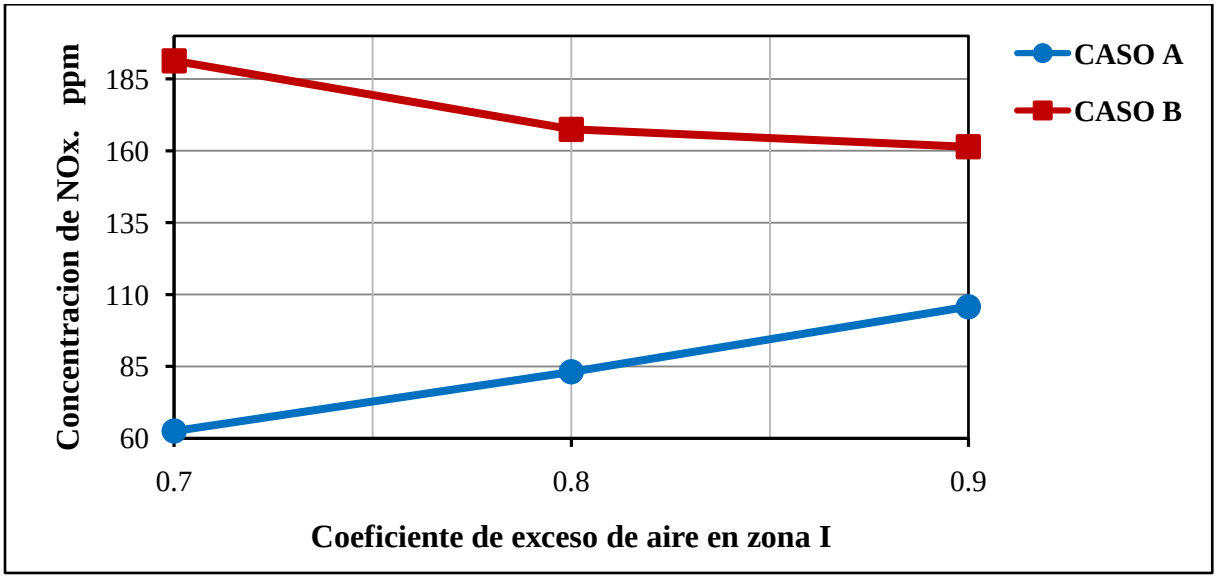

Fig. 3.11 Comportamiento de la concentración de NOx respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión, casos A y B.

3.8 Gráficas de comportamiento de los resultados obtenidos de los principales parámetros que influyen en la formación de NOx en la zona II para los casos A y B

En la figura 3.10 se puede apreciar la tendencia que tiene la temperatura promedio en la zona II de combustión, esta temperatura se incrementa cuando el coeficiente de exceso de aire aumenta y por lo contrario disminuye cuando se disminuye el coeficiente de exceso de aire

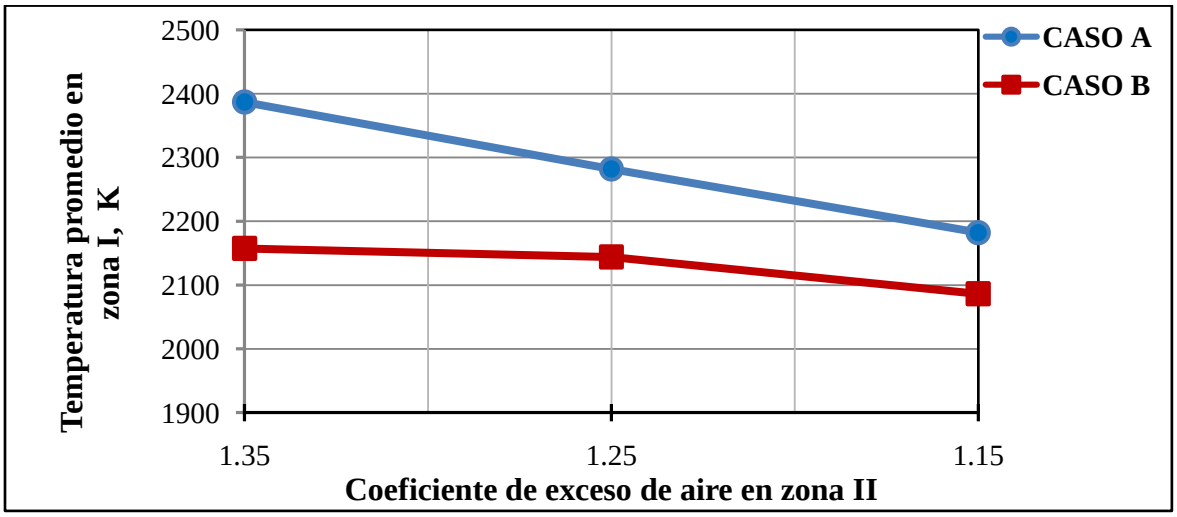

Fig. 3.12 Comportamiento de la temperatura promedio respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión, casos A y B.

En la figura 3.11 se presenta la gráfica del comportamiento del flujo de calor reflejado cuando varía el valor del coeficiente de exceso de aire en la zona II, se muestran los resultados para los casos A y B.

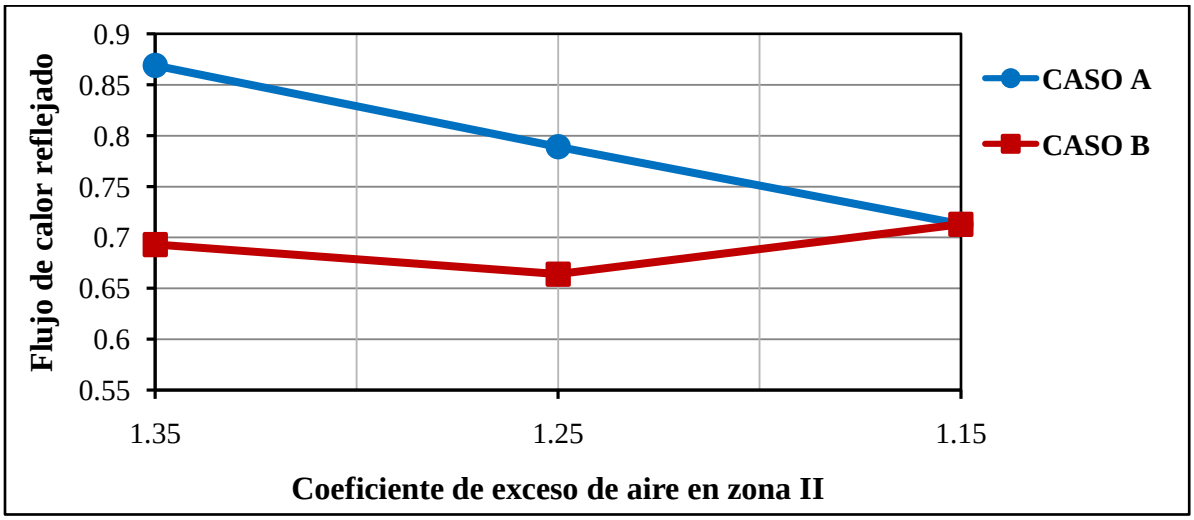

Fig. 3.13 Comportamiento del flujo de calor reflejado respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión, casos A y B.

En la figura 3.13 se presentan los resultados del cálculo del tiempo de residencia de manera gráfica, es fácil apreciar el comportamiento del tiempo de residencia respecto al coeficiente de exceso de aire, los resultados son para los casos A y B.

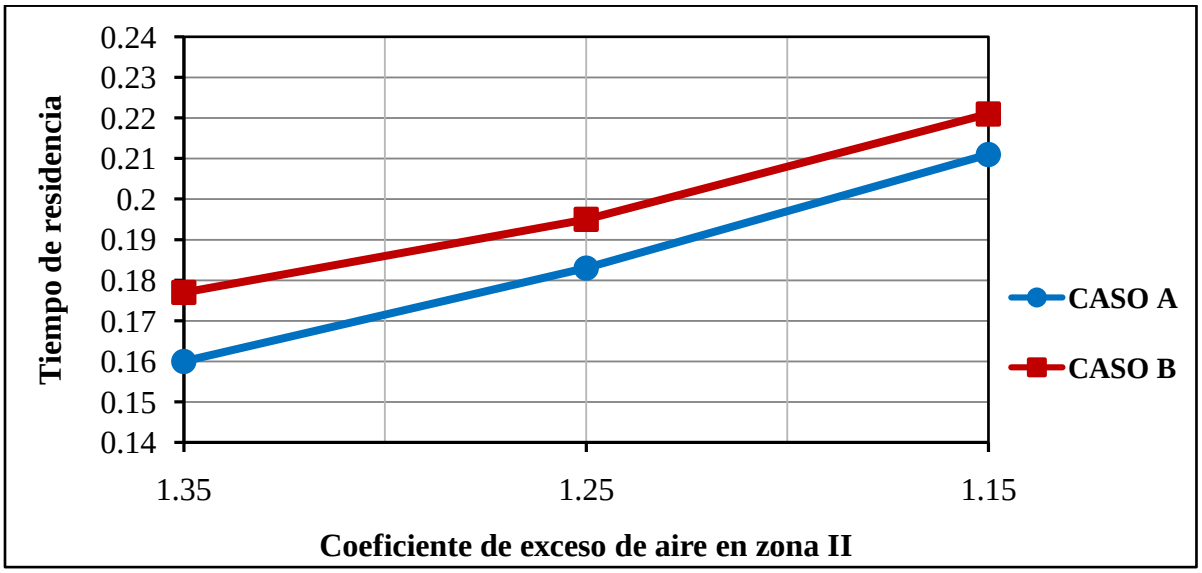

Fig. 3.14 Comportamiento del tiempo de residencia respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión, casos A y B.

En la figura 3.13 se muestran en forma gráfica los resultados obtenidos del cálculo de la concentración de NOx para los casos A y B.

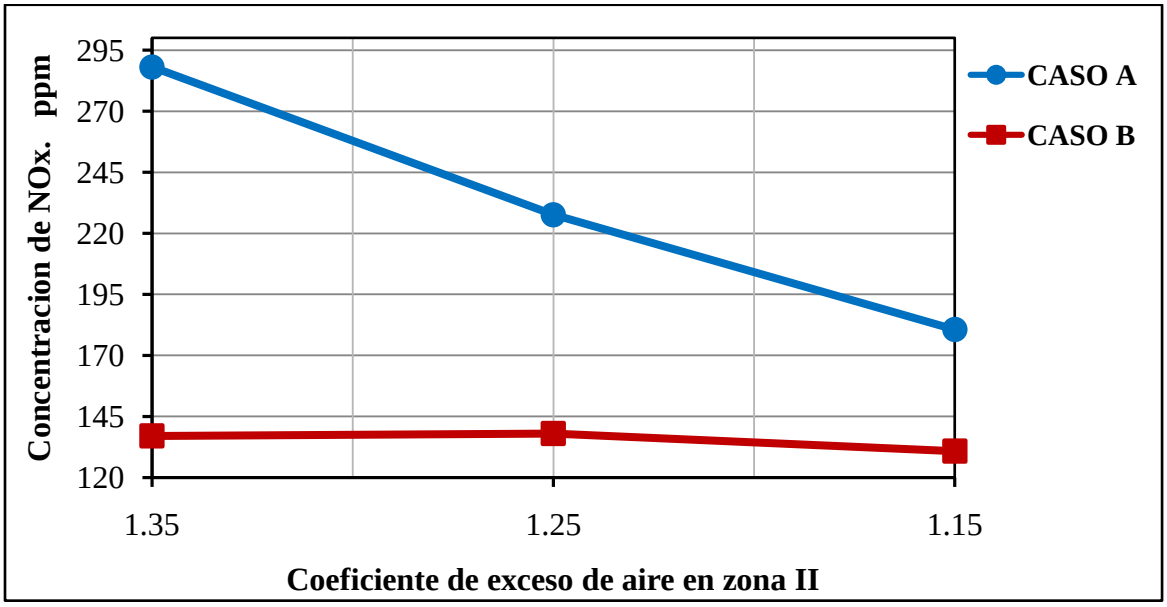

Fig. 3.15 Comportamiento de la concentración de NOx respecto al coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión, casos A y B.

3.9 Cálculo de la concentración de NOx totales, caso A

Siguiendo el método para convertir la concentración de NOx de la zona I y zona II que se encuentran en unidades de ppm (partes por millón) a mg/s (miligramos por segundo), es posible sumar dichas concentraciones de NOx para tener una cantidad total generada en el hogar del generador de vapor de 350 MW que quema combustóleo.

3.9.1 Conversión de concentración de NOx en zona I

Para realizar la conversión de unidades utilizamos la ecuación (2.40);

$$\mathbf{C_{NOx_zona_I}} = 62.5 \text{ ppm} \cdot \frac{1.88 \ \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}}{1 \text{ ppm}} = \ 117.5 \ \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$$

Gasto volumétrico de NOx en zona I

Para determinar el gasto volumétrico de NOx en la zona I utilizamos la ecuación (2.41):

$$\mathbf{G_{NOx_zona_I}} = 20.81 \ \frac{kg}{s} \cdot 9.07 \frac{m^3}{kg} = \ 188.7 \frac{m^3}{s}$$

Para determinar el gasto másico de NOx utilizamos la siguiente ecuación (2.42):

$$\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{NOx_{zona_I}}} = C_{NOx_{zon\ a_I}} \cdot G_{NOx_{zon\ a_I}}$$
$$= \ 117.5 \cdot 188.7 = 22172.2 \ \frac{\text{mg}}{\text{s}}$$

3.9.2 Conversión de concentración de NOx en zona II

Para realizar la conversión de unidades de concentración de ppm a $\frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$ en la zona II de combustión utilizamos la siguiente ecuación (2.43):

$$\mathbf{C_{NOx_zona_II}} = 288.1 \text{ ppm} \cdot \frac{1.88 \ \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}}{1 \text{ ppm}} = \ 541.6 \ \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$$

Ahora calculamos el gasto volumétrico de los gases productos de la combustión en zona II aplicando la ecuación (2.44):

$$\mathbf{G_{NOx_zona_II}} = 20.81 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 15.7 \ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = \ 326.7 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Una vez determinado el gasto másico de NOx en cada zona, es posible sumar estos gastos másicos (2.45):

$$\dot{m}_{\boldsymbol{NOx_Tot}} = \left(117.5 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \cdot 188.7 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) + \left(541.6 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \ \cdot \ 326.7 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = \ 22177.7 \ \frac{\text{mg}}{\text{s}}$$

Para presentar la concentración total de NOx en unidades de ppm utilizamos la ecuación (2.46):

$$C_{NOx_Tot}^{combustóleo} = \frac{\dot{m}_{NOx_Tot}}{1.88 \cdot \dot{m}_{comb} \cdot V_{gas_zona_II}} = \frac{22177.7}{1.88 \cdot 20.81 \cdot 15.7} = 324\ ppm$$

Los resultados totales de concentración de NOx en el hogar del generador de vapor que quema combustóleo aplicando la técnica de reducción de NOx la combustión no estequiométrica se presentan en la tabla 3.18.

Tabla 3.18 Concentración de NOx totales, casos A y B.

C_{NOx} ppm	0.7 - 1.35	0.8 - 1.25	0.9 - 1.15
Caso A	324	284	268
Caso B	248	245	265

Los resultados gráficos de concentración de NOx totales para los casos A y B se presentan de manera gráfica en la figura 3.13, en la gráfica se aprecia que en el caso B (distribución uniforme del aire) se obtuvo la mayor disminución de concentración de NOx, en especial cuando se mantiene un coeficiente de exceso de aire en la zona I de 0.8, mientras que en la zona II se mantuvo un coeficiente de exceso de aire de 1.25.

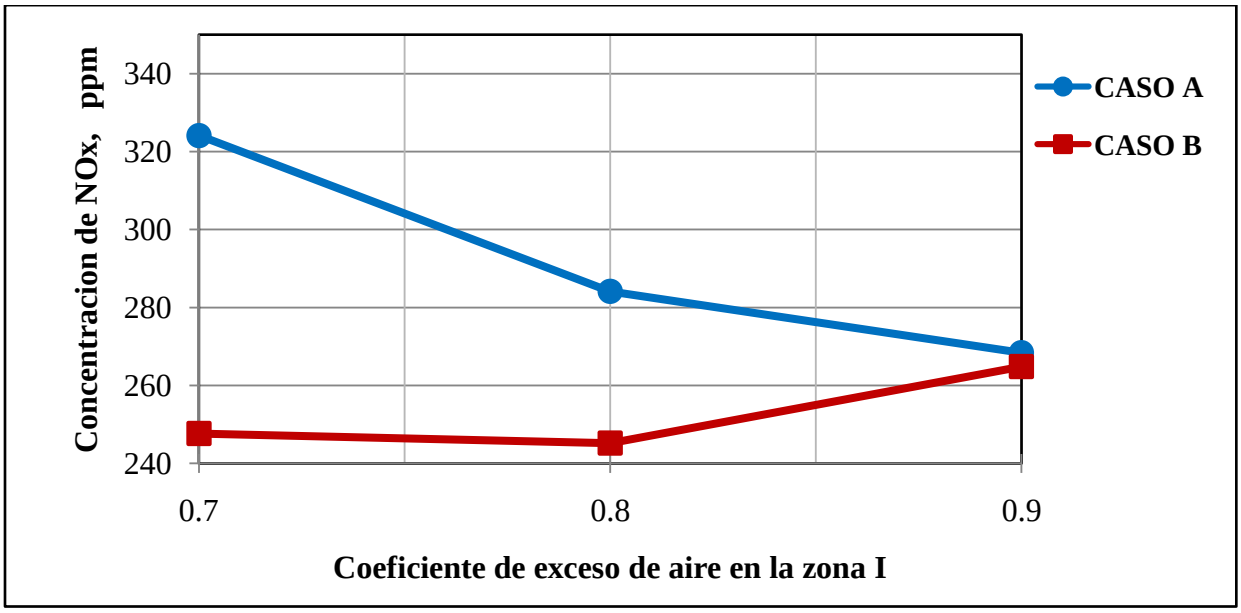

Fig. 3.16 Comportamiento de la concentración de NOx totales respecto al coeficiente de exceso de aire en la combustión de combustóleo, casos A y B.

En este capítulo III se presentó un ejemplo de aplicación del método propuesto de combustión no estequiométrica para un generador de vapor de 350 MW que quema combustóleo y que opera a una carga térmica del 100%. Los cálculos se realizaron para la combustión de 1kg de combustóleo en condiciones normales de referencia (presión de 1bar y a una temperatura de 273 K).
Se determinaron los caudales relativos del aire y combustóleo para los dos casos propuestos, para obtener los coeficientes de exceso de aire propuestos para cada zona de combustión. En zona I un coeficiente de exceso de aire α_{zona_I} = 0.7, 0.8. 0.9 y en zona II un coeficiente de exceso de aire α_{zona_II} = 1.35, 1.25, 1.15.

Así mismo, se realizó el análisis del efecto térmico producto de la combustión no estequiométrica en cada zona de combustión (zona I y zona II) y se determinaron los cuatro parámetros principales que influyen a la formación de NOx así como su concentración.
Analizando los resultados, se observó que en el caso B cuando la distribución del aire es uniforme en las dos zonas de combustión, los resultados muestran una mayor reducción de emisión de NOx comparado con el caso A donde la distribución del combustóleo es uniforme por las zonas de combustión.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE FORMACION DE NOx PARA COMBUSTIÓN NO ESTEQUIOMÉTRICA A CARGAS PARCIALES

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos de los cálculos realizados para determinar los principales parámetros que influyen directamente a la formación de óxidos de nitrógeno. Posteriormente se presentan los resultados obtenidos de concentración de NOx para los casos propuestos (caso A y caso B). Estos resultados se realizaron para diferentes cargas térmicas (MRC, 75%, 50, 25%), siguiendo la metodología propuesta en el capítulo 3. En la parte final de este capítulo se realiza una comparación de la metodología propuesta respecto a otras metodologías que fueron realizadas para la disminución de óxidos de nitrógeno.

4.1 Introducción.

Siguiendo la metodología propuesta en el capítulo 3, se presenta a continuación los resultados de los cálculos realizados para determinar el caudal del aire y del combustóleo, el efecto térmico en la combustión de combustóleo, los parámetros principales que influyen a la formación de óxidos de nitrógeno y la concentración de estos, para la zona I y la zona II del hogar del generador de vapor a diferentes cargas térmicas de operación.
Estos resultados se presentan para los casos A y B, en cada caso se presentan los resultados para un coeficiente de exceso de aire en la zona I de combustión menor a 1 y un coeficiente de exceso de aire en la zona II de combustión mayor a 1.

4.2 Análisis de formación de NOx a un máximo régimen de carga térmica de operación (MRC).

A un máximo régimen de carga térmica de operación el generador de vapor de 350MW opera con un coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_{hogar} = 1.05$; el gasto de combustible es G = 23.28 kg/s; y el porcentaje de aire presente en los gases de recirculación es R = 0.20.

4.2.1 Análisis de máximo régimen de carga térmica, caso A.

4.2.2 Distribución de aire y combustóleo.

Para el caso A, la distribución del combustóleo es de manera uniforme, mientras que la distribución del aire es de manera no uniforme para formar un coeficiente de exceso de aire menor a 1en la zona I, mientras que en la zona II se tenga un coeficiente de exceso de aire mayor a 1.

En la tabla 4.1 se presentan los resultados de los caudales de aire y combustóleo (caudales relativos) que fueron calculados para un máximo régimen de carga térmica, estos resultados fueron obtenidos para un coeficiente de exceso de aire en la zona I de 0.7, 0.8, 0.9, y un coeficiente de exceso de aire en la zona II de 1.35, 1.25, 1.15 respectivamente.

Tabla 4. 1 Caudales relativos de aire y combustóleo.

Caso A (El Combustóleo se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	$0.35\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.40\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.45\cdot V^0_{aire}\,G$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	$0.65\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.60\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.55\cdot V^0_{aire}\,G$
$\dot{m}_{comb_zona_I}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G
$\dot{m}_{comb_zona_II}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G

4.2.3 Calor disponible en las zonas de combustión, caso A.

Los resultados de los calores que ingresan en las zonas de combustión se presentan en la tabla 4.2,

Tabla 4. 2 Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión.

Calor disponible en las zonas I y II de combustión a máximo régimen de carga térmica				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$Q_{liberado}$	13057.8	15794.1	18425.1
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	1525.8	1743.8	1961.7
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_I}	**15966.2**	**18920.5**	**21769.5**
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$Q_{liberado}$	29405.27	26669.1	24037.9
	Q_{aire}	2833.6	2615.7	2397.7
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_II}	**32379.1**	**29424.9**	**26575.9**

4.2.4 Parámetros principales y concentración de NOx, caso A.

En la tabla 4.3 se presentan los resultados obtenidos de los principales parámetros que influyen en la formación de óxidos de nitrógeno para las zonas I y II, así como la concentración de estos

Tabla 4. 3 Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación, caso A

Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a MRC				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$\overline{T}_{zona_I}$	1686.8 K	1819.7 K	1951 K
	$q^{ref}_{zona_I}$	0.445 KW/m^2	0.527 KW/m^2	0.606 KW/m^2
	τ	0.351 s	0.298 s	0.254 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_I}$	64.5 ppm	86.1 ppm	110 ppm
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$\overline{T}_{zona_II}$	2389.1 K	2284 K	2184.1 K
	$q^{ref}_{zona_II}$	0.97 KW/m^2	0.882 KW/m^2	0.796 KW/m^2
	τ	0.143 s	0.164 s	0.189 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_II}$	306.7 ppm	240 ppm	190 ppm

4.2.5 Análisis a máximo régimen de carga térmica (MCR), caso B.

4.2.6 Distribución de aire y combustóleo.

Para el caso B, la distribución del aire es de manera uniforme, mientras que la distribución del combustóleo es de manera no uniforme para formar un coeficiente de exceso de aire menor a 1en la zona I, mientras que en la zona II se tenga un coeficiente de exceso de aire mayor a 1.

En la tabla 4.4 se presentan los resultados de los caudales de aire y combustóleo (caudales relativos) que fueron calculados para un máximo régimen de carga térmica, estos resultados fueron obtenidos para un coeficiente de exceso de aire en la zona I de 0.7, 0.8, 0.9, y un coeficiente de exceso de aire en la zona II de 1.35, 1.25, 1.15 respectivamente.

Tabla 4. 4 Caudales relativos de aire y combustóleo.

Caso B (El aire se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	$0.505\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.505\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.505\ V_{aire}^{0}\ G$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	$0.495 V_{aire}^{0}\ G$	$0.495 V_{aire}^{0}\ G$	$0.495 V_{aire}^{0}\ G$
$\dot{m}_{comb_zona_I}$	0.721·G	0.631·G	0.561·G
$\dot{m}_{comb_zona_II}$	0.279 ·G	0.369·G	0.439·G

4.2.7 Calor disponible en las zonas de combustión.

Tabla 4. 5 Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión.

Calor disponible en las zonas I y II de combustión a máximo régimen de carga térmica				
CASO B				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$Q_{liberado}$	18840.6	19940	20677.1
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	2201.5	2201.5	2201.5
	Q_{comb}	202.2	177	157.3
	Q_{zona_I}	**22486.8**	**23561**	**24278.3**
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$Q_{liberado}$	23622.5	22523	21786
	Q_{aire}	2157.9	2157.9	2157.9
	Q_{comb}	78.11	103.4	123
	Q_{zona_I}	**25858.5**	**24784.4**	**24067**

4.2.8 Parámetros principales y concentración de NOx

Tabla 4.6 Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación en zonas I y II

Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a MCR				
CASO B				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$\overline{T}_{zona_I}$	1961.9 K	2008.7 K	2046.9 K
	$q^{ref}_{zona_I}$	0.626 kW/m^2	0.656 kW/m^2	0.676 kW/m^2
	τ	0.301 s	0.27 s	0.242 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_I}$	198.1 ppm	175.3 ppm	155.5 ppm
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$\overline{T}_{zona_II}$	2160.5 K	2116 K	2089.5 K
	$q^{ref}_{zona_II}$	0.775 kW/m^2	0.743 kW/m^2	0.721 kW/m^2
	τ	0.158 s	0.177 s	0.197 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_II}$	144.7 ppm	136.8 ppm	137.6 ppm

4.2.9 Concentración de NOx Totales en zona de combustión activa

En la tabla 4.7 se presentan los resultados del cálculo total de NOx en el hogar del generador de vapor de 350 MW, para los des casos propuestos (casos A y B), para un máximo régimen de carga térmica de operación.

Tabla 4.7 Concentración de NOx totales en los casos A y B.

Concentración de NOx totales a máximo régimen de carga térmica (MCR)			
C_{NOx}, ppm	0.7 - 1.35	0.8 - 1.25	0.9 - 1.15
Caso A	344.0	299.3	281.4
Caso B	259.1	257.5	266.8

Como se muestra en la figura 4.1, de los dos casos propuestos para controlar las emisiones de NOx, para un máximo régimen de carga térmica el caso en el que se pueden observar los mejores resultados obtenidos es el caso B donde el aire es distribuido uniformemente en las dos zonas de combustión, particularmente cuando el coeficiente de exceso de aire es 0.8 en la zona I y 1.25 en la zona II.

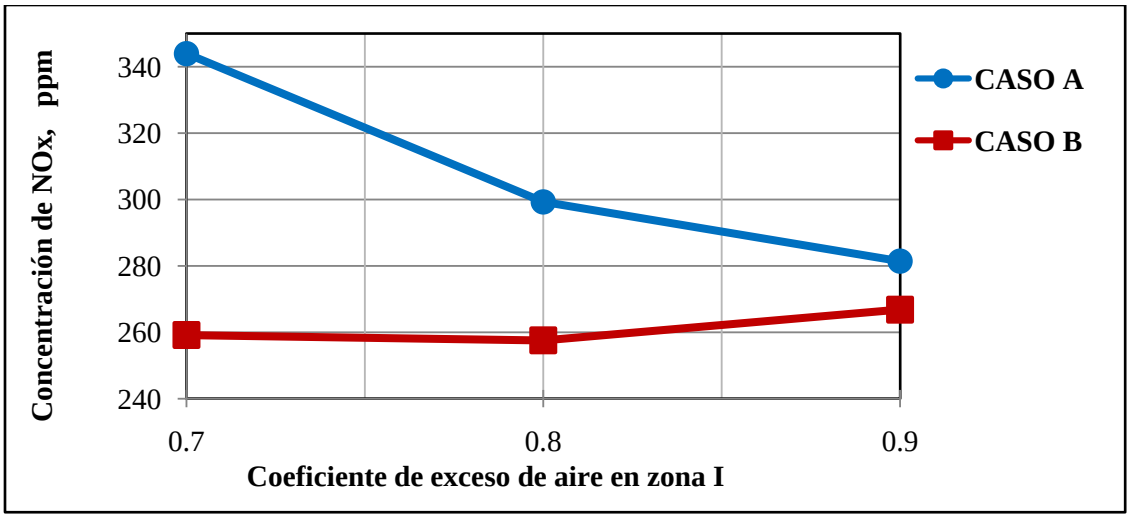

Fig. 4.1Concentración de NOx totales a máximo régimen de carga térmica.

4.3 Análisis de formación de NOx a 75% de régimen de carga térmica de operación.

A un 75% de régimen de carga térmica de operación el generador de vapor de 350MW opera con un coeficiente de exceso de aire en el hogar α_{hogar} = 1.05; el gasto de combustible es G = 15.55 kg/s; y el porcentaje de aire presente en los gases de recirculación es R = 0.44.

4.3.1 Análisis a 75% de régimen de carga térmica, caso A.

4.3.2 Distribución de aire y combustóleo

Para el caso A la distribución del combustóleo es de manera uniforme, mientras que la distribución del aire es de manera no uniforme para formar un coeficiente de exceso de aire en la zona I menor a 1, mientras que en la zona II se tenga un coeficiente de exceso de aire mayor a 1.

En la tabla 4.8 se presentan los resultados de los caudales de aire y combustóleo (caudales relativos) que fueron calculados para un 75% de régimen de carga térmica de operación.

Tabla 4. 8 Caudales relativos de aire y combustóleo.

Caso A (El Combustóleo se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	$0.35\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.40\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.45\cdot V^0_{aire}\,G$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	$0.65\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.60\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.55\cdot V^0_{aire}\,G$
$\dot{m}_{comb_zona_I}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G
$\dot{m}_{comb_zona_II}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G

4.3.3 Calor disponible en las zonas I y II de combustión.

En la tabla 4.9 se presentan los resultados obtenidos del cálculo del calor disponible en las zonas I y II de combustión.

Tabla 4. 9 Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión, Caso A.

Calor disponible en la zona I y zona II de combustión a carga térmica de 75%				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$Q_{liberado}$	13057.9	15794.1	18425.1
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	1525.8	1743.8	1961.8
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_I}	**15966.3**	**18920.5**	**21769.5**
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$Q_{liberado}$	29405.3	26669.0	24038.0
	Q_{aire}	2833.7	2615.7	2397.7
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_II}	**32379.1**	**29424.9**	**26575.9**

4.3.4 Parámetros principales y concentración de NOx, caso A.

Tabla 4. 10 Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación en zonas I y II

Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga 75%				
Zona I	$\boldsymbol{\alpha_{zona_I}}$	0.7	0.8	0.9
	$\boldsymbol{\overline{T}_{zona_I}}$	1656.7 K	1787.3 K	1916.2 K
	$\boldsymbol{q^{ref}_{zona_I}}$	0.297 KW/m^2	0.352 KW/m^2	0.405 KW/m^2
	$\boldsymbol{\tau}$	0.534 s	0.454 s	0.388 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_I}$	54.3 ppm	72.3 ppm	91.4 ppm
Zona II	$\boldsymbol{\alpha_{zona_II}}$	1.35	1.25	1.15
	$\boldsymbol{\overline{T}_{zona_II}}$	2346.6 K	2243.3 K	2145.2 K
	$\boldsymbol{q^{ref}_{zona_II}}$	0.684 KW/m^2	0.589 KW/m^2	0.532 KW/m^2
	$\boldsymbol{\tau}$	0.218 s	0.249 s	0.288 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_II}$	237 ppm	189 ppm	152.4 ppm

4.3.5 Análisis a 75% de régimen de carga térmica, Caso B.

4.3.6 Distribución de aire y combustóleo

Para el caso B, la distribución del aire es de manera uniforme, mientras que la distribución del combustóleo es de manera no uniforme para formar un coeficiente de exceso de aire menor a 1en la zona I, mientras que en la zona II se tenga un coeficiente de exceso de aire mayor a 1.

Tabla 4. 11 Caudales relativos de aire y combustóleo

Caso B (El aire se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	$0.511\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.511\cdot V_{aire}^{0}\ G$	$0.511\cdot V_{aire}^{0}\ G$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	$0.489 V_{aire}^{0}\ G$	$0.489\cdot V_{aire}^{0}\ G$	$0.489\cdot V_{aire}^{0}\ G$
$\dot{m}_{comb_zona_I}$	0.73·G	0.638·G	0.567·G
$\dot{m}_{comb_zona_II}$	0.27·G	0.362·G	0.433·G

4.3.7 Calor disponible en las zonas de combustión.

En la tabla 4.12 se presentan los resultados obtenidos del cálculo del calor disponible en las zonas I y II de combustión.

Tabla 4. 12 Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión.

Calor disponible en la zona I y zona II de combustión a carga térmica de 75%				
CASO B				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$Q_{liberado}$	19064.5	20177.0	20922.8
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	2227.7	2227.7	2227.7
	Q_{comb}	204.7	179.1	159.2
	Q_{zona_I}	**22739.3**	**23826.2**	**24552.1**
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$Q_{liberado}$	23398.7	22286.1	21540.4
	Q_{aire}	2131.8	2131.8	2131.8
	Q_{comb}	75.7	101.3	121.2
	Q_{zona_II}	**25606.2**	**24519.2**	**23793.3**

4.3.8 Parámetros principales y concentración de NOx

Tabla 4.13 Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación en zonas I y II

Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga 75%				
CASO B				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$\bar{T}_{zona_I}$	1936.2 K	1978.9 K	2020.4 K
	$q^{ref}_{zona_I}$	0.423 kW/m^2	0.443 kW/m^2	0.457 kW/m^2
	τ	0.457 s	0.41 s	0.368 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_I}$	169.8 ppm	148.3 ppm	132.2 ppm
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$\bar{T}_{zona_II}$	2112.6 K	2068.1 K	2041.9 K
	$q^{ref}_{zona_II}$	0.513 kW/m^2	0.491 kW/m^2	0.476 kW/m^2
	τ	0.242 s	0.270 s	0.302 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_II}$	113.1 ppm	107.3 ppm	108.2 ppm

4.3.9 Concentración de NOx Totales en zona de combustión activa

En la tabla 4.14 se presentan los resultados del cálculo total de NOx en el hogar del generador de vapor de 350 MW, para los des casos propuestos (casos A y B), para un 75% de régimen de carga térmica de operación.

Tabla 4.14 Concentración de NOx totales en los casos A y B.

Concentración de NOx totales a 75% de régimen de carga térmica			
C_{NOx}, ppm	0.7 - 1.35	0.8 - 1.25	0.9 - 1.15
Caso A	268	239	228
Caso B	211	209	218

Como se muestra en la figura 4.2, de los dos casos propuestos para controlar las emisiones de NOx, para un 75% de régimen de carga térmica el caso en el que se pueden observar los mejores resultados obtenidos es el caso B donde el aire es distribuido uniformemente en las dos zonas de combustión, particularmente cuando el coeficiente de exceso de aire es 0.8 en la zona I y 1.25 en la zona II.

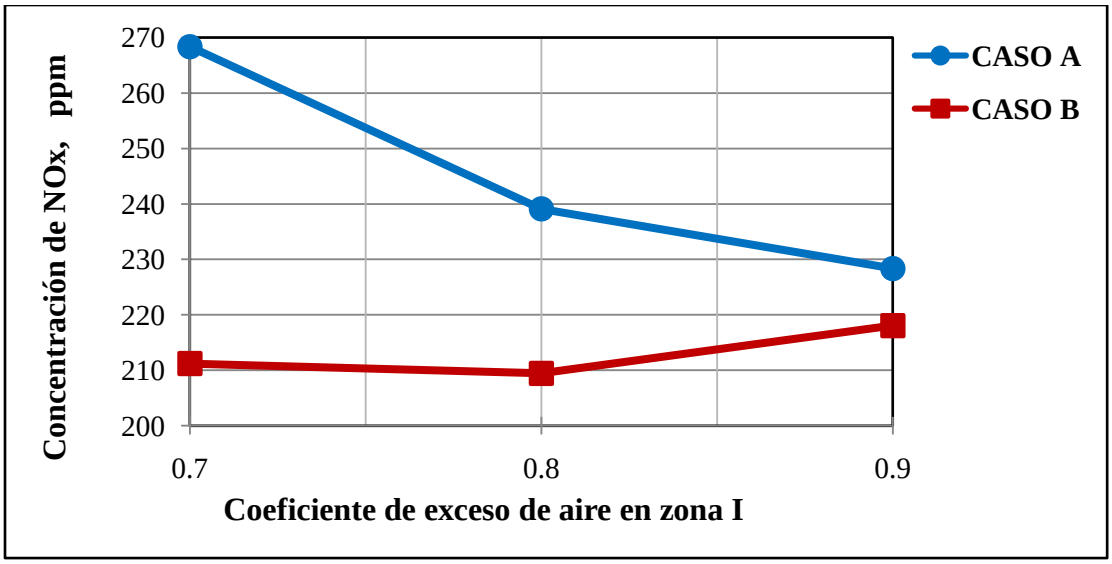

Fig. 4.2 Concentración de NOx totales a carga térmica de 75%

4.4 Formación de NOx a 50% de régimen de carga térmica de operación.

A un 50% de régimen de carga térmica de operación el generador de vapor de 350MW opera con un coeficiente de exceso de aire en el hogar α_{hogar} = 1.15; el gasto de combustible es G = 11.33 kg/s; y el porcentaje de aire presente en los gases de recirculación es R = 0.62.

4.4.1 Análisis a 50% de régimen de carga térmica, caso A.

4.4.2 Distribución de aire y combustóleo

Para el caso A la distribución del combustóleo es de manera uniforme, mientras que la distribución del aire es de manera no uniforme para formar un coeficiente de exceso de aire en la zona I menor a 1, mientras que en la zona II se tenga un coeficiente de exceso de aire mayor a 1.

En la tabla 4.15 se presentan los resultados de los caudales de aire y combustóleo (caudales relativos) que fueron calculados para un 50% de régimen de carga térmica de operación.

Tabla 4. 15 Caudales relativos de aire y combustóleo.

Caso A (El Combustóleo se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	$0.35\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.40\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.45\cdot V^0_{aire}\,G$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	$0.65\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.60\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.55\cdot V^0_{aire}\,G$
$\dot{m}_{comb_zona_I}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G
$\dot{m}_{comb_zona_II}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G

4.4.3 Calor disponible en las zonas de combustión.

En la tabla 4.16 se presentan los resultados obtenidos del cálculo del calor disponible en las zonas I y II de combustión.

Tabla 4. 16 Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión, caso A.

Calor Disponible en la zona I y zona II de combustión a carga térmica de 50%				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$Q_{liberado}$	13057.9	13057.9	13057.9
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	1525.8	1743.8	1961.8
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_I}	**15966.3**	**16184.3**	**16402.2**
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$Q_{liberado}$	29405.3	29405.3	29405.3
	Q_{aire}	2833.7	2615.7	2397.7
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_II}	**32379.1**	**32161.2**	**31943.2**

4.4.4 Parámetros principales y concentración de NOx

Tabla 4. 17 Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación en zonas I y II

Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga 50%				
CASO A				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$\overline{T}_{zona_I}$	1573.8 K	1697.3 K	1819 K
	$q^{ref}_{zona_I}$	0.216 KW/m^2	0.219 KW/m^2	0.222 KW/m^2
	τ	0.772 s	0.656 s	0.56 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_I}$	38.7 ppm	45 ppm	50 ppm
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$\overline{T}_{zona_II}$	222.8 K	2130.2 K	2037.2 K
	$q^{ref}_{zona_II}$	0.472 KW/m^2	0.469 KW/m^2	0.466 KW/m^2
	τ	0.315 s	0.36 s	0.416 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_II}$	179.2 ppm	161.6 ppm	147.3 ppm

4.4.5 Análisis a 50% de Régimen de Carga Térmica, Caso B.

4.4.6 Distribución de aire y combustóleo

Para el caso B, la distribución del aire es de manera uniforme, mientras que la distribución del combustóleo es de manera no uniforme para formar un coeficiente de exceso de aire menor a 1en la zona I, mientras que en la zona II se tenga un coeficiente de exceso de aire mayor a 1.

Tabla 4. 18 Caudales relativos de aire y combustóleo.

Caso B (El aire se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	$0.547\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.5465\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.5465\ V_{aire}^{0}\ G$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	$0.454 V_{aire}^{0}\ G$	$0.4535 V_{aire}^{0}\ G$	$0.4535 V_{aire}^{0}\ G$
$\dot{m}_{comb_zona_I}$	0.781 ·G	0.68·G	0.61·G
$\dot{m}_{comb_zona_II}$	0.219·G	0.32·G	0.39·G

4.4.7 Calor disponible en las zonas de combustión.

En la tabla 4.19 se presentan los resultados obtenidos del cálculo del calor disponible en las zonas I y II de combustión.

Tabla 4. 19 Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión.

Calor Disponible en la zona I y zona II de combustión a Carga Térmica de 50%				
CASO B				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$Q_{liberado}$	20388.9	17840.3	15858.0
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	2382.5	2382.5	2382.5
	Q_{comb}	218.9	191.5	170.3
	Q_{zona_I}	**24232.68**	**21656.70**	**19653.17**
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$Q_{liberado}$	22074.2	24622.8	26605.1
	Q_{aire}	1977.0	1977.0	1977.0
	Q_{comb}	61.5	88.9	110.1
	Q_{zona_II}	**24112.7**	**26688.7**	**28692.3**

4.4.8 Parámetros principales y concentración de NOx

Tabla 4.20 Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación en zonas I y II

Concentración de NOx y parámetros principales que influyen en su formación a carga 50%				
CASO B				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$\overline{T}_{zona_I}$	1891.1 K	1802.9 K	1744.3 K
	$q^{ref}_{zona_I}$	0.328 kW/m^2	0.293 kW/m^2	0.266 kW/m^2
	τ	0.642 s	0.618 s	0.584 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_I}$	155.7 ppm	83.4 ppm	50.4 ppm
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$\overline{T}_{zona_II}$	1952.6 K	2039.9 K	2107.5 K
	$q^{ref}_{zona_II}$	0.352 kW/m^2	0.389 kW/m^2	0.418 kW/m^2
	τ	0.359 s	0.376 s	0.402 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_II}$	72.7 ppm	107.6 ppm	148.2 ppm

4.4.9 Concentración de NOx Totales en zona de combustión activa

En la tabla 4.21 se presentan los resultados del cálculo total de NOx en el hogar del generador de vapor de 350 MW, para los des casos propuestos (casos A y B), para un 50% de régimen de carga térmica de operación.

Tabla 4.21 Concentración de NOx totales en los casos A y B.

Concentración de NOx totales a 50% de régimen de carga térmica			
C_{NOx}, ppm	0.7 - 1.35	0.8 - 1.25	0.9 - 1.15
Caso A	202	182	175
Caso B	163	162	168

Como se muestra en la figura 4.3, de los dos casos propuestos para controlar las emisiones de NOx, para un 50% de régimen de carga térmica el caso en el que se pueden observar los mejores resultados obtenidos es el caso B donde el aire es distribuido uniformemente en las dos zonas de combustión, particularmente cuando el coeficiente de exceso de aire es 0.8 en la zona I y 1.25 en la zona II.

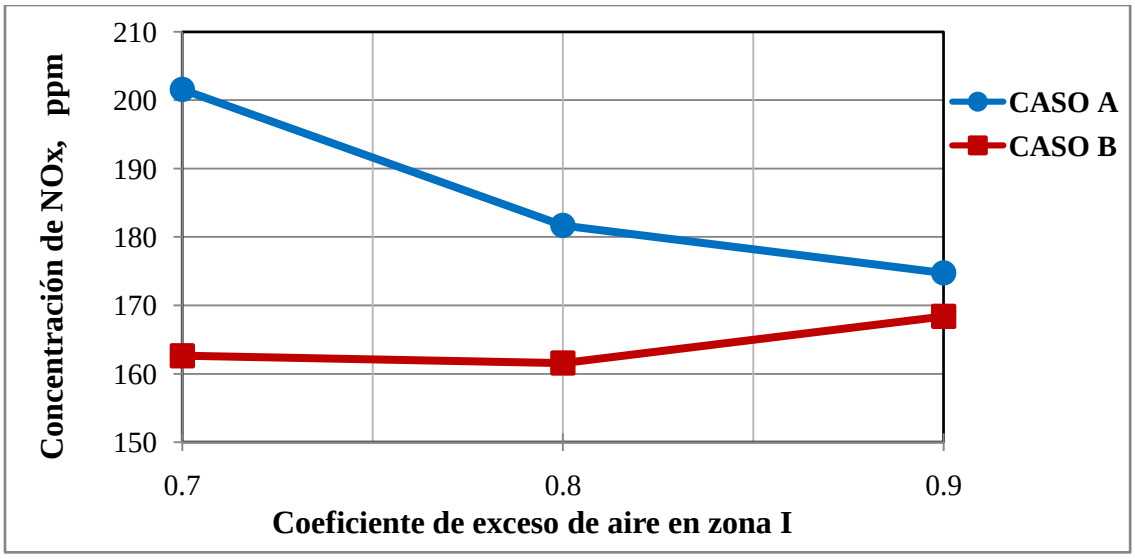

Fig. 4.3 Concentración de NOx totales a carga térmica de 50%

4.5 Formación de NOx a 25% de régimen de carga térmica de operación.

A un 25% de régimen de carga térmica de operación el generador de vapor de 350MW opera con un coeficiente de exceso de aire en el hogar α_{hogar} = 1.3; el gasto de combustible es G = 5.45 kg/s; y el porcentaje de aire presente en los gases de recirculación es R = 0.54.

4.5.1 Análisis a 25% de régimen de carga térmica, caso A.

4.5.2 Distribución de aire y combustóleo

Para el caso A la distribución del combustóleo es de manera uniforme, mientras que la distribución del aire es de manera no uniforme para formar un coeficiente de exceso de aire en la zona I menor a 1, mientras que en la zona II se tenga un coeficiente de exceso de aire mayor a 1.

En la tabla 4.22 se presentan los resultados de los caudales de aire y combustóleo (caudales relativos) que fueron calculados para un 25% de régimen de carga térmica de operación.

Tabla 4. 22 Caudales relativos de aire y combustóleo.

Caso A (El Combustóleo se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	$0.35\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.40\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.45\cdot V^0_{aire}\,G$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	$0.65\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.60\cdot V^0_{aire}\,G$	$0.55\cdot V^0_{aire}\,G$
$\dot{m}_{comb_zona_I}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G
$\dot{m}_{comb_zona_II}$	0.5·G	0.5·G	0.5·G

4.5.3 Calor disponible en las zonas de combustión.

En la tabla 4.23 se presentan los resultados obtenidos del cálculo del calor disponible en las zonas I y II de combustión.

Tabla 4. 23 Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión, caso A.

Calor disponible en la zona I y zona II de combustión a carga térmica de 25%				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$Q_{liberado}$	13057.9	13057.9	13057.9
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	1525.8	1743.8	1961.8
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_I}	**15966.3**	**16184.3**	**16402.2**
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$Q_{liberado}$	29405.3	29405.3	29405.3
	Q_{aire}	2833.7	2615.7	2397.7
	Q_{comb}	140.2	140.2	140.2
	Q_{zona_II}	**32379.1**	**32161.2**	**31943.2**

4.5.4 Parámetros principales y concentración de NOx

Tabla 4. 24 Parámetros principales para la formación de NOx y concentración de NOx en zonas I y II

Parámetros principales para la formación de NOx y concentración de NOx a carga 25%				
CASO A				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$\bar{T}_{zona_I}$	1622.1 K	1749.9 K	1876.1 K
	$q^{ref}_{zona_I}$	0.104 KW/m^2	0.123 KW/m^2	0.142 KW/m^2
	τ	1.55 s	1.32 s	1.13 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_I}$	43.8 ppm	58.1 ppm	72.8 ppm
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$\bar{T}_{zona_II}$	2297.5 K	2196.3 K	2100.3 K
	$q^{ref}_{zona_II}$	0.227 KW/m^2	0.206 KW/m^2	0.186 KW/m^2
	τ	0.635 s	0.726 s	0.838 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_II}$	227.6 ppm	186 ppm	152.9 ppm

4.5.5 Análisis a 50% de régimen de carga térmica, Caso B.

4.5.6 Distribución de aire y combustóleo

Para el caso B, la distribución del aire es de manera uniforme, mientras que la distribución del combustóleo es de manera no uniforme para formar un coeficiente de exceso de aire menor a 1en la zona I, mientras que en la zona II se tenga un coeficiente de exceso de aire mayor a 1.

Tabla 4. 25 Caudales relativos de aire y combustóleo.

Caso B (El aire se distribuye uniformemente en zonas I y II)			
$\dot{m}_{aire_zona_I}$	$0.581\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.581\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.581\ V_{aire}^{0}\ G$
$\dot{m}_{aire_zona_II}$	$0.419\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.419\ V_{aire}^{0}\ G$	$0.419\ V_{aire}^{0}\ G$
$\dot{m}_{comb_zona_I}$	0.83·G	0.73·G	0.645·G
$\dot{m}_{comb_zona_II}$	0.17·G	0.27·G	0.355·G

4.5.7 Calor disponible en las zonas de combustión.

En la tabla 4.26 se presentan los resultados obtenidos del cálculo del calor disponible en las zonas I y II de combustión.

Tabla 4. 26 Calores que ingresan a las zonas I y II de combustión.

Calor disponible en la zona I y zona II de combustión a carga térmica de 25%				
CASO B				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$Q_{liberado}$	21676.0	22940.9	23788.9
	Q_{rec}	1242.4	1242.4	1242.4
	Q_{aire}	2532.9	2532.9	2532.9
	Q_{comb}	232.7	203.6	181.0
	Q_{zona_I}	**25684.03**	**26919.86**	**27745.18**
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$Q_{liberado}$	20787.1	19522.2	18674.2
	Q_{aire}	1826.6	1826.6	1826.6
	Q_{comb}	47.7	76.8	99.4
	Q_{zona_II}	**22661.4**	**21425.6**	**20600.2**

4.5.8 Parámetros principales y concentración de NOx

Tabla 4.27 Parámetros principales para la formación de NOx y concentración de NOx en zonas I y II

Parámetros principales para la formación de NOx y concentración de estos a carga 25%				
CASO B				
Zona I	α_{zona_I}	0.7	0.8	0.9
	$\overline{T}_{zona_I}$	2000.8 K	2046.4 K	2088.8 K
	$q^{ref}_{zona_I}$	0.167 kW/m^2	0.175 kW/m^2	0.181 kW/m^2
	τ	1.26 s	1.132 s	1.015 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_I}$	192.3 ppm	167.2 ppm	148.1 ppm
Zona II	α_{zona_II}	1.35	1.25	1.15
	$\overline{T}_{zona_II}$	1958.4 K	1908.1 K	1876.2 K
	$q^{ref}_{zona_II}$	0.159 kW/m^2	0.150 kW/m^2	0.145 kW/m^2
	τ	0.745 s	0.836 s	0.939 s
	$C^{combustóleo}_{NOx\ zona_II}$	79.8 ppm	73.65 ppm	72.4 ppm

4.5.9 Concentración de NOx Totales en zona de combustión activa

En la tabla 4.28 se presentan los resultados del cálculo total de NOx en el hogar del generador de vapor de 350 MW, para los des casos propuestos (casos A y B), para un 25% de régimen de carga térmica de operación.

Tabla 4.28 Concentración de NOx totales en los casos A y B.

Concentración de NOx totales a 25% de régimen de carga térmica			
C_{NOx}, ppm	0.7 - 1.35	0.8 - 1.25	0.9 - 1.15
Caso A	253	226	213
Caso B	191	189	195

Como se muestra en la figura 4.4, de los dos casos propuestos para controlar las emisiones de NOx, para un 25% de régimen de carga térmica el caso en el que se pueden observar los mejores resultados obtenidos es el caso B donde el aire es distribuido uniformemente en las dos zonas de combustión, particularmente cuando el coeficiente de exceso de aire es 0.8 en la zona I y 1.25 en la zona II.

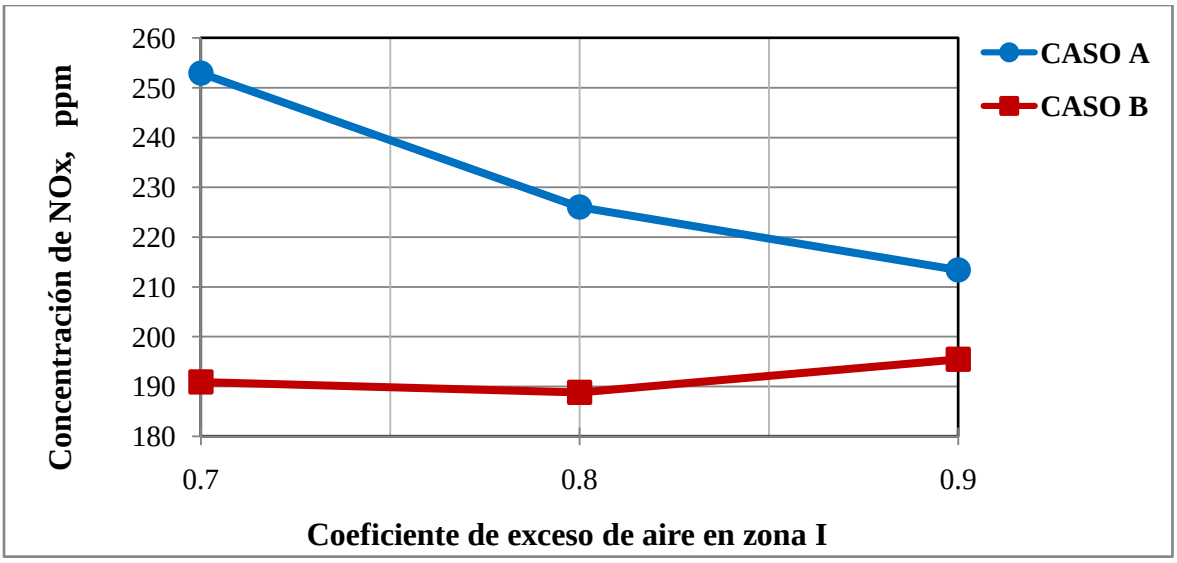

Fig. 4.4 Concentración de NOx totales a carga térmica de 25%

4.6 Emisiones de NOx totales a cargas parciales.

Después de analizar cada carga térmica de operación por separado, en las siguientes figuras se muestran los resultados para que puedan ser comparados.

4.6.1 Concentración de NOx a cargas parciales. Caso A.

En la figura 4.5 se presentan los resultados de NOx totales para el caso A propuesto, se observa claramente que se obtuvieron mejores resultados cuando en la zona I de combustión el coeficiente de exceso de aire es α_{zona_I}= 0.9, mientras que en la zona II de combustión el coeficiente de exceso de aire es α_{zona_II}= 1.15.

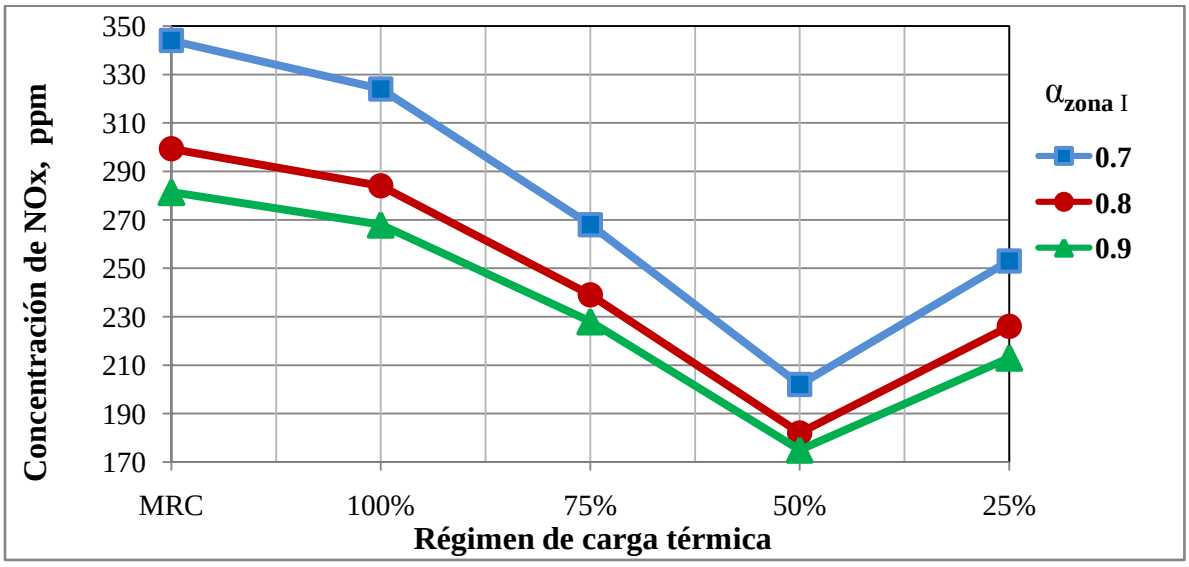

Fig. 4.5 Concentración de NOx totales respecto al régimen de carga térmica, caso A

4.6.2 Concentración de NOx a cargas parciales. Caso B.

En la figura 4.6 se presentan los resultados de NOx totales para el caso A propuesto, se observa claramente que se obtuvieron mejores resultados cuando en la zona I de combustión el coeficiente de exceso de aire es α_{zona_I}= 0.8, mientras que en la zona II de combustión el coeficiente de exceso de aire es α_{zona_II}= 1.25.

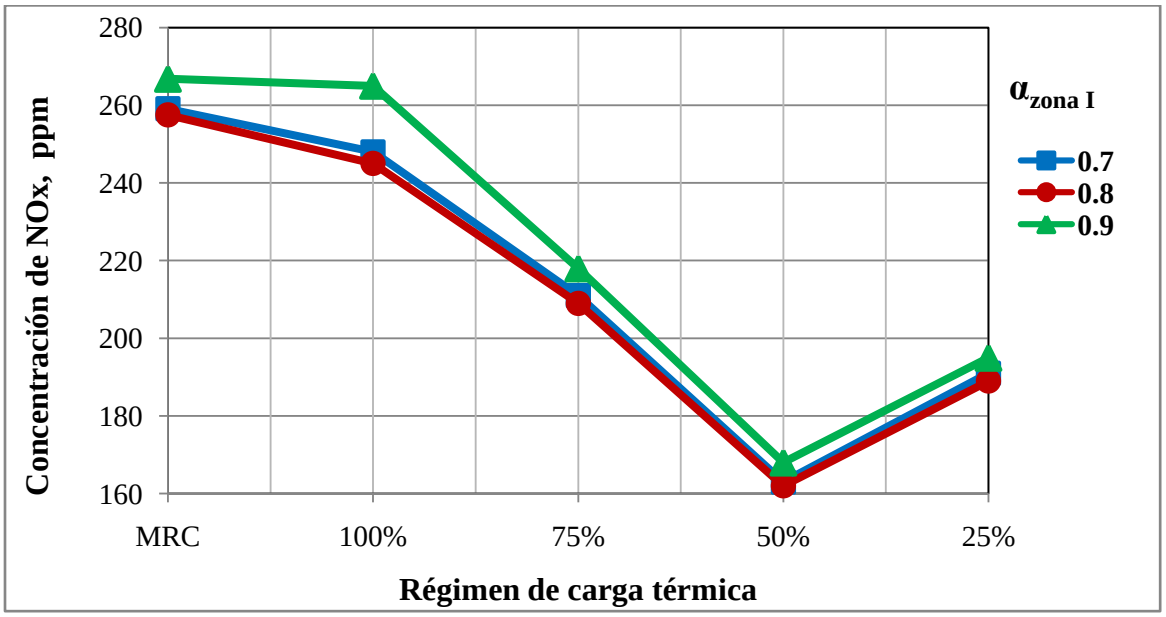

Fig. 4.6 Concentración de NOx totales respecto al régimen de carga térmica, caso B.

Analizando los resultados obtenidos del cálculo de concentración de óxidos de nitrógeno, es posible determinar que de los dos casos propuestos para desarrollar un método para controlar las emisiones de NOx en la combustión de combustóleo en un generador de vapor de 350MW de capacidad, los mejores resultados se obtuvieron para el caso B, en este caso se propuso dividir en dos zonas de combustión (zona I y zona II), la zona de combustión activa del generador de vapor, esto con el objetivo de tener un coeficiente de exceso de aire menor a 1 en la zona I, mientras que en la zona II exista un coeficiente de exceso de aire mayor a 1, esto se logra con una distribución uniforme del aire por las dos zonas y una distribución no uniforme del combustóleo por estas dos zonas. Para la zona I se propuso un coeficiente de exceso de aire α_{zona_I}= 0.7, 0.8, 0.9 y en la zona II se propuso un coeficiente de exceso de aire α_{zona_II}= 1.35, 1.25, 1.15. De estas tres combinaciones, donde se obtuvo una mayor reducción de emisiones de NOx es cuando en la zona I el coeficiente de exceso de aire es α_{zona_I}= 0.8 mientras que en la zona II en coeficiente de exceso de aire es α_{zona_II}= 1.25.

4.7 Comparación de resultados obtenidos con otros métodos propuestos.

En la tabla 4.29 se presentan los resultados obtenidos para una mayor reducción de óxidos de nitrógeno aplicando combustión no estequiométrica, estos resultados se presentan junto a distintos resultados obtenidos por otros métodos propuestos. Estos resultados fueron obtenidos para la combustión de combustóleo de un generador de vapor de 350MW que opera a diversas cargas térmicas.

Tabla 4.29 Resultados de concentración de NOx del método propuesto y otros métodos propuestos.

Método propuesto	**Régimen de carga térmica de operación**			
	MCR	**100 %**	**75%**	**50%**
Operación actual	**429**	**405**	**338**	**273**
Dos etapas de combustión	**394**	**366**	**297**	**235**
Recirculación de los gases	**344**	**315**	**250**	**199**
Combustión no estequiométrica	**257**	**345**	**209**	**162**

En la figura 4.7 se muestra la comparación gráfica de diversas técnicas de control de emisión de NOx aplicadas a un generador de vapor de 350MW

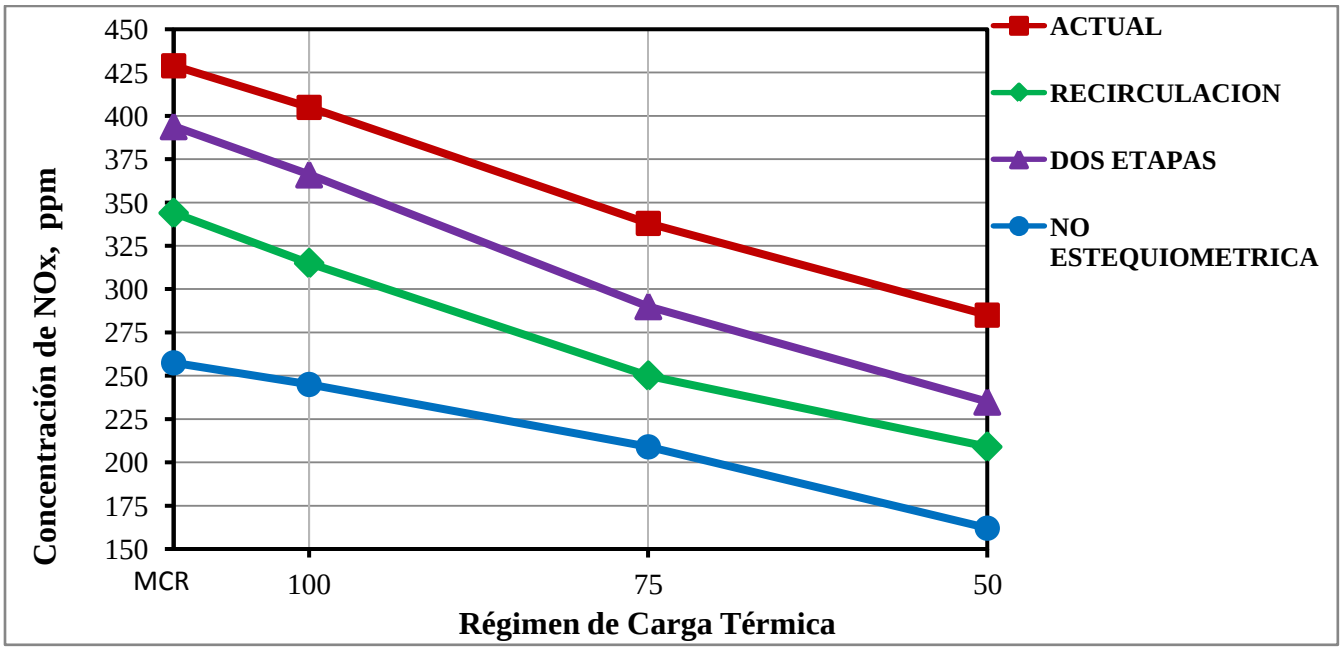

Fig. 4.7 Comparación de diferentes métodos de reducción de emisiones de NOx; Operación actual, Recirculación de los gases, Dos etapas de combustión y Combustión no estequiométrica.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se desarrollo un método de combustión no estequiométrica para disminuir la formación de NOx en el horno de un generador de vapor de 350 MW que quema combustóleo a máximo régimen de carga térmica y cargas parciales.

Para desarrollar este método de combustión no estequiométrica se propusieron dos casos de distribución del aire y del combustóleo. Un caso A en donde se tiene una distribución uniforme del combustóleo por las dos zonas de combustión, mientras que la distribución del aire depende directamente del coeficiente de exceso de aire en cada zona. Y un caso B en donde se tiene una distribución uniforme del aire por las dos zonas de combustión, mientras que la distribución del combustóleo depende directamente del coeficiente de exceso de aire que se tiene en cada zona. Así mismo, se propusieron tres valores del coeficiente de exceso de aire para la zona I de α_{zona_I} = 0.7, 0.8, 0.9 y tres valores de exceso de aire para la zona II de α_{zona_II} = 1.35, 1.25, 1.15.
Una vez realizado el análisis de la distribución del aire y del combustóleo se analizó el efecto térmico producto de la combustión no estequiométrica en cada zona de combustión. El calor liberado en la combustión completa e incompleta en las zonas I y II depende del coeficiente de exceso de aire y del método de distribución del aire y de combustóleo. Los valores del calor liberado en diferentes zonas del horno es necesario para determinar la temperatura adiabática y así poder calcular los principales parámetros que influyen en la formación de NOx; temperatura adiabática, coeficiente de exceso de aire, flujo de calor reflejado y tiempo de residencia de los gases, en las zonas I y II.

Aplicando la metodología desarrollada se encontró que en el método que genera una menor concentración de NOx es en el caso B para los tres excesos de aire propuestos; 0.7, 0.8 y 0.9 en la zona I, y un coeficiente de exceso de aire en la zona II de 1.35, 1.25 y 1.15. Los resultados que muestran una mayor reducción de emisión de NOx, es en particular cuando se asigna un coeficiente de exceso de aire en la zona I igual a 0.8 y un coeficiente de exceso de aire en la zona II igual a 1.25 (existiendo una diferencia del 7.5 % entre la concentración mayor y menor de NOx). Los resultados concuerdan aceptablemente con la bibliografía especializada, la cual reporta para una combustión no estequiométrica las reducciones de NOx se encuentran en el rango de 40 a 60%. Teniendo el caso B una reducción de NOx del 40% respecto a la operación normal del generador de vapor.

Como parte final se realizó una comparación con otros métodos de control de NOx en generadores de vapor, mostrando gráficamente que el método propuesto en este trabajo es el que presenta una reducción de NOx del 34% comparado con el método de combustión a dos etapas, una reducción de NOx del 23% comparado con el método de recirculación de los gases y por ultimo una reducción de NOx del 40% comparado con la operación actual del generador de vapor.

RECOMENDACIONES

En este trabajo se desarrolló un método de control de óxidos de nitrógeno para un generador de vapor de 350 MW que quema combustóleo. La metodología está basada en el principio de combustión no estequiométrica, el cual es una forma no convencional de operación de los generadores de vapor y con la experiencia generada se observa que falta mucho por hacer en esta área, por lo que se recomienda:

1. Realizar un análisis financiero del método de disminución de NOx analizado en este trabajo.

2. Considerar la combinación de este método propuesto con algún método de control de NOx en post-combustión.

3. Analizar la formación de SOx empleando este método de combustión no estequiométrica.

4. Realizar un estudio experimental de este método propuesto para evaluar su efectividad.

5. Analizar la formación de NOx y SOx para generadores de vapor que queman gas natural aplicando esta metodología desarrollada.

REFERENCIAS

LIBROS

[1] Bezgreshnov A.N., Lipov Yu. M. and Shleyfer B.M. Calculation of steam boilers. Moscow, Energoatomizdat, 1991. Traducción del idioma Ruso.

[2] D. Shield C. Calderas: Tipos, Características y sus Funciones. Décima impresión. Compañía Editorial Continental, S. A. de C. V. México D. F. 1982.

[3] Glassman Irvin. Combustion. Third Edition by Academic Press, Princeton, New Jersey, 1996.

[4] I. T. Shvets, V. I. Tolubinsky, N. F. Kirakovsky. Heat Engineering. Fourth edition. Editorial MIR, Moscú Rusia 1987.

[5] J. Moran M. and Howard N. Shapiro. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. John Wiley and Sons. U.S.A. 2000.

[6] J. Warnatz, U. Maas, R. W. Dibble. COMBUSTION Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation. Third Edition. Springer-Verlang Berlín Heidelberg New York. Germany, 2001.

[7] Roslyakov P.V. Combustión no estequiométrica de gas natural y combustóleo en centrales térmicas. Moscú, Instituto de Termoenergética de Moscú. Traducción del idioma ruso, 2001.

[8] Stephen R. Turns. An Introduction to Combustión. Concepts and Applications. Second Edition. Mc Graw Hill Series in Mechanical Engineering. U.S.A. 2000.

[9] Thermal design for power boilers. Standard Method. Sankt-Petersburg, CKTI-VTI, 1998. Traducción del idioma Ruso.

[10] Manual del generador de vapor Mitsubishi-CE. Comisión Federal de Electricidad. Central Termoeléctrica “Valle de Reyes

[11] Reynoso Benítez Salvador. Apuntes de la materia “Combustibles y Combustión”. ESIME ZACATENCO. INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

[12] The Babcock & Wilcox Company, STEAM. Its use and generation, 41 ed 2005

REVISTAS ESPECIALIZADAS

[13] Roslyakov P. V. y Egorova L. E. Método de cálculo de las emisiones de óxidos de nitrógeno en generadores de vapor quemando gas natural y combustoleo. Instituto de Termoenergética de Moscú. Traducción del idioma ruso, 1997.

[14] Roslyakov P.V. and Egorova L.E. Influencia de las características básicas de la zona de combustión activa sobre la formación de óxidos de nitrógeno. Thermal Engineering, #9, 1996, pp.22-26. Traducción del idioma ruso.

[15] Roslyakov P.V. and etc. Recomendaciones para la disminución de la formación de óxidos de nitrógeno. Power Plants, #9, Traducción del idioma ruso, 1991, pp.9-17.

TESIS

[17] Calzada Salas R. I. Diseño de un software de cálculo de las características termodinámicas de los productos de la combustión aplicado a calderas. Tesis de Licenciatura, Instituto Politécnico Nacional, México D. F. 2003.

[18] Jarquin López G. Estudio de la formación de NOx en generadores de vapor que queman combustóleo y gas natural. Tesis de Doctorado, Instituto Politécnico Nacional. México D.F. 2006.

[19] Jiménez García J. A. Análisis de la formación de NOx en el generador de vapor de 350 MW quemando combustóleo. Tesis de Maestría. Instituto Politécnico Nacional. México D.F. 2008.

[20] Ramírez Ramírez H. A. Influencia de La Combustión A Dos Etapas En La Formación De NOx En Un Generador De Vapor De 350 MW. Tesis de Maestría Instituto Politécnico Nacional. México D.F. 2010.

[21] Instituto Nacional de Ecología. Norma Oficial Mexicana NOM-085-ECOL-1994. Diario oficial de la Federación , México. 1994.

[22] Secretaria del Medio Ambiente y Recursos Naturales. Página en Internet: http:/www.semarnat.gob.mx/, México, 2003.

ANEXO A

TABLAS TEMPERATURA-ENTALPIA
DE LOS PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN
COMPLETA E INCOMPLETA EN LA ZONA I

De acuerdo con la masa relativa de los productos de combustión completa e incompleta se determinó la siguiente tabla de entalpia-temperatura que nos permite determinar la temperatura adiabática a partir del calor disponible en la zona I de combustión. Haciendo la suposición que el calor disponible es igual a la suma de entalpías de los gases productos de la combustión completa e incompleta al quemar 1kg de combustóleo.

$\alpha_{zona_I} = 0.7$	masa relativa
H_2	0.005
N_2	0.699
CO	0.086
H_2O	0.052
CO_2	0.158

Tabla entalpía-temperatura de los gases productos de la combustión completa e incompleta en la zona I de combustión con un coeficiente de exceso de aire, $\alpha_{zona_I} = 0.7$

H_2 h [kJ/kg]	N_2 h [kJ/kg]	CO h [kJ/kg]	H_2O h [kJ/kg]	CO_2 h [kJ/kg]	Entalpía Tot h [kJ/kg]	Temperatura C
102.7	1057.1	130.8	144.9	230.2	1665.5	500
139.7	1446.1	179.5	199.4	320.4	2285.5	600
181.6	1897.8	235.6	263.4	425.9	3004.7	700
230.4	2413.9	300.6	337.9	547.3	3830.6	800
284.2	2995.9	373.0	422.9	684.9	4761.4	900
343.8	3645.3	453.8	517.6	838.4	5799.9	1000
410.5	4363.6	543.2	623.0	1007.7	6948.6	1100
483.9	5152.4	641.3	739.7	1194.1	8211.8	1200
562.8	5995.7	746.3	867.9	1394.7	9567.6	1300
648.6	6927.6	862.2	1008.0	1614.8	11061.4	1400
738.7	7911.6	981.8	1157.8	1849.9	12640.1	1500
837.5	8966.5	1115.2	1322.4	2103.1	14345.5	1600
943.1	10093.0	1252.3	1496.7	2370.3	16155.7	1700
1055.5	11292.3	1401.1	1683.6	2655.4	18088.1	1800
1175.0	12530.0	1559.0	1883.4	2953.4	20100.9	1900
1301.5	13874.4	1721.3	2096.2	3274.3	22267.9	2000
1430.9	15294.4	1897.4	2322.6	3607.7	24553.3	2100
1576.1	16744.5	2083.0	2557.3	3958.9	26920.1	2200
1724.5	18315.0	2272.0	2805.1	4328.1	29444.9	2300
1874.9	19909.0	2469.7	3066.3	4707.6	32027.7	2400
2037.9	21573.8	2683.5	3334.2	5104.3	34733.8	2500

De acuerdo con la masa relativa de los productos de combustión completa e incompleta se determinó la siguiente tabla de entalpia-temperatura que nos permite determinar la temperatura adiabática a partir del calor disponible en la zona I de combustión. Haciendo la suposición que el calor disponible es igual a la suma de entalpías de los gases productos de la combustión completa e incompleta al quemar 1kg de combustóleo.

$\alpha_{zona_I} = 0.8$	masa relativa
H_2	0.004
N_2	0.704
CO	0.052
H_2O	0.06
CO_2	0.18

Tabla entalpía-temperatura de los gases productos de la combustión completa e incompleta en la zona I de combustión con un coeficiente de exceso de aire, $\alpha_{zona_I} = 0.8$

H_2 h [kJ/kg]	N_2 h [kJ/kg]	CO h [kJ/kg]	H_2O h [kJ/kg]	CO_2 h [kJ/kg]	Entalpía Tot h [kJ/kg]	Temperatura C
82.2	1064.7	79.1	167.9	262.3	1655.7	500
111.7	1456.4	108.5	230.8	365.4	2272.7	600
145.3	1911.4	142.4	303.7	485.2	2988.8	700
184.3	2431.2	181.7	389.7	623.6	3810.1	800
227.4	3017.3	225.5	488.5	780.2	4738.7	900
275.1	3671.3	274.4	597.4	955.1	5773.3	1000
328.4	4394.8	328.4	718.4	1148.1	6918.8	1100
386.7	5189.3	387.8	853.5	1361.6	8178.2	1200
450.2	6038.6	451.2	1001.4	1588.4	9530.6	1300
518.9	6977.2	521.3	1163.1	1839.9	11020.3	1400
591.0	7968.3	593.6	1335.9	2107.5	12596.5	1500
670.0	9030.6	674.6	1525.9	2395.3	14297.3	1600
754.5	10165.2	757.2	1727.0	2700.3	16104.5	1700
844.4	11373.1	847.2	1942.6	3025.7	18032.6	1800
940.0	12619.6	942.6	2173.1	3364.6	20040.1	1900
1041.2	13973.6	1040.8	2418.8	3730.8	22204.8	2000
1144.7	15403.8	1147.3	2679.9	4110.1	24486.0	2100
1260.9	16864.3	1259.5	2950.8	4510.1	26845.8	2200
1379.6	18446.0	1373.8	3236.7	4930.8	29367.0	2300
1499.9	20051.4	1493.3	3538.1	5363.1	31945.9	2400
1630.3	21728.1	1622.6	3847.1	5815.1	34643.3	2500

De acuerdo con la masa relativa de los productos de combustión completa e incompleta se determinó la siguiente tabla de entalpia-temperatura que nos permite determinar la temperatura adiabática a partir del calor disponible en la zona I de combustión. Haciendo la suposición que el calor disponible es igual a la suma de entalpías de los gases productos de la combustión completa e incompleta al quemar 1kg de combustóleo.

$\alpha_{zona_I} = 0.9$	masa relativa
H_2	0.002
N_2	0.713
CO	0.023
H_2O	0.065
CO_2	0.187

Tabla entalpía-temperatura de los gases productos de la combustión completa e incompleta en la zona I de combustión con un coeficiente de exceso de aire, $\alpha_{zona_I} = 0.9$

H_2 h [kJ/kg]	N_2 h [kJ/kg]	CO h [kJ/kg]	H_2O h [kJ/kg]	CO_2 h [kJ/kg]	Entalpía Tot h [kJ/kg]	Temperatura C
41.1	1078.1	35.1	181.2	287.1	1622.6	500
55.8	1475.8	48.3	249.6	399.5	2227.9	600
72.6	1935.9	63.2	329.0	531.7	2931.9	700
92.1	2462.1	80.4	422.7	682.5	3739.8	800
113.1	3055.3	99.7	528.2	853.8	4652.1	900
137.5	3718.1	121.8	647.1	1045.1	5669.6	1000
164.2	4451.2	145.2	778.5	1256.3	6795.9	1100
193.4	5255.5	171.5	924.6	1489.1	8034.8	1200
225.1	6115.8	199.5	1084.9	1739.1	9364.5	1300
259.4	7066.5	230.5	1260.1	2013.4	10830.3	1400
295.5	8070.2	262.5	1447.2	2306.4	12382.2	1500
335.0	9146.1	298.4	1653.1	2622.2	14054.0	1600
377.2	10295.2	334.9	1870.9	2955.8	15833.8	1700
422.2	11518.5	374.7	2104.5	3310.8	17730.4	1800
470.0	12781.0	416.9	2354.2	3682.4	19704.6	1900
520.6	14152.3	460.3	2620.3	4082.5	21836.3	2000
572.3	15600.7	507.4	2903.3	4498.2	24082.3	2100
630.4	17079.9	557.1	3196.7	4936.1	26400.9	2200
689.8	18681.8	607.6	3506.4	5396.4	28882.5	2300
749.9	20307.7	660.5	3832.9	5869.6	31420.9	2400
815.1	22005.8	717.6	4167.7	6364.3	34070.8	2500

ANEXO B

TABLAS DE TEMPERATURA-ENTALPÍA
DE LOS PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN
COMPLETA EN LA ZONA II

De acuerdo con la masa relativa de los productos de combustión completa se determinó la siguiente tabla de entalpia-temperatura que nos permite determinar la temperatura adiabática a partir del calor disponible en la zona II de combustión. Haciendo la suposición que el calor disponible es igual a la suma de entalpías de los gases productos de la combustión completa al quemar 1kg de combustóleo.

$\alpha_{zona_II} = 1.35$	masa relativa
N_2	0.7
H_2O	0.07
CO_2	0.23

Tabla entalpía-temperatura de los gases productos de la combustión completa en la zona II de combustión con un coeficiente de exceso de aire, $\alpha_{zona_II} = 1.35$

CO_2 h [KJ/kg]	N_2 h [KJ/kg]	H_2O h [KJ/kg]	Entalpía Tot H [KJ/kg]	Temperatura C
1457.4	1512.3	2786.5	1588.9	500
2028.4	2068.3	3836.7	2183.2	600
2695.7	2715.3	5066.1	2875.2	700
3464.4	345345	6499.4	3669.2	800
4334.9	4286.1	8134.2	4566.6	900
5306.6	5215.1	9954.7	5567.8	1000
6378.3	6242.6	11982.3	6675.6	1100
7561.4	7371.1	14225.8	7894.7	1200
8827.4	8577.7	16691.4	9203.9	1300
10220.5	9910.6	19386.8	10645.3	1400
11708.8	11318.8	22265.1	12174.7	1500
13310.7	12827.6	25432.5	13821.1	1600
15002.4	14439.8	28784.1	15572.9	1700
16806.4	16155.2	32378.4	17440.4	1800
18692.5	17925.7	36219.7	19382.6	1900
20723.7	19848.9	40313.3	21482.6	2000
22833.9	21880.4	44666.2	23694.7	2100
25056.6	23955.0	49180.3	25974.1	2200
27393.3	26201.7	53945.8	28417.8	2300
29795.3	28482.1	58968.4	30918.2	2400
32306.1	30863.8	64119.8	33523.4	2500

De acuerdo con la masa relativa de los productos de combustión completa se determinó la siguiente tabla de entalpia-temperatura que nos permite determinar la temperatura adiabática a partir del calor disponible en la zona II de combustión. Haciendo la suposición que el calor disponible es igual a la suma de entalpías de los gases productos de la combustión completa al quemar 1kg de combustóleo.

$\alpha_{zona_II} = 1.25$	masa relativa
N_2	0.7
H_2O	0.074
CO_2	0.226

Tabla entalpía-temperatura de los gases productos de la combustión completa en la zona II de combustión con un coeficiente de exceso de aire, $\alpha_{zona_II} = 1.25$

CO_2 h [kJ/kg]	N_2 h [kJ/kg]	H_2O h [kJ/kg]	Entalpía Tot h[kJ/kg]	Temperatura C
1457.4	1512.3	2786.5	1594.2	500
2028.2	2068.8	3836.2	2190.4	600
2695.7	2715.1	5066.1	2884.7	700
3464.4	3453.4	6499.4	3681.3	800
4334.9	4286.5	8134.2	4581.8	900
5306.6	5215.6	9954.0	5586.4	1000
6378.3	6242.6	11982.3	6698.0	1100
7561.4	7371.1	14225.8	7921.4	1200
8827.4	8577.6	16691.4	9234.5	1300
10220.5	9910.8	19386.0	10682.0	1400
11708.8	11318.6	22265.8	12216.9	1500
13310.7	12827.6	25432.5	13869.6	1600
15002.4	14439.2	28784.5	15628.1	1700
16806.4	16155.0	32378.1	17502.7	1800
18692.5	17925.7	36219.1	19452.7	1900
20723.5	19848.9	40313.3	21561.0	2000
22833.9	21880.4	44666.2	23782.1	2100
25056.6	23955.0	49180.0	26070.6	2200
27393.3	26201.7	53945.8	28524.0	2300
29795.3	28482.1	58968.3	31034.1	2400
32306.1	30863.8	64119.8	33650.7	2500

De acuerdo con la masa relativa de los productos de combustión completa se determinó la siguiente tabla de entalpia-temperatura que nos permite determinar la temperatura adiabática a partir del calor disponible en la zona II de combustión. Haciendo la suposición que el calor disponible es igual a la suma de entalpías de los gases productos de la combustión completa al quemar 1kg de combustóleo.

$\alpha_{zona_II} = 1.15$	masa relativa
N_2	0.707
H_2O	0.073
CO_2	0.22

Tabla entalpía-temperatura de los gases productos de la combustión completa en la zona II de combustión con un coeficiente de exceso de aire, $\alpha_{zona_II} = 1.15$

CO_2 C_p [KJ/kg]	N_2 C_p [KJ/kg]	H_2O C_p [KJ/kg]	Entalpía Tot [KJ/kg]	Temperatura C
1457.4	1512.3	2786.5	1593.2	500
2028.2	2068.8	3836.2	2188.9	600
2695.7	2715.1	5066.1	2882.5	700
3464.4	3453.4	6499.4	3678.2	800
4334.9	4286.1	8134.2	4577.6	900
5306.6	5215.1	9954.7	5581.1	1000
6378.3	6242.6	11982.3	6691.6	1100
7561.4	7371.1	14225.8	7913.3	1200
8827.4	8577.6	16691.4	9224.9	1300
10220.5	9910.8	19386.8	10670.6	1400
11708.8	11318.6	22265.1	12203.6	1500
13310.7	12827.6	25432.5	13854.1	1600
15002.4	14439.2	28784.5	15610.3	1700
16806.4	16155.0	32378.1	17482.6	1800
18692.5	17925.7	36219.1	19429.8	1900
20723.7	19848.9	40313.3	21535.3	2000
22833.9	21880.4	44666.2	23753.6	2100
25056.6	23955.0	49180.3	26038.8	2200
27393.3	26201.7	53945.8	28489.1	2300
29795.3	28482.1	58968.3	30996.5	2400
32306.1	30863.8	64119.8	33608.8	2500

ANEXO C

PUBLICACAIONES EN CONGRESOS

"Efecto Térmico Producto de la Combustión No-estequiométrica en el hogar de un Generador de Vapor de 350 MW" Fernando Cruz Cruz, Georgiy Polupan, Guillermo Jarquín López, Hugo Ramírez Ramírez, Ye. Pysmennyy. XI Congreso Nacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas. México D. F. del 9 al 13 de Noviembre del 2009.

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

XI CONGRESO NACIONAL
DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA Y DE SISTEMAS
del 09 – 13 de noviembre de 2009

Otorga el presente

DIPLOMA

A

FERNANDO CRUZ CRUZ

POR SU PARTICIPACIÓN CON LA PONENCIA
EFECTO TÉRMICO PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN NO-ESTEQUIOMÉTRICA EN EL HOGAR DE UN GENERADOR DE VAPOR DE 350 MW

DR. JAIME ROBLES GARCÍA
Jefe de la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME

M. EN C. JESÚS REYES GARCÍA
Director de la ESIME Unidad Zacatenco

"Control de emisión de NOx aplicando combustión no-estequiométrica en un generador de vapor de 350 MW" Fernando Cruz Cruz, Georgiy Polupan, Guillermo Jarquin López. XII Congreso Nacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas. México D. F. del 8 al 12 de Noviembre del 2010.

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

XII CONGRESO NACIONAL
DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA Y DE SISTEMAS
del 08 – 12 de noviembre de 2010

Otorga el presente

DIPLOMA

A

Fernando Cruz Cruz

POR SU PARTICIPACIÓN CON LA PONENCIA

Control de Emisión de NOx Aplicando Combustión no-Estequiométrica en un Generador de Vapor de 350 MW

DR. JAIME ROBLES GARCÍA
Jefe de la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME

M. EN C. JESÚS REYES GARCÍA
Director de la ESIME Unidad Zacatenco