

01178



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

---

---

POSGRADO EN INGENIERÍA

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA**

MEJORAMIENTO DE LOS QUEMADORES FRONTALES  
DE COMBUSTÓLEO DEL GENERADOR DE VAPOR DE  
UNA UNIDAD DE 300 MW DE CFE

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA  
(ÁREA ENERGÍA)

P R E S E N T A:

ING. ALEJANDRO GERMÁN MANI GONZÁLEZ

DIRECTOR DE TESIS:

DR. JAIME CERVANTES DE GORTARI

TEMIXCO MORELOS, MEXICO

NOVIEMBRE DEL 2005

0350055



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# AGRADECIMIENTOS

A Dios....

A mis padres y hermanos por su apoyo, ejemplo y amor que siempre me acompaña.

A Laura, por su apoyo y cariño desde el inicio de este proyecto.

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo ~~respecial~~.

NOMBRE: ALEJANDRO GERMÁN  
MANÍ GONZÁLEZ

FECHA: 21-NOV-2005

FIRMA: 

Al comité revisor: Dr. Jaime Cervantes de Gortari, Dr. Jorge Rojas Menéndez, Dr. Francisco Solorio Ordaz, Dr. Armando Gallegos Muñoz y Dr. Gustavo Urquiza Beltrán, por su empeño y sugerencias para el mejoramiento de este trabajo.

Al Centro de Investigación en Energía y la Universidad Nacional Autónoma de México, por la oportunidad de seguir preparándome profesionalmente.

A mis compañeros de trabajo del Instituto de Investigaciones Eléctricas por brindarme su amistad, apoyo y experiencia en todo momento.

A todos mis amigos que siempre están a mi lado regalándome su ayuda, cariño y comprensión.

---

---

## CONTENIDO

---

---

Contenido.....	<i>i</i>
Índice de Figuras.....	<i>iv</i>
Índice de Tablas.....	<i>vii</i>
Resumen.....	<i>viii</i>
Introducción.....	<i>x</i>
<b>Capítulo 1. ANTECEDENTES.....</b>	<b>1</b>
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Combustión.....	1
1.3 Generadores de vapor.....	2
1.3.1 Generadores de vapor con quemadores frontales.....	3
1.3.2 Generadores de vapor con quemadores tangenciales.....	4
1.4 Quemadores.....	5
1.4.1 Estabilizador de flama o difusor.....	6
1.4.2 Registro de aire.....	8
1.4.3 Geometría de la garganta.....	8
1.5 Variables que afectan la combustión.....	8
1.6 Emisión de contaminantes atmosféricos.....	9
1.7 Control de la combustión.....	9
1.8 Aerodinámica.....	10
1.9 Flamas difusivas con giro.....	10
1.10 El número de giro ( <i>swirl</i> ).....	12
1.11 Efecto de la turbulencia sobre la estabilidad de las flamas.....	12
1.12 Definición del problema.....	13
1.12.1 Descripción del generador de vapor.....	13
1.12.2 Descripción del problema.....	14
Nomenclatura.....	18
Referencias.....	18
<b>Capítulo 2. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....</b>	<b>20</b>
2.1 Dinámica de fluidos computacional, <i>CFD</i> .....	20
2.1.1 Historia de <i>CFD</i> .....	21



2.1.2 Beneficios de <i>CFD</i> .....	22
2.1.3 Aplicaciones de <i>CFD</i> .....	22
2.1.4 Metodología para el análisis de <i>CFD</i> .....	24
2.2 Ecuaciones de conservación.....	26
2.3 Modelos de turbulencia.....	27
2.3.1 Clasificación de los modelos de turbulencia.....	27
2.3.2 Descripción del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ .....	30
2.3.2.1 Modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ estándar.....	31
2.3.2.2 Modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ <i>RNG</i> .....	32
Nomenclatura.....	35
Referencias.....	36
<b>Capítulo 3. ESTUDIO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>41</b>
3.1 Descripción del modelo experimental.....	41
3.2 Equipos de medición.....	41
3.2.1 Tubo <i>Pitot</i> de cinco orificios.....	42
3.2.2 Tubo <i>Pitot</i> de dos orificios.....	48
Nomenclatura.....	49
Referencias.....	49
<b>Capítulo 4. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y   NUMÉRICOS.....</b>	<b>50</b>
4.1 Simulación del equipo experimental.....	50
4.1.1 Modelación del registro de aire.....	50
4.1.2 Modelación del conjunto difusor-quemador.....	51
4.2 Estudio de la densidad de malla.....	52
4.3 Estudio de los modelos de turbulencia.....	70
4.4 Determinación de la zona de recirculación.....	84
Nomenclatura.....	85
Referencias.....	85
<b>Capítulo 5. OPTIMIZACIÓN DEL QUEMADOR.....</b>	<b>86</b>
5.1 Introducción.....	86
5.2 Modelación del registro de aire.....	86
5.3 Optimización del estabilizador de flama.....	88
5.3.1 Estabilizador original, diseño 0 y diseño base.....	91
5.3.2 Variación del ángulo de la periferia.....	94
5.3.3 Variación del ángulo del centro.....	98
5.3.4 Variación del diámetro del estabilizador.....	100
5.3.5 Variación del número de álabes.....	106

5.4 Observaciones del análisis de resultados.....	108
5.5 Conclusiones del análisis de resultados.....	110
<b>Capítulo 6. RESULTADOS.....</b>	<b>113</b>
6.1 Resultados de la evaluación en planta.....	113
6.2 Recomendaciones operativas.....	114
6.3 Análisis económico.....	115
Nomenclatura.....	116
Referencias.....	116
<b>Capítulo 7. CONCLUSIONES.....</b>	<b>117</b>

---



---

## ÍNDICE DE FIGURAS

---



---

Figura <i>i</i>	Estructura porcentual de la capacidad efectiva de CFE en el 2003: 36,971 MW.....	xi
Figura <i>ii</i>	Estructura porcentual de la generación bruta de CFE en el 2003: 169,316 GWh.....	xii
Figura <i>iii</i>	Consumo de combustible por energía de CFE en el 2003: 1,476 PJ.....	xiv
Figura 1.1	Diagrama esquemático de un generador de vapor.....	3
Figura 1.2	Patrón de flujo producido por quemadores frontales.....	4
Figura 1.3	Patrón de flujo producido por quemadores tangenciales.....	5
Figura 1.4	Diagrama de un quemador frontal para combustóleo.....	6
Figura 1.5	Estabilizador de flama del tipo <i>Bluff Body</i> .....	7
Figura 1.6	Estabilizador de flama del tipo <i>Swirler</i> .....	7
Figura 1.7	Zona de recirculación (ZR) producida por un difusor de álabes.....	11
Figura 1.8	Representación de los niveles de quemadores del generador de vapor de la central termoeléctrica de Mazatlán.....	14
Figura 1.9	Esquema del quemador frontal del generador de vapor con estabilizador de flama original.....	15
Figura 1.10	Ensuciamiento en el banco de tubos del generador de vapor.....	16
Figura 1.11	Deterioro del estabilizador <i>Bluff Body</i> después de seis meses de operación.....	16
Figura 1.12	Desgaste de los estabilizadores <i>Bluff Body</i> del generador de vapor.....	17
Figura 2.1	Esquema de la metodología de análisis con <i>CFD</i> .....	25
Figura 2.2	Clasificación de los modelos de turbulencia.....	34
Figura 3.1	Representación del modelo experimental del quemador: (a) esquema general, (b) conjunto registro de aire-quemador (cotas en mm).....	42
Figura 3.2	Diagrama del modelo experimental (cotas en mm).....	43
Figura 3.3	Posición de los orificios del tubo <i>Pitot</i> de 5 orificios: (a) vista frontal, (b) vista lateral.....	44
Figura 3.4	Punto de estancamiento en un obstáculo.....	44
Figura 3.5	Definición de los ángulos $\phi$ y $\delta$ .....	45
Figura 3.6	Tubo de <i>Pitot</i> de dos orificios.....	48
Figura 3.7	Zona de recirculación formada por los puntos de estancamiento.....	48
Figura 4.1	Modelo virtual del prototipo.....	51
Figura 4.2	Contorno y vectores de la magnitud de velocidad a la salida del registro de aire (m/s).....	51
Figura 4.3	Geometría del quemador y estabilizador de flama de álabes curvos.....	52
Figura 4.4	Detalle de la densidad de malla para los casos de estudio.....	54

Figura 4.5	Velocidad en X en el plano $Y_2 = 0$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	58
Figura 4.6	Velocidad en Y en el plano $Y_2 = 0$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	59
Figura 4.7	Velocidad en Z en el plano $Y_2 = 0$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	60
Figura 4.8	Magnitud de velocidad en el plano $Y_2 = 0$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	61
Figura 4.9	Velocidad en X en el plano $Y_3 = 50$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	62
Figura 4.10	Velocidad en Y en el plano $Y_3 = 50$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	63
Figura 4.11	Velocidad en Z en el plano $Y_3 = 50$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	64
Figura 4.12	Magnitud de velocidad en el plano $Y_3 = 50$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	65
Figura 4.13	Velocidad en X en el plano $Y_1 = -50$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	66
Figura 4.14	Velocidad en Y en el plano $Y_1 = -50$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	67
Figura 4.15	Velocidad en Z en el plano $Y_1 = -50$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	68
Figura 4.16	Magnitud de velocidad en el plano $Y_1 = -50$ con diferente malla: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	69
Figura 4.17	Velocidad en X en el plano $Y_2 = 0$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	72
Figura 4.18	Velocidad en Y en el plano $Y_2 = 0$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	73
Figura 4.19	Velocidad en Z en el plano $Y_2 = 0$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	74
Figura 4.20	Magnitud de velocidad en el plano $Y_2 = 0$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	75
Figura 4.21	Velocidad en X en el plano $Y_3 = 50$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	76
Figura 4.22	Velocidad en Y en el plano $Y_3 = 50$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	77
Figura 4.23	Velocidad en Z en el plano $Y_3 = 50$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	78
Figura 4.24	Magnitud de velocidad en el plano $Y_3 = 50$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	79
Figura 4.25	Velocidad en X en el plano $Y_1 = -50$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	80
Figura 4.26	Velocidad en Y en el plano $Y_1 = -50$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	81
Figura 4.27	Velocidad en Z en el plano $Y_1 = -50$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	82

Figura 4.28	Magnitud de velocidad en el plano $Y_1 = -50$ con diferente modelo de turbulencia: (b) $X_1 = 110$ , (a) $X_2 = 200$ .....	83
Figura 4.29	Zona de recirculación con diferentes densidades de malla ( $Y = 0$ ).....	84
Figura 4.30	Zona de recirculación con diferentes modelos de turbulencia ( $Y = 0$ )...	85
Figura 5.1	Diagrama del quemador del generador de vapor de la U-3, José Aceves Pozos.....	86
Figura 5.2	Registro de aire del quemador del generador de vapor.....	87
Figura 5.3	Contorno y vectores de la magnitud de velocidad a la salida del registro de aire, vista desde el lado del hogar (m/s).....	88
Figura 5.4	Geometría del estabilizador original.....	90
Figura 5.5	Geometría del estabilizador de alabes curvos.....	90
Figura 5.6	Perfil del álabe en la periferia y centro del estabilizador base.....	90
Figura 5.7	Zonas de recirculación del difusor original, del diseño 0 y del diseño base.....	92
Figura 5.8	Intensidad de turbulencia de los diseños original, 0 y base.....	93
Figura 5.9	Zonas de recirculación cuando se varían los ángulos de la periferia.....	94
Figura 5.10	Tendencia del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro cuando se varía el ángulo de la periferia.....	95
Figura 5.11	Tendencias de la longitud y ancho de la zona de recirculación cuando se varía el ángulo de la periferia.....	96
Figura 5.12	Contornos de intensidad de turbulencia cuando se varía el ángulo de la periferia.....	97
Figura 5.13	Zonas de recirculación cuando se varía el ángulo del centro.....	98
Figura 5.14	Tendencias del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro cuando se varía el ángulo del centro.....	99
Figura 5.15	Tendencias de la longitud y ancho de la zona de recirculación cuando se varía el ángulo del centro.....	100
Figura 5.16	Contornos de intensidad de turbulencia cuando se varía el ángulo del centro.....	101
Figura 5.17	Zonas de recirculación cuando se varía el diámetro del difusor.....	102
Figura 5.18	Tendencias del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro cuando se varía el diámetro del difusor.....	103
Figura 5.19	Tendencias de la longitud y ancho de la zona de recirculación cuando se varía el diámetro del difusor.....	104
Figura 5.20	Contornos de intensidad de turbulencia cuando se varía el diámetro del difusor.....	105
Figura 5.21	Zonas de recirculación cuando se varía el número de álabes del difusor.....	106
Figura 5.22	Tendencias del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro cuando se varía el número de álabes.....	107
Figura 5.23	Tendencias de la longitud y ancho de la zona de recirculación cuando se varía el número de álabes.....	108
Figura 5.24	Contornos de intensidad de turbulencia cuando se varía el número de álabes.....	109

---

---

## ÍNDICE DE TABLAS

---

---

Tabla <i>i</i>	Capacidad efectiva por tipo de CFE (MW).....	<i>xi</i>
Tabla <i>ii</i>	Generación bruta por tipo de CFE (GWh).....	<i>xii</i>
Tabla <i>iii</i>	Consumo de combustibles en la generación de electricidad de CFE.....	<i>xiii</i>
Tabla 4.1	Condiciones de frontera utilizadas en la modelación del experimento....	50
Tabla 4.2	Tamaño de las mallas y tiempo de iteración para los casos de estudio....	52
Tabla 4.3	Resultados del índice de convergencia de malla para los casos de estudio.....	53
Tabla 5.1	Condiciones de frontera utilizadas en la modelación del registro de aire	87
Tabla 5.2	Características geométricas de los estabilizadores de flama.....	89
Tabla 5.3	Resultados del difusor original, del diseño 0 y del diseño base.....	91
Tabla 6.1	Análisis del combustóleo.....	113
Tabla 6.2	Resultados de operación del generador de vapor.....	114

---

---

## RESUMEN

---

---

El interés por alcanzar menores costos de producción por medio de mejoras en la eficiencia de los procesos de combustión, cumpliendo al mismo tiempo las normas ambientales de emisión de partículas suspendidas totales (PST) y de óxidos de nitrógeno, incentiva la optimización de los sistemas de combustión actuales a través del rediseño de los componentes del quemador que influyen de manera significativa en el proceso de combustión, como son el difusor o estabilizador de flama y el atomizador de combustible. Los nuevos diseños permiten mejorar la disponibilidad, eficiencia y operación de los equipos, ahorrar combustible y reducir los costos de mantenimiento y operación.

En este trabajo se presenta la optimización del diseño de un estabilizador de flama para el generador de vapor de una central termoeléctrica de 300 MW, el cual presenta problemas de sobrecalentamiento ocasionados por la formación de un frente de flama pegado al estabilizador, disminuyendo su vida útil a seis meses. Esto reduce la eficiencia de combustión y genera una emisión de partículas suspendidas totales superior a las establecidas por la norma ecológica mexicana. Como respuesta a la restricción ambiental la unidad reduce su carga al 75 % y opera con un exceso de oxígeno de 2 %. Si el generador de vapor operará a máxima carga, la generación de partículas sobrepasaría el límite de la norma ( $350 \text{ mg/m}^3\text{N}$ ) obteniendo valores cercanos a los  $600 \text{ mg/m}^3\text{N}$ .

El procedimiento de rediseño del estabilizador de flama se basó en un estudio experimental en frío empleando un modelo a escala del quemador, en el cual se midieron perfiles de velocidad y se determinó la zona de recirculación generada. El equipo empleado en las mediciones consistió en dos tubos *Pitot*, uno de cinco orificios y otro de dos orificios. Para la simulación del prototipo del quemador se empleó la técnica de dinámica de fluidos computacional, *CFD*, específicamente el software *Fluent*, con el objetivo de obtener un modelo que reproduzca los resultados experimentales mediante el análisis de malla y el empleo de los modelos de turbulencia  $k-\epsilon$  en sus formas estándar y *RNG*. Los resultados comparativos muestran que el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  estándar presenta mejores aproximaciones respecto a los experimentales, asimismo, se observó que una malla con mayor densidad en la zona de interés es la que permite obtener mejores resultados.

Para la caracterización geométrica de las variables del estabilizador: diámetro del difusor, número de álabes y ángulos de ataque del álabes; se realizó una evaluación de los siguientes parámetros: caída de presión producida por el difusor, número de giro y forma de la zona de recirculación. Como resultado se obtuvo un difusor de 20 álabes curvos de 16 pulgadas de diámetro y con ángulos en el centro y periferia de 45 y 20 grados, respectivamente.

La operación del generador de vapor con el nuevo diseño de estabilizador de flama permitió generar 300 MW, con un exceso de oxígeno del 1.0 %, reduciendo la emisión de partículas suspendidas totales en un 43.7 % quedando dentro del rango establecido por la norma y manteniendo la emisión de óxidos de nitrógeno dentro de los límites permitidos. También se logró aumentar la eficiencia del generador en un 0.36 % y se reportó una extensión superior a un año en la vida útil del difusor. En términos económicos el nuevo diseño permite un ahorro anual de más de cuatro millones de pesos.



---

---

## INTRODUCCIÓN

---

---

### EL SECTOR ELÉCTRICO NACIONAL

El sector eléctrico desempeña un papel muy importante en el desarrollo de un país pues proporciona la energía necesaria para satisfacer las demandas de energía eléctrica de los sectores productivo, comercial y residencial. Un medio para satisfacer dicha demanda es la instalación de nuevas plantas generadoras, lo que implica una gran inversión económica, otra forma consiste en mejorar la eficiencia de las unidades generadoras de vapor existentes a través del rediseño de sus componentes.

La capacidad efectiva se define como la potencia máxima en MW que una unidad generadora puede alcanzar en un periodo determinado, bajo condiciones específicas, sin exceder los límites aprobados de diseño. En diciembre de 2003 la capacidad efectiva instalada del sistema eléctrico nacional ascendió a 49,672 MW, es decir, un incremento de 3,998 MW con respecto al año anterior. De éste total, Comisión Federal de Electricidad (CFE) aportó un 74.4 %, Luz y Fuerza del Centro 1.7 %; los productores independientes de energía 13.6 %; autoabastecimiento 6.3 %; cogeneración 2.9 % y el restante 1.2 % usos propios continuos. Considerando la capacidad efectiva de exportación, la capacidad instalada nacional en el 2003 ascendió a 51,002 MW [1].

La capacidad efectiva de generación de CFE ascendió a 36,971 MW, que en comparación al que se tenía en el 2002, representa un incremento del 0.31 por ciento [2]. En la tabla *i* se muestra la capacidad efectiva por tipo de generación de CFE, en la cual se observa un crecimiento del 15 % desde 1995 al 2003.

Al cierre del año 2003 la capacidad efectiva de CFE se integró de 531 unidades generadoras, agrupadas en 154 centrales, que utilizan diferentes fuentes de energía para producir electricidad. Esta capacidad comprende 64 centrales hidroeléctricas con 182 unidades; 27 centrales que operan con combustóleo y/o gas con 90 unidades; 32 centrales de turbogas con 84 unidades; ocho centrales de combustión interna con 74 unidades; 10 centrales de ciclo combinado con 40 unidades; una central dual que hasta el año 2000 utilizó combustóleo, pero a partir del años 2001 empezó a quemar carbón en cuatro de sus seis unidades; siete centrales geotermoeléctricas con 37 unidades; dos centrales carboeléctricas con ocho unidades; una central nucleoelectrica con dos unidades; y dos centrales eoloeléctricas con ocho unidades [2].

Tabla i. Capacidad efectiva por tipo de CFE (MW)<sup>1</sup>.

Tipo	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	Centrales	Unidades
<b>Hidrocarburos</b>	16,697	17,404	17,422	18,196	18,629	19,074	19,941	20,566	20,565	77	288
Combustóleo y/o gas	13,371	14,071	14,058	14,058	14,058	14,058	14,058	14,058	14,058	27	90
Ciclo combinado	1,890	1,912	1,942	2,463	2,463	2,914	3,733	3,848	3,848	10	40
Turbogas	1,308	1,301	1,301	1,555	1,990	1,986	2,007	2,516	2,516	32	84
Combustión interna	129	121	121	120	118	116	143	144	143	8	74
<b>Fuentes alternas</b>	15,469	16,516	16,522	16,188	16,210	16,312	16,295	16,289	16,406	77	243
Hidroeléctrica	9,056	9,761	9,427	9,390	9,390	9,390	9,390	9,379	9,379	64	182
Carboeléctrica	2,250	2,600	2,600	2,600	2,600	2,600	2,600	2,600	2,600	2	8
Dual <sup>2</sup>	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	1	6
Nucleoeléctrica	1,309	1,309	1,309	1,309	1,368	1,365	1,365	1,365	1,365	1	2
Geotermoeléctrica	753	744	750	750	750	855	838	843	960	7	37
Eololéctrica	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	8
<b>Total</b>	<b>32,166</b>	<b>33,920</b>	<b>33,944</b>	<b>34,384</b>	<b>34,839</b>	<b>35,386</b>	<b>36,236</b>	<b>36,855</b>	<b>36,971</b>	<b>154</b>	<b>531</b>

<sup>1</sup> Al 31 de diciembre.

<sup>2</sup> La central dual de Petacalco hasta el año 2000 utilizó combustóleo, a partir del año 2001 inició la quema de carbón en cuatro de sus seis unidades.

La participación de los hidrocarburos en la capacidad instalada fue del 55.62 % en el 2003. Las centrales termoeléctricas convencionales (aquellas que consumen combustóleo y/o gas) cubren un 38 %, mientras que las centrales hidroeléctricas proporcionan un 25 % del total de la capacidad instalada. En la figura i se muestra la contribución de cada tipo de central.

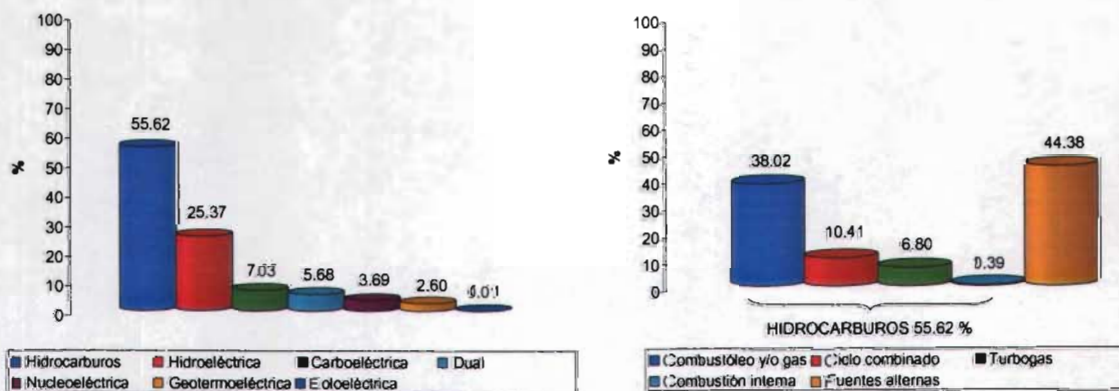


Figura i. Estructura porcentual de la capacidad efectiva de CFE en el 2003: 36,971 MW.

La generación de energía eléctrica del sector eléctrico nacional en 2003 registró un aumento de 1.2 % respecto al año pasado, ubicándose en 203,555 GWh [1]. Comisión Federal de Electricidad generó 169,316 GWh, lo que significó un decremento del 4.4 % respecto al año anterior. En la tabla ii se muestra el histórico de generación bruta de Comisión Federal de Electricidad. El 61 % de generación de energía eléctrica en CFE se realiza con hidrocarburos mientras que el 39 % corresponde a las fuentes alternas [2].



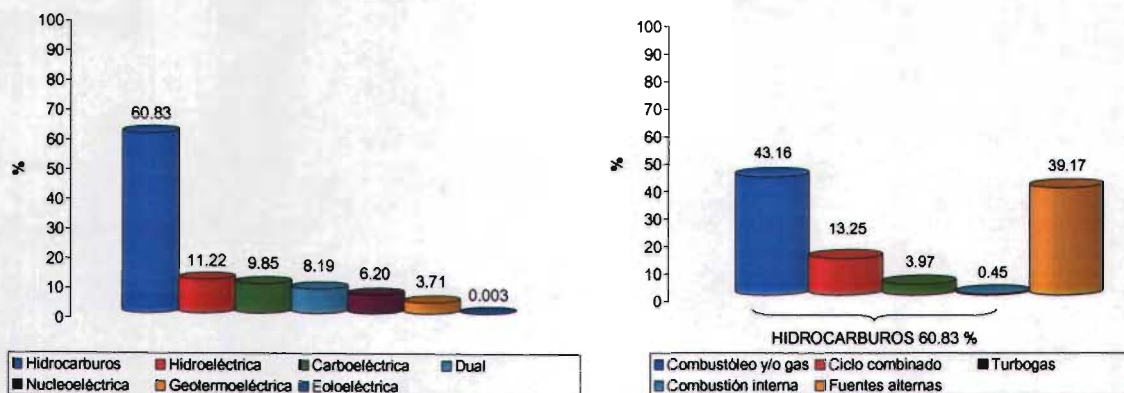


Figura ii. Estructura porcentual de la generación bruta de CFE en el 2003: 169,316 GWh.

Los tipos de centrales que tuvieron incrementos fueron: combustión interna con 36 %; geotermoeléctrica con 16.4 %; turbogás con 11.9 %; nuclear con 7.7 %; carboeléctrica con 3.3 % y ciclo combinado con 1 por ciento. Las unidades de mayor contribución en el proceso de generación son las que utilizan combustóleo o gas (vapor convencional) con una participación del 43.2 %; ciclo combinado con 13.3 % hidroeléctricas con 11.2 %; carboeléctricas con 9.9 %; dual con 8.2 % y nucleoeléctrica con 6.2 por ciento, como se muestra en la figura ii.

Tabla ii. Generación bruta por tipo de CFE (GWh)

Tipo	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003
<b>Hidrocarburos</b>	<b>79,532</b>	<b>85,561</b>	<b>93,801</b>	<b>99,685</b>	<b>101,947</b>	<b>110,987</b>	<b>116,095</b>	<b>107,588</b>	<b>102,995</b>
Combustóleo y/o gas	68,443	74,129	81,559	85,207	84,128	89,254	89,773	78,803	73,075
Ciclo combinado	10,399	10,661	11,233	13,184	15,526	16,417	20,789	22,217	22,437
Dual <sup>1</sup>	6,053	2,775	7,001	12,692	11,234	13,569	14,109	13,879	13,859
Turbogás <sup>2</sup>	326	352	547	980	1,912	4,896	5,066	6,013	6,728
Combustión interna <sup>2</sup>	364	419	462	314	381	420	467	555	755
<b>Fuentes alternas</b>	<b>61,287</b>	<b>63,959</b>	<b>66,029</b>	<b>69,297</b>	<b>77,121</b>	<b>79,008</b>	<b>74,786</b>	<b>69,460</b>	<b>66,321</b>
Hidroeléctrica	26,637	30,287	25,527	23,722	32,005	32,613	27,810	24,277	18,993
Carboeléctrica	14,479	17,735	17,575	17,956	18,251	18,696	18,567	16,152	16,681
Nucleoeléctrica	8,443	7,878	10,456	9,265	10,002	8,221	8,726	9,747	10,502
Geotermoeléctrica	5,669	5,729	5,466	5,657	5,623	5,901	5,567	5,398	6,282
Eoloeléctrica	6	5	4	5	6	8	7	7	5
<b>Total</b>	<b>140,820</b>	<b>149,970</b>	<b>159,831</b>	<b>168,892</b>	<b>179,068</b>	<b>189,995</b>	<b>190,881</b>	<b>177,048</b>	<b>169,316</b>

<sup>1</sup> La central dual Petacalco durante 2002, el 71 % de su generación fue con carbón.

<sup>2</sup> En 2003 incluye arrendamiento (550 GWh de turbogás y 251 GWh de combustión interna)

En lo referente al consumo de combustibles se observa que el combustóleo fue el de mayor consumo en el 2003 con una participación porcentual de 46 % al llegar a 16.3 millones de metros cúbicos. No obstante, tuvo un decremento de 13.6 % respecto al año anterior. El gas natural ocupa el segundo lugar con 23.6 % y un volumen de 9.36 millones de metros cúbicos. El consumo de este combustible disminuyó 2.0 %. El carbón se ubica en tercer lugar con un 20.9 % y un consumo de 13.9 millones de toneladas. En cuarto lugar está el uranio con una participación del 7.8 %, y en último sitio se encuentra el diesel con el 1.8 % y un consumo de 0.91 millones de metros cúbicos. En la tabla *iii* se muestra el registro histórico de consumo de combustible en CFE, mientras que en la figura *iii* se presenta el porcentaje de participación de cada combustible en función de la energía suministrada [2].

**Tabla *iii*.** Consumo de combustibles en la generación de electricidad de CFE.

Combustible	Unidad	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003
Hidrocarburos										
Combustóleo	10 <sup>6</sup> m <sup>3</sup>	16.703	17.24	19.743	21.677	21.288	22.896	21.952	18.889	16.317
Gas natural	10 <sup>6</sup> m <sup>3</sup>	4.984	5.106	5.617	6.526	7.264	8.766	10.032	9.551	9.365
Diesel	10 <sup>6</sup> m <sup>3</sup>	0.207	0.246	0.343	0.5	0.454	0.65	0.472	0.364	0.906
Carbón	10 <sup>6</sup> ton	7.55	8.984	8.853	9.345	9.468	9.566	11.398	12.179	13.881
Uranio <sup>1</sup>	ton	28.292	26.039	34.228	30.566	32.936	27.481	29.419	29.638	31.929

<sup>1</sup> Toneladas equivalentes de uranio enriquecido, calculado en el 2002 con un equivalente calorífico de 3.6 MJ/ton

## GENERADORES DE VAPOR Y QUEMADORES

Como se mencionó anteriormente el combustóleo es el combustible con mayor participación en la generación de energía eléctrica, su consumo se realiza en los generadores de vapor de las centrales termoeléctricas. Para lograr que la eficiencia del generador aumente es necesario mejorar el proceso de combustión, esto se obtiene mejorando el sistema de combustión, a través de la instalación de nuevos quemadores o del rediseño de los actuales.

El quemador, es el dispositivo mediante el cual se suministran los reactivos del proceso de combustión al generador de vapor. Debe mezclar el combustible con un agente oxidante en condiciones tales, que se pueda generar el encendido y lograr una combustión constante.

Los quemadores para combustóleo están formados por: un registro de aire, una sección convergente divergente, mejor conocida como garganta del quemador, el atomizador de combustible, el difusor o estabilizador de flama, entre otros componentes.

El estabilizador de flama es el dispositivo que proporciona al aire de combustión un giro mediante el cual se forma una zona de recirculación que ayuda a que las gotas del combustible tengan mayor tiempo de residencia y por lo tanto un mejor quemado de ellas.

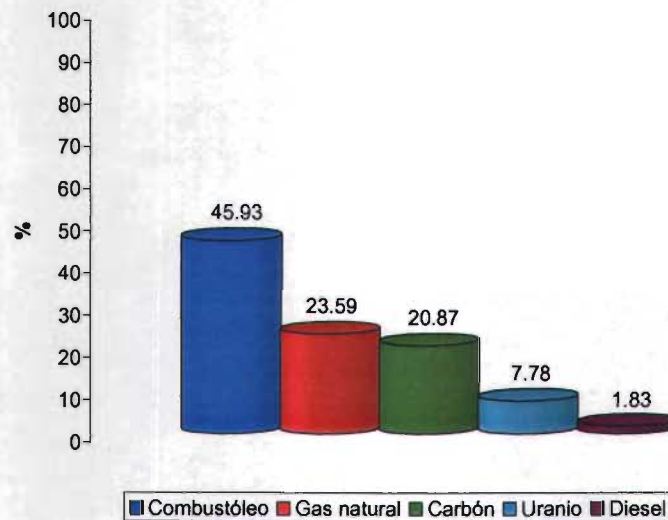


Figura iii. Consumo de combustible por energía de CFE en el 2003: 1,476 PJ.

### DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL, *CFD*

Con el propósito de encontrar un mejor diseño del estabilizador de flama se puede hacer un estudio fluidodinámico de la influencia de parámetros geométricos, tales como: el diámetro del estabilizador, el número de álabes y los ángulos del centro y periferia, mediante el análisis de la dinámica de fluidos computacional, mejor conocida por sus siglas en inglés como *CFD*, (*Computational Fluid Dynamics*).

La dinámica de fluidos computacional, es una herramienta de análisis que consta de tres etapas principales: pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento. Dentro de éstas se define y genera el dominio computacional, se establecen las condiciones de frontera del fenómeno, las propiedades físicas del fluido, se determinan las ecuaciones que gobiernan el flujo del fluido (continuidad, energía, turbulencia, etc), se selecciona el método numérico para resolver las ecuaciones y por último se realiza el análisis de los resultados.

En los últimos años el desarrollo de la *CFD* se ha visto favorecido gracias al avance y desarrollo en procesadores y de memoria de los equipos de cómputo, que es la herramienta que se utiliza para efectuar la modelación. Con la *CFD* se puede realizar la modelación de flujos que no son fácilmente reproducibles en experimentos. Una buena formulación de la modelación, utilizando un número reducido de suposiciones, permite que los resultados sean comparables con los obtenidos en un experimento físico completo. La modelación matemática permite la variación de los parámetros del problema, como las condiciones de frontera, de una manera simple y a bajo costo, lo que experimentalmente resultaría difícil, costoso, tardado y en algunas ocasiones imposible.



## DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El cumplimiento de las normas ambientales por la emisión de partículas suspendidas totales (PST) y de óxidos de nitrógeno debido al quemado de combustibles derivados del petróleo, han provocado que las centrales termoeléctricas tomen medidas para mejorar el proceso de combustión en sus generadores de vapor, ya sea en la instalación de nuevos generadores de vapor a gas en una medida extrema, la instalación de nuevos quemadores o el rediseño de los sistemas actuales de combustión.

La Comisión Federal de Electricidad en su interés por cumplir con las normas ecológicas sobre emisiones de contaminantes a la atmósfera, por quemar combustóleo en sus centrales, solicitó al Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE), el rediseño de los estabilizadores de flama y atomizadores de diez de sus generadores de vapor [3].

El presente trabajo se enfocará a mejorar el proceso de combustión de la unidad 3 de la Central Termoeléctrica “José Aceves Pozos”, localizada en Mazatlán Sinaloa, el cual consiste en el rediseño del estabilizador de flama del generador de vapor, que es del tipo *Bluff Body* o Plato, el cual forma un frente de flama pegado al estabilizador provocando que éste se queme en un periodo de seis meses o menos, e influyendo en una combustión deficiente. Las emisiones de partículas suspendidas totales (PST) que se tienen en planta al operar con este difusor rebasan la norma ecológica mexicana. La operación del generador de vapor se encuentra al 75 % de carga de los 300 MW de su capacidad para poder cumplir con dicha norma.

Previamente, en el IIE se propuso un estabilizador de álabes curvos, sin embargo, al entrar en operación el generador de vapor este provocó vibraciones al generador de vapor a 75 % de carga, retroceso de flamas en el quemador y ensuciamiento en las paredes donde se encuentran instalados los quemadores e inclusive dentro del quemador, por lo que se procedió con su desinstalación y con la colocación de los estabilizadores originales, es decir, el de tipo plato [4].

Así, el presente trabajo se enfoca a mejorar el proceso de combustión mediante el diseño de un nuevo estabilizador de flama.

## JUSTIFICACIÓN

Anteriormente, el mejoramiento del proceso de combustión y en particular de los estabilizadores de flama, se realizaba mediante la construcción de modelos físicos a escala en acrílico y aluminio, así como la construcción de una serie de estabilizadores con diferentes características geométricas para el comportamiento del aire, mediante la evaluación de la forma y dimensiones de la zona de recirculación que cada estabilizador producía al probarlo en el quemador en estudio.

El uso de la dinámica de fluidos computacional (*CFD*) en diferentes campos de la ingeniería no se ha quedado atrás en la modelación de sistemas de combustión de generadores de vapor, hornos y quemadores. La ventaja de poder modelar quemadores a

escala real, de variar los diferentes parámetros geométricos del estabilizador de flama y de visualizar y analizar resultados como velocidades, turbulencia e incluso temperatura, hacen que esta nueva herramienta sea explorada para el mejoramiento del estabilizador de flama.

Lo anterior permite conocer el comportamiento fluidodinámico del aire de combustión cuando pasa por el estabilizador de flama, es decir permite conocer el patrón de velocidad media y el grado de turbulencia que produce el estabilizador.

El correcto funcionamiento de un estabilizador, conlleva a beneficios como: el incremento de la vida útil del estabilizador de flama, la reducción de emisiones contaminantes a la atmósfera y el aumento de la eficiencia térmica del generador de vapor.

## **OBJETIVOS**

- Definir un modelo numérico que represente los resultados experimentales de un prototipo a escala de un quemador.
- Mejorar el proceso de combustión de un generador de vapor de 300 MW mediante el rediseño del estabilizador de flama, reduciendo las emisiones de PST a niveles permisibles por la norma sin disminuir su capacidad de generación.

## **ORGANIZACIÓN DE LA TESIS**

Para cumplir con el objetivo se realizó el presente trabajo que consta de siete capítulos, los cuales están organizados de la siguiente forma:

En el capítulo 1 se presentan aspectos generales de la combustión, los equipos que involucra, los contaminantes que se producen por la combustión de combustóleo y los parámetros para controlar la combustión. También se plantea el problema de sobrecalentamiento que presenta el estabilizador de flama de una central termoeléctrica.

En el capítulo 2 se describe la dinámica de fluidos computacional, sus aplicaciones y ventajas. Así mismo, se define el fenómeno de turbulencia y la clasificación de los modelos de turbulencia que se utilizaron en este trabajo.

En el capítulo 3 se describe el estudio experimental que se realizó en un modelo a escala de un quemador de flujo tangencial para la evaluación aerodinámica de un estabilizador de flama de álabes curvos.

En el capítulo 4 se comparan los resultados experimentales y de modelación de un estabilizador de flama y se establece la densidad de malla y el modelo de turbulencia que se van a utilizar para la optimización del estabilizador de flama del quemador de un generador de vapor.

En el capítulo 5 se realiza el análisis paramétrico de las variables geométricas como son: el

diámetro del estabilizador, el número de álabes y la variación de los ángulos del álabe en el centro y periferia, para conocer la influencia de estas variables en la formación de la zona de recirculación, caída de presión, número de giro y turbulencia generada, con el fin de obtener un mejor diseño del estabilizador de flama.

El capítulo 6 contiene los resultados de emisiones de PST y NO<sub>x</sub> del estabilizador original y del nuevo diseño en el generador de vapor, también se listan una serie de recomendaciones operativas para el mejor funcionamiento del quemador y por último, se muestra un análisis económico sobre el ahorro que se tiene al utilizar el nuevo diseño de estabilizador de flama.

Finalmente, en el capítulo 7 se presentan las conclusiones de este trabajo y recomendaciones para trabajo futuros.

## Referencias

1. **Prospectiva del sector energético 2001-2013**, Secretaria de Energía, México, 2004
2. **Informe Anual 2003**, Comisión Federal de Electricidad, México, 2004
3. Huerta E. M., Espinoza G. J., et al., **Optimización y ajustes finales en el diseño de las fichas de atomización y los difusores de 10 generadores de vapor de centrales termoeléctricas de la CFE**. Informe Técnico, Instituto de Investigaciones Eléctricas, México, 2002
4. Huerta E. M., Espinoza G. J., et al., **Rediseño de las fichas de atomización y los difusores de generadores de vapor Babcock-Hitachi y Babcock & Wilcox de 4 centrales termoeléctricas de Comisión Federal de Electricidad**, Informe Técnico, Instituto de Investigaciones Eléctricas, México, 2002.



## CAPÍTULO 1

---

---

### ANTECEDENTES

---

---

#### 1.1 GENERALIDADES

Dentro las actividades de investigación, desarrollo e innovación tecnológica, el Instituto de Investigaciones Eléctricas y en específico la Gerencia de Procesos Térmicos ha realizado diversos proyectos para la solución de problemas de combustión en los generadores de vapor de Comisión Federal de Electricidad (CFE). Algunos de estos trabajos se han enfocado a la caracterización en frío de equipos de centrales termoeléctricas [1-6], con el propósito de mejorar su funcionamiento e incrementar la eficiencia térmica del proceso de combustión y al mismo tiempo reducir las emisiones de partículas al medio ambiente.

Los trabajos anteriormente citados han permitido establecer la infraestructura para el diseño de equipos y componentes para el mejoramiento del sistema de combustión aplicado en los generadores de vapor de las centrales termoeléctricas.

En la operación de centrales termoeléctricas se han detectado diversos problemas relacionados con el sistema de combustión, entre los cuales se pueden mencionar:

- Oscilación de flamas
- Operación con elevados excesos de aire
- Disminución de la vida útil de los quemadores, causada por corrosión y quemado del estabilizador de flama
- Disminución de la eficiencia térmica
- Indisponibilidad de la unidad de generación eléctrica y
- Altos costos de operación y mantenimiento

#### 1.2 COMBUSTIÓN

La combustión es el proceso de oxidación rápido de una sustancia química, acompañado de una producción de calor y frecuentemente de luz. Desde el punto de vista de combustión, los elementos químicos principales en el combustible son: carbono, hidrógeno y azufre. En el caso de los combustibles fósiles, el proceso consiste en una reacción química con el oxígeno de la atmósfera que lleva a la formación de dióxido de carbono, monóxido de carbono y agua, junto a éstos existen otros productos como dióxido de azufre y óxidos de nitrógeno que proceden de los componentes menores del combustible.

El objetivo de una buena combustión es liberar todo su contenido de calor, minimizando las pérdidas por combustión incompleta y aire innecesario, es decir, mientras más completa y limpia sea la combustión, mayor es el calor producido y aprovechado y menor la emisión de contaminantes.

Cuando se realiza la combustión y sólo se obtienen productos sin quedar combustible u oxígeno libre, se dice que se tiene una combustión estequiométrica o completa. Sin embargo, en sistemas reales de combustión es necesario un exceso de oxígeno para llevar a cabo en forma completa las reacciones de combustión. Esto significa que se requiere de una cantidad de aire mayor a la estequiométrica.

El exceso de aire sirve para asegurar una combustión completa del combustible. La operación de los generadores de vapor con excesos de aire adecuados permite minimizar las pérdidas de calor a través de la chimenea y mejorar la eficiencia de la combustión [7]. La temperatura de los gases en la chimenea y la concentración de oxígeno o bióxido de carbono son los mejores indicadores de la eficiencia con que ésta se realiza. La falta de exceso de aire provoca una combustión incompleta y que en los gases de ésta aparezca hollín, humo, combustible no quemado y monóxido de carbono; por otra parte, demasiado exceso de aire resulta en una pérdida de calor, debido al incremento del flujo de gases de combustión, que reduce la eficiencia de la caldera.

### 1.3 GENERADORES DE VAPOR

La generación de energía eléctrica en las Centrales de Comisión Federal de Electricidad se realiza básicamente por medio de las siguientes tecnologías: central termoeléctrica, hidroeléctrica, eólica, geotérmica y nuclear. En el proceso termoeléctrico existe una clasificación de tipos de generación, de acuerdo a la tecnología utilizada para hacer girar los generadores eléctricos, denominándoles como: vapor, turbogas y combustión interna.

Una central termoeléctrica de tipo vapor es una instalación en la que la energía química del combustible se transforma en energía calorífica para producir vapor en una caldera o generador de vapor, posteriormente el vapor se conduce a la turbina donde su energía cinética se convierte en energía mecánica, la que se transmite al generador, para producir energía eléctrica.

El generador de vapor es el dispositivo que aprovecha el poder calorífico de un combustible para producir vapor a presiones superiores a la atmosférica. Se utiliza principalmente en la generación de energía eléctrica y para proporcionar calor a procesos industriales. El generador de vapor se compone de un compartimiento donde se quema el combustible y otro donde el agua se convierte en vapor.

Las calderas están diseñadas para transformar la energía química del combustible en energía térmica mediante un proceso químico exotérmico, conocido como combustión. Esta energía térmica se transfiere a un fluido. Si el fluido se trata de agua entonces la unidad se clasifica como un generador de vapor.

En la figura 1.1 se ilustra un esquema de un generador de vapor de tipo frontal donde se muestran sus componentes principales.

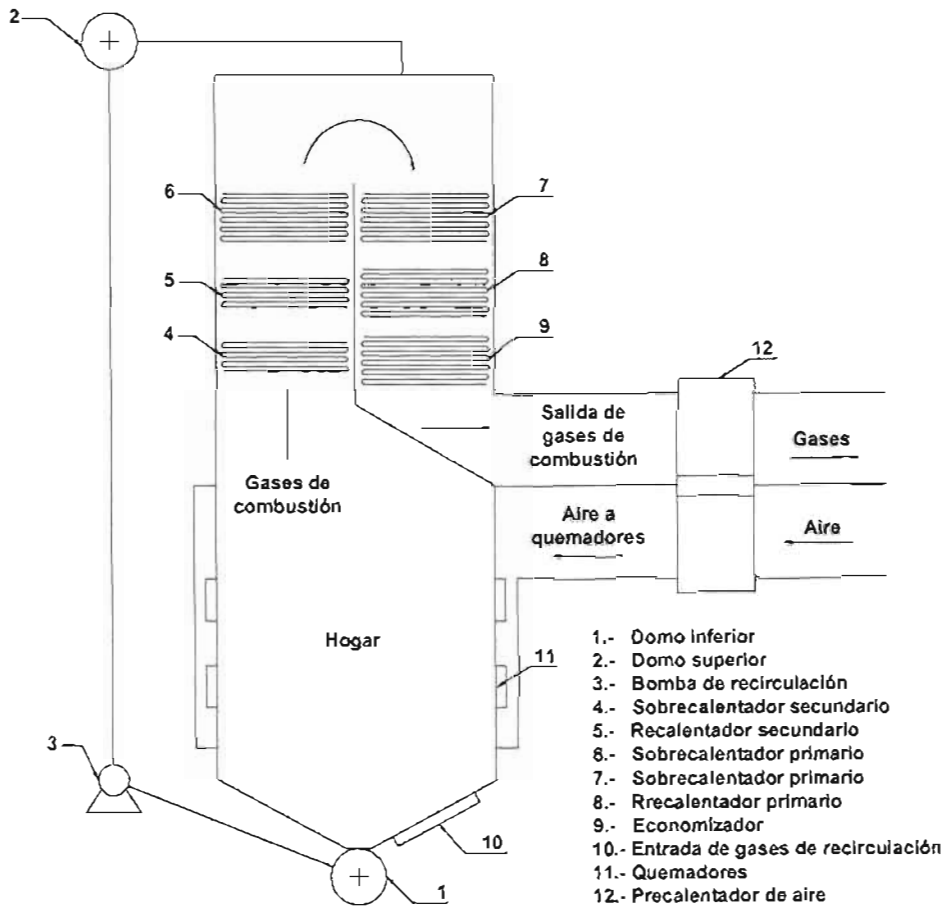


Figura 1.1 Diagrama esquemático de un generador de vapor.

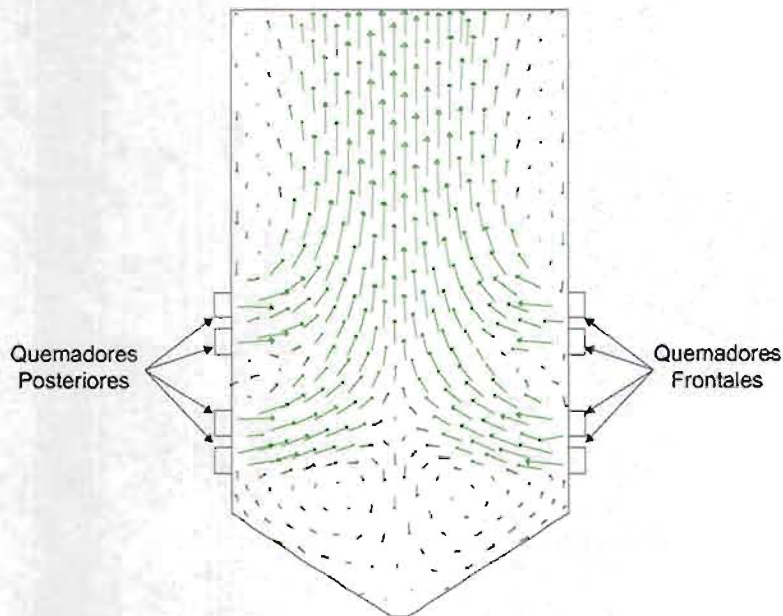
Los generadores de vapor que queman combustibles fósiles, se pueden clasificar de acuerdo a los siguientes criterios: a) el tipo de circulación -natural o forzada-, b) la presión de vapor de trabajo -baja, menor a 20 bar; media, de 20 a 64 bar y alta, mayor a 64 bar-, c) el tipo de combustible -sólido, líquido y gaseoso- y d) de acuerdo a la posición de los quemadores -frontales y tangenciales-.

Los generadores de vapor de la CFE se pueden clasificar genéricamente de acuerdo a la posición de los quemadores en: frontales y tangenciales.

### 1.3.1 Generadores de vapor con quemadores frontales

En los generadores de vapor con quemadores frontales, éstos se encuentran localizados en la pared frontal del hogar y a medida que el diseño del generador de vapor es más grande, el número de quemadores aumenta, instalándolos tanto en la pared frontal como en la

posterior. La figura 1.2 muestra el patrón de flujo de los gases de combustión que forma los quemadores frontales en un generador de vapor.



**Figura 1.2** Patrón de flujo producido por quemadores frontales.

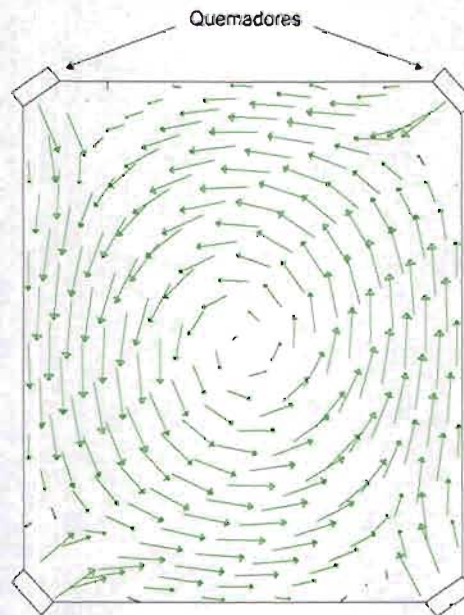
Las principales características del arreglo de los quemadores de este tipo de generadores de vapor son: el registro de aire, la geometría del quemador, la posición del estabilizador y atomizador en el quemador.

En este tipo de generador de vapor las flamas que producen los quemadores son independientes, de forma tal que cada quemador constituye un generador de vapor individual, por lo que es necesario que todos los quemadores funcionen en iguales condiciones operativas y de diseño, para finalmente integrarse en un solo generador de vapor.

### 1.3.2 Generadores de vapor con quemadores tangenciales

En este tipo de generadores de vapor los quemadores se encuentran localizados en las esquinas del hogar. De acuerdo a su posición, si se proyecta una línea desde el eje de cada quemador al centro del hogar, se forma un círculo imaginario con las líneas que son tangentes a este círculo. Como resultado de la posición de los quemadores durante su operación hacen incidir la mezcla aire combustible en forma tangencial al centro del hogar formando un ciclón con las flamas. Esto tiene como resultado que la distribución de flujo térmico sea uniforme hacia las paredes de agua. En la figura 1.3 se muestra el patrón de flujo de los gases de combustión, en forma de ciclón, que producen los quemadores en este tipo de generador de vapor.





**Figura 1.3** Patrón de flujo producido por quemadores tangenciales.

El quemador de este tipo, además de estar formado por el estabilizador de flama y el atomizador, cuenta con un sistema de distribución de aire compuesto de tres compartimientos, uno para aire principal de combustión y dos para aire secundario, localizados arriba y abajo del compartimiento del aire primario o principal. A la entrada de cada compartimiento de aire se localiza una compuerta distribuidora que regula el flujo de aire que entra al hogar.

Como se puede observar la diferencia que existe entre estos dos tipos de generadores es la posición de los quemadores, esto origina procesos de combustión diferentes, debido a la forma en que se alimenta el aire y combustible, además de la forma de la flama que se genera.

#### 1.4 QUEMADORES

Existen varios tipos de quemadores, su diseño y forma de operación dependen del tipo de combustible que utilicen (sólido, líquido y gas). Este trabajo se enfocará al estudio de quemadores frontales para combustibles líquidos, específicamente para residuo de petróleo o combustóleo. Éste tipo de quemadores utilizan la atomización del combustible.

En el sistema de combustión se identifican tres componentes importantes: el quemador, el hogar y un mecanismo que proporciona la energía de activación. El quemador, es el dispositivo mediante el cual se suministran los reactivos del proceso de combustión al generador de vapor. Debe mezclar el combustible con un agente oxidante en condiciones tales, que se pueda generar el encendido y lograr una combustión constante.

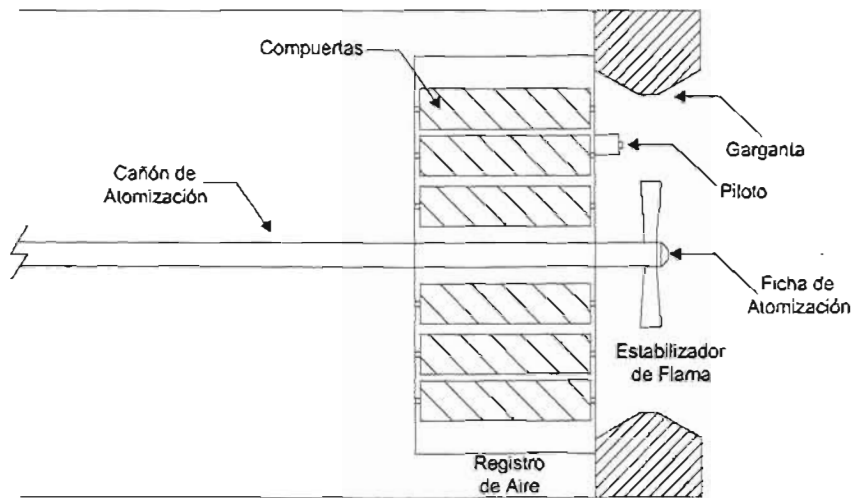


Figura 1.4 Diagrama de un quemador frontal para combustóleo.

Los quemadores frontales para combustóleo están formados por: un registro de aire, una sección convergente divergente, mejor conocida como garganta del quemador, el atomizador de combustible, el difusor o estabilizador de flama, entre otros componentes. En la figura 1.4 se muestra la geometría de un quemador frontal para combustóleo.

Dependiendo del diseño del atomizador, registro de aire, la geometría de la salida de la tobera del quemador, el difusor; además de la calidad del combustible se tendrán diferentes características de operación en los quemadores.

#### 1.4.1 Estabilizador de flama o difusor

El estabilizador de flama (cuya geometría se caracteriza por ser un conjunto de aspas o álabes fijos en un arreglo circular, provocan que el aire de combustión que pasa a través de ellos adquiera un giro) es un dispositivo mecánico empleado en un quemador con el fin de crear una zona de baja presión frente al atomizador del combustible, originando así una región de recirculación. Su objetivo es producir un patrón aerodinámico de flujo que permita un mezclado eficiente del aire con el combustible, asegurando una flama intensa y a la vez estable.

Existen dos tipos de estabilizadores, el tipo “*Bluff Body*” o plato y el “*Swirler*” o de vorticidad. Estos difieren principalmente en la forma de mezclar el aire con el combustible, produciendo diferentes patrones aerodinámicos [8].

Estabilizador de flama tipo *Bluff Body*

Este difusor tiene la forma de un disco o plato, que generalmente no permite el paso del aire a través de él, excepto en una área relativamente pequeña provista por unas ranuras, para su enfriamiento. Este tipo de difusor se caracteriza por provocar caídas de presión grandes y flujos rotacionales bajos, lo que se ve reflejado directamente en la formación de la zona de

recirculación, la cual empieza a formarse en zonas muy cercanas al frente del difusor y de forma ancha y corta con respecto a las zonas de recirculación formadas por estabilizadores de tipo *swirler*. En la figura 1.5 se muestra una fotografía y un dibujo de este tipo de estabilizador.

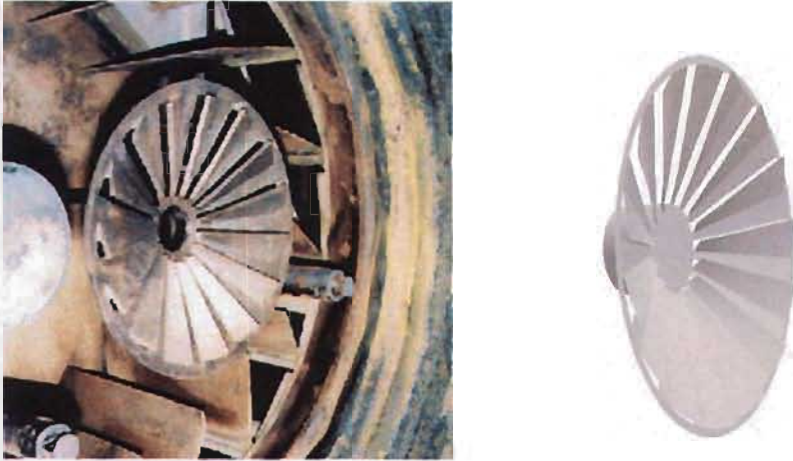


Figura 1.5 Estabilizador de flama del tipo *Bluff Body*.

#### Estabilizador de flama tipo *Swirler*

Este tipo de difusor permite que el flujo de aire pase a través de él, provocando un flujo rotacional del fluido en el eje central del quemador, con lo cual se asegura una mejor refrigeración de los materiales, propiciando que su tiempo de vida sea mayor con respecto al difusor de tipo plato. Este difusor ocasiona que los gases generados en la flama sean recirculados hacia el centro de la vorticidad provocando que la combustión sea más eficiente. Los estabilizadores de tipo *swirler* pueden ser de álabes rectos, de doble ángulo o curvos. En la figura 1.6 se muestra una fotografía y un dibujo de un estabilizador de flama con álabes curvos.

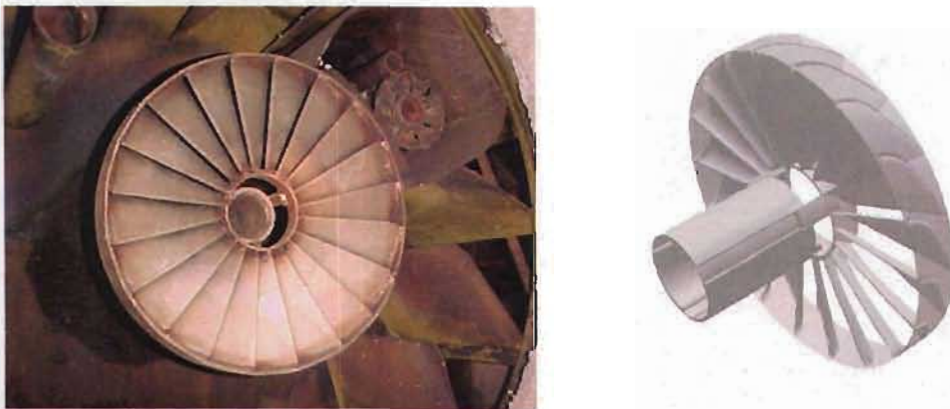


Figura 1.6 Estabilizador de flama del tipo *Swirler*.



### 1.4.2 Registro de aire

El registro de aire es un dispositivo mecánico que regula el flujo de aire que entra al quemador. Existen registros de aire con compuertas radiales de flujo tangencial y registros de aire cilíndricos de flujo axial. La diferencia estriba en que en el primer tipo el patrón de flujo del aire en el quemador cambia con la posición de las compuertas mientras que en el segundo el patrón de flujo de aire es independiente de la posición del cilindro, el cual tiene solo dos posiciones; abierto o cerrado [8].

### 1.4.3 Geometría de la garganta

La geometría de la garganta del quemador y el patrón de flujo de la descarga de aire a través de ella tienen una influencia sobre la flama, adicional al efecto causado por el estabilizador de flama. La forma de la garganta generalmente es circular.

Si la geometría de la garganta del quemador es divergente se tiene el efecto de aumentar la zona de recirculación en el eje axial del quemador, es decir más larga, así como de aumentar su ancho. En cambio, una geometría convergente de la garganta del quemador presenta una zona de recirculación angosta y corta [2].

## 1.5 VARIABLES QUE AFECTAN LA COMBUSTIÓN

El proceso de combustión ocupa un lugar importante dentro de la serie de problemas que se presentan en la operación de un generador de vapor en una central termoeléctrica. De él se derivan los problemas de ensuciamiento y deterioro del generador de vapor y sus componentes. El proceso de combustión se ve afectado por:

- La calidad del combustible
- El proceso de atomización
- La aerodinámica de la combustión

El control de estas variables contribuye a determinar el tiempo necesario para el quemado, el grado de avance de las reacciones químicas, la forma y características de la flama y la composición de los productos de la combustión.

Los generadores de vapor están diseñados, desde un punto de vista aerodinámico y de atomización, para el quemado de un combustible con características físicas y químicas específicas. El uso de combustibles diferentes a los recomendados para condiciones de diseño, como los que se utilizan en las Centrales Termoeléctricas de México, tiene como consecuencia la producción de flamas más largas o necesidad de tiempos de residencia mayores para su quemado, lo que resulta en modificaciones al patrón de flujo térmico, mayor producción de hollín y emisiones contaminantes, mayor ensuciamiento de las calderas, incluso si se operan con excesos de aire mayores a los deseables.



## 1.6 EMISIÓN DE CONTAMINANTES ATMOSFÉRICOS

Los productos obtenidos mediante la combustión de combustóleo, en generadores de vapor, dependen de las particularidades del combustóleo y del estado de conservación y operación del generador de vapor. Estas condiciones determinan la concentración de cada producto e incluso, la presencia o ausencia de algunos de ellos.

En general existen cinco tipos de contaminantes principales emitidos durante el proceso de combustión del combustóleo, éstos son: óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>), óxidos de azufre (SO<sub>x</sub>), partículas suspendidas totales (PST), monóxido de carbono (CO) y compuestos orgánicos, de los cuales los tres primeros causan un impacto ambiental importante. Los niveles de emisión de contaminantes de un equipo de combustión dependen de los procesos químicos físicos que ocurren en él [7].

El objetivo del proceso de combustión es obtener la mayor eficiencia de combustión con la menor emisión de contaminantes atmosféricos; objetivo que es difícil de obtener por la calidad del combustible que se queman en generadores de vapor de las centrales termoeléctricas en México.

## 1.7 CONTROL DE LA COMBUSTIÓN

En centrales termoeléctricas que queman carbón o combustóleo, el control de la combustión tiene los siguientes objetivos:

1. Asegurar que los procesos relacionados con la combustión se estén llevando a cabo con seguridad y dentro de los parámetros operativos de diseño
2. Tratar de mantener las condiciones óptimas para la combustión, satisfaciendo la demanda de energía

Lo anterior incluye mejorar la eficiencia térmica lo más posible y al mismo tiempo reducir al mínimo los problemas de ensuciamiento, corrosión y emisión de contaminantes atmosféricos [9].

El primer objetivo se logra ajustando el suministro de combustible a los quemadores, de acuerdo a la demanda energética del sistema de generación.

El segundo objetivo se logra manteniendo la relación aire combustible establecida para evitar una combustión incompleta que causaría una baja eficiencia térmica y la producción de gases de combustión no deseados.

El exceso de aire que se necesita para quemar combustóleo en un generador de vapor está en función del diseño del generador de vapor y los quemadores, la calidad del combustible y la carga de operación.

Un exceso de aire bajo conduce a una mayor producción de emisiones contaminantes como el CO y partículas sólidas. Por otro lado, un exceso de aire mayor al establecido, causa una

pérdida de calor en los gases de combustión y problemas de corrosión debido a la condensación de ácido sulfúrico producido por el contenido de azufre del combustible.

## 1.8 AERODINÁMICA

Diversas características de la combustión dependen de aspectos aerodinámicos, por lo que éstos adquieren una gran importancia en el quemado de aceites residuales de petróleo.

La aerodinámica del quemador debe propiciar una distribución uniforme del aire de combustión y del combustible. Sin embargo, para garantizar una mezcla uniforme con los productos de combustión intermedios, es necesario además dotar al aire de una elevada turbulencia que favorezca la difusión. Dicha turbulencia debe ser tal que asegure una flama que se caracterice por una forma bien definida y por una buena estabilidad. La inestabilidad de la flama puede presentar la extinción de la combustión, pulsaciones y vibraciones del hogar [7, 10].

En flamas turbulentas, los fenómenos aerodinámicos influyen en los procesos de transporte de energía y masa, la formación de la mezcla aire combustible, antes y durante la combustión se encuentra muy ligada a ambos procesos.

Para que se lleve a cabo una combustión eficiente se necesita de una mezcla correcta entre el combustible y el aire para combustión, su eficiencia depende de las velocidades y formas de distribución de los patrones de flujo tanto del combustible como del aire de combustión. Para que se realice lo anterior, se necesita un funcionamiento óptimo de los siguientes componentes aerodinámicos:

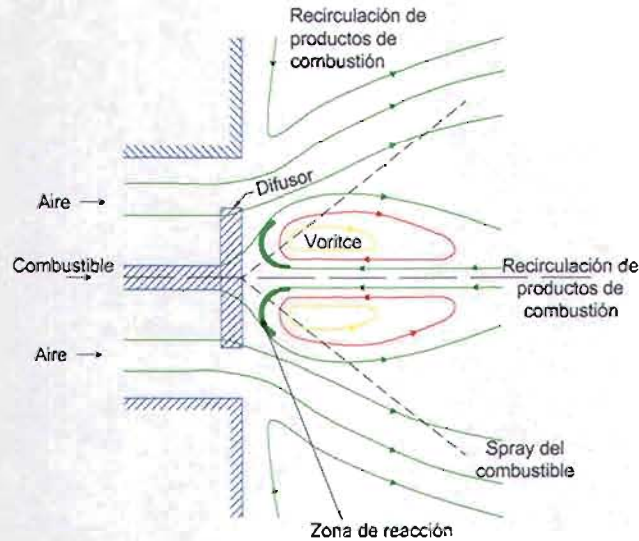
- Registros de aire
- Geometría del quemador
- Estabilizador de flama

## 1.9 FLAMAS DIFUSIVAS CON GIRO

La estructura del flujo rotacional turbulento es la combinación de las características del movimiento rotacional y el fenómeno de turbulencia, encontrado en fluidos y en la huella de cuerpos de bloqueo. Los flujos rotacionales se emplean como medio de control de flamas en cámaras de combustión y en sistemas de secado [11].

Cuando un movimiento rotacional se aplica a un fluido corriente arriba de un orificio, el flujo del fluido del orificio tiene una componente de velocidad tangencial en adición a los componentes de velocidad axial y radial. La presencia del movimiento rotacional, causa gradientes de presión axial y radial los cuales al girar influyen sobre el patrón de flujo. En el caso de un movimiento rotacional intenso, el gradiente de presión axial adversa es suficientemente grande para causar a lo largo del eje axial un flujo inverso y la formación de una zona de recirculación interna [12].

Esta zona de recirculación, la cual tiene la forma de un vórtice toroidal, juega un papel importante en la estabilización de la flama, ya que ésta constituye y actúa como un depósito de energía térmica y de especies químicamente activas localizadas en el centro del chorro de combustible y aire, cercano a la salida del quemador, figura 1.7.



**Figura 1.7** Zona de recirculación (ZR) producida por un difusor de álabes.

El flujo en contracorriente generado por esta vorticidad tiene una gran eficiencia en la estabilidad de la flama.

En las flamas de combustibles líquidos, la vorticidad creada por la rotación del aire y la fuerte recirculación de los gases calientes dentro de ésta dan lugar a los siguientes efectos:

1. La zona de recirculación, en conjunto con una buena atomización del combustible, ocasiona que muchas gotas pequeñas que entran en la parte central del vórtice, se calienten y vaporicen total o parcialmente, estos vapores son extraídos por los gases a contracorriente y son llevados a la zona donde tiene lugar la estabilización de la flama.
2. Los gradientes de velocidad que se producen en esta zona, aceleran la formación de la mezcla combustible-aire.
3. Aumenta el tiempo de residencia de las partículas en la región de combustión y en la zona de temperatura más elevada en combustores.

Una zona de recirculación interna de gran magnitud producida en quemadores con rotación de aire, es importante para la combustión de aceites residuales de petróleo, sin embargo para líquidos ligeros, la zona de recirculación interna no es muy indispensable ya que éstos se evaporan con mayor facilidad [13].

En adición al difusor de flama, existen tres formas para proporcionar al aire un movimiento rotacional en quemadores:

1. Entrada tangencial de la corriente del fluido dentro del ducto cilíndrico
2. El uso de compuertas o deflectores orientados en un flujo axial
3. Rotación de dispositivos mecánicos, los cuales imparten movimiento rotacional al fluido pasando a través de éste, como compuertas giratorias o rejillas y tubos giratorios.

### 1.10 EL NÚMERO DE GIRO (*SWIRL*)

El número de giro es un número adimensional que se puede tomar como indicación del grado de vorticidad que tiene una corriente de fluido.

El número de giro se define como la razón del momento angular del flujo axial con el momento axial del mismo flujo y se expresa con la siguiente ecuación [14]:

$$S = \frac{G_{\phi}}{G_x R} \quad (1.1)$$

donde  $R$  es el diámetro externo del estabilizador y los momentos angular  $G_{\phi}$  y axial  $G_x$ , se expresan como:

$$G_{\phi} = 2\pi\rho \int_0^R UW r^2 dr \quad (1.2)$$

$$G_x = 2\pi\rho \left[ \int_0^R U^2 r dr + \int_0^R p r dr \right] \quad (1.3)$$

donde  $U$ ,  $W$  y  $p$  son las componentes axial y tangencial de la velocidad y la presión estática, respectivamente, en el plano perpendicular al flujo.

### 1.11 EFECTO DE LA TURBULENCIA SOBRE LA ESTABILIDAD DE LAS FLAMAS

La turbulencia es el fenómeno físico más importante que afecta al proceso de la combustión. Esto se refiere al movimiento desordenado de los fluidos en combinación con la formación de torbellinos. Por lo anterior, la turbulencia en el proceso de la combustión incrementa la velocidad de difusión favoreciendo el mezclado entre el aire para la combustión y el combustible atomizado, este efecto es tan importante que se considera como factor controlador de la combustión.

Los cambios de la cantidad de movimiento que se verifican en un flujo turbulento tienen por objeto aumentar la cantidad de comburente arrastrado por el chorro de combustible. El chorro turbulento de combustible arrastra, por acción dinámica, un cierto volumen de aire generando una zona de menor presión, por lo que una parte de los gases de combustión recircula hacia atrás para sustituir al aire arrastrado, a este flujo se le conoce como “recirculación de reflujo”. La recirculación de fuertes cantidades de productos de la combustión muy calientes, favorecen, por razones dinámicas, térmicas y cinéticas a la estabilización de la flama. Sin embargo, un aumento excesivo de la turbulencia puede producir efectos negativos y llevar a disminuciones del rendimiento térmico hasta producir la extinción de la flama [15].

De lo anterior se puede observar que el quemador juega un papel importante en el proceso de combustión, ya que su optimización conllevará a generar una combustión más eficiente y con menor emisión de contaminantes. El estudio de optimización del quemador se realiza a través del diseño del estabilizador de flama y del atomizador, ya sea mediante pruebas experimentales en frío o mediante el uso de códigos computacionales, tales como la modelación de dinámica de fluidos (*CFD*).

## 1.12 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

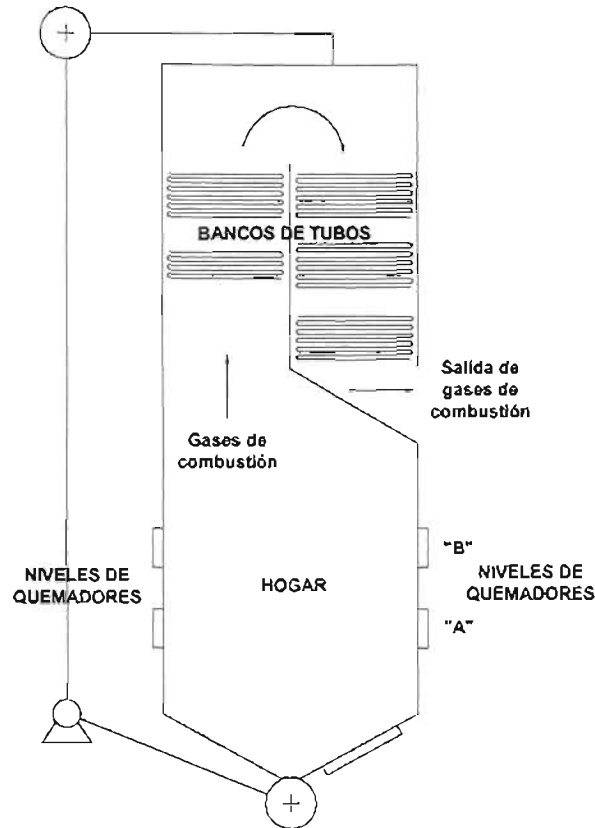
En este punto se expone el caso de estudio de un generador de vapor de una central termoeléctrica de la Comisión Federal de Electricidad, el cual presenta una mala combustión del combustible producida por el deterioro de los estabilizadores de flama lo que ocasiona una indisponibilidad de la unidad, emisiones de partículas suspendidas totales superiores a lo establecido por la norma, así como pérdidas económicas por generación y por mantenimiento.

### 1.12.1 Descripción del generador de vapor

El estudio de la optimización de quemadores de combustóleo se realizó en un generador de vapor de una capacidad de 300 MW de la central termoeléctrica “José Aceves Pozos”, en Mazatlán, Sinaloa. Este generador de vapor cuenta con 16 quemadores frontales de los cuales 8 están instalados en un arreglo de dos niveles de cuatro quemadores en la pared frontal y de forma simétrica 8 en la pared posterior, figura 1.8.

El generador de vapor es de circulación natural, formado por un hogar presurizado, 16 quemadores frontales, con sección radiante y convectiva, con recirculación de gases y atemperación de vapor. El flujo de vapor de diseño a 100 % de carga a la salida del sobrecalentador y recalentador es de 900,720 kg/h y 884,000 kg/h respectivamente, a una presión de 177 kg/cm<sup>2</sup> en el sobrecalentador y de 40 en el recalentador y temperatura de 540.6 °C; con un flujo de combustible de 69,000 kg/h atomizado a presión constante [16].

El quemador original está formado por el registro de aire de compuertas circulares, el piloto, el atomizador de combustible y el estabilizador de flama (difusor), el cual es del tipo *Bluff Body* o Plato. Las partes del quemador se muestran en la figura 1.9.



**Figura 1.8** Representación de los niveles de quemadores del generador de vapor de la central termoeléctrica de Mazatlán.

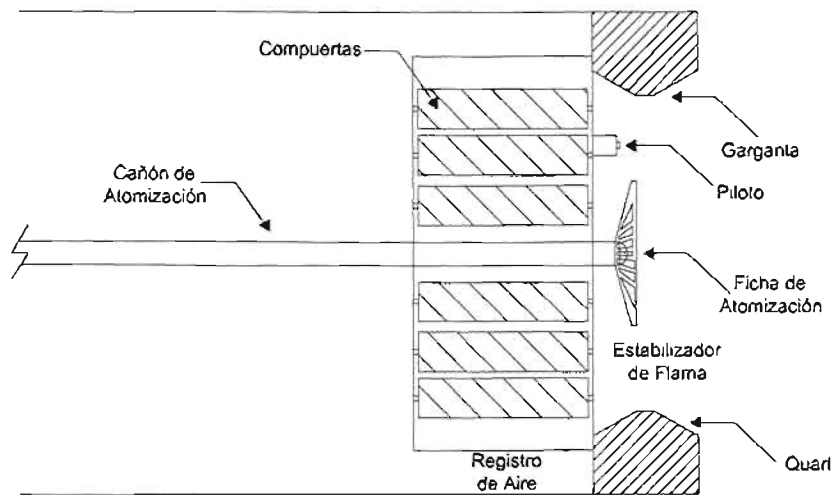
### 1.12.2 Descripción del problema

La condición de diseño del sistema de combustión del generador a 100 % de carga es operar con los 16 quemadores en servicio. Sin embargo, el generador de vapor con los estabilizadores originales tiene que operar con una mayor cantidad de aire (2 % de  $O_2$ ) para que la emisión de partículas suspendidas totales (PST) al medio ambiente se encuentre bajo el límite de la norma ecológica, la cual establece que la máxima emisión de PST es de 350  $mg/m^3N$  para fuentes fijas [17]. Esto causa que el generador de vapor decremente su carga al 75 % produciendo 225 MW para mantener el control de PST. Bajo este esquema, si el generador de vapor opera al 100 % de carga, la emisión de PST alcanza valores de 600  $mg/m^3N$  rebasando por mucho el valor de la norma.

La operación deficiente del estabilizador de flama y el atomizador de combustible origina los siguientes problemas al proceso de combustión de un generador de vapor:

- Ensuciamiento del hogar y tubos de intercambio de calor
- Deterioro del estabilizador de flama y atomizador de combustible
- Disminución de la disponibilidad por ensuciamiento
- Alta emisión de contaminantes (PST y  $NO_x$ ) a la atmósfera

- Altos costos por mantenimientos
- Operación a bajas cargas



**Figura 1.9** Esquema del quemador frontal del generador de vapor con estabilizador de flama original.

Si bien, los generadores de vapor presentan un ensuciamiento normal por su operación, en el caso de este generador se presenta un ligero ensuciamiento en las paredes del hogar y un ensuciamiento mayor de escoria en el piso del generador, que alcanza los dos metros de altura y que se produce por el ensuciamiento en el banco de tubos del sobrecalentador de donde se desprende la escoria y se acumula en el piso. Esta presencia de escoria se debe a la mala combustión que se tiene en los quemadores al estar operando con los difusores y atomizadores originales.

Además de lo anterior, el estabilizador de flama del quemador produce una flama corta, ancha y pegada al difusor, lo que ocasiona que el estabilizador esté expuesto a altas temperaturas provocando que se quemé y generando un mal funcionamiento del mismo. Un proceso de combustión deficiente provoca problemas operativos y un tiempo de vida corto del estabilizador original (seis meses).

El deterioro acelerado de los estabilizadores de flama ocasiona que se tenga una indisponibilidad de la unidad, en primer lugar por decremento o disminución de carga y después por mantenimiento de la unidad y/o cambio de los difusores ocasionando pérdidas económicas por generación y altos costos por mantenimiento.

En la figura 1.10 se muestra un ejemplo del tipo de ensuciamiento que se presenta en los bancos de tubos, causado por un deficiente proceso de combustión. En las figuras 1.11 y 1.12 se muestra el estado de los estabilizadores de flama de tipo plato después de seis meses de operación del generador de vapor, lo cual se debe principalmente a que el frente de flama generado por la zona de recirculación del estabilizador se encuentra pegado al difusor.





**Figura 1.10** Ensuciamiento en el banco de tubos del generador de vapor.



**Figura 1.11** Deterioro del estabilizador *Bluff Body* después de seis meses de operación.

Ante esta situación, la central termoeléctrica solicitó al Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE) el rediseño del estabilizador de flama y del atomizador de combustible. En la gerencia de Procesos Térmicos se realizó el trabajo mediante la experimentación a escala y la modelación de dinámica de fluidos de diferentes estabilizadores, obteniéndose un



diseño de 12 álabes curvos, con un diámetro de 18 pulgadas (457.2 mm) y ángulos en la periferia y centro de 10 y 60 grados respectivamente.

Los resultados que se obtuvieron de la evaluación de este prototipo de estabilizador de flama en el generador de vapor, son los siguientes:

- Disminución de la emisión de PST ( $400 \text{ mg/m}^3\text{N}$ ) sin incremento de  $\text{NO}_x$
- Menor consumo de combustible
- Operación con menor exceso de aire
- Mayor factor de planta
- Vibración del generador de vapor a 75 % de carga
- Ensuciamiento en el *quarl* y en las paredes donde se localizan los quemadores
- Retroceso de gases hacia el quemador



**Figura 1.12** Desgaste de los estabilizadores *Bluff Body* del generador de vapor.

Lo anterior motivó a desinstalar los estabilizadores, obligando a la central colocar de nuevo los estabilizadores originales (*Bluff Body*). Por lo que en el Instituto se continuó con el proyecto para desarrollar un nuevo diseño del difusor, del cual surge este trabajo de tesis.

Con base a lo antes expuesto, el problema principal a resolver es mejorar el proceso de combustión, sin provocar vibración en el generador de vapor.

Para obtener un diseño óptimo del estabilizador de flama, el presente trabajo se estructuró en tres etapas. La primera se refiere a una etapa experimental, en donde se determinan los perfiles de velocidad que un difusor de álabes curvos de aluminio produce en un modelo de

escala 1:2, hecho de acrílico, del quemador de la central termoeléctrica en estudio utilizando un tubo de *Pitot* de cinco orificios. El siguiente paso es la comparación de los resultados experimentales con resultados de simulación numérica utilizando el software de modelación de dinámica de fluidos computacional, *Fluent*®. En este punto se realiza un análisis comparativo de los resultados experimentales con respecto a la densidad de la malla del modelo virtual y con resultados numéricos al emplear dos modelos de turbulencia. Como resultado de esta etapa se establece la densidad de malla y el modelo de turbulencia que serán utilizados para la optimización del diseño del difusor. En la tercera etapa se evalúan aerodinámicamente con *Fluent*® el diseño original del difusor, el prototipo de 12 álabes curvos, antes mencionado, y una serie de estabilizadores que resultaron de la modificación de parámetros geométricos del estabilizador de flama, como son: los ángulos del centro y periferia, el diámetro del difusor y el número de álabes. Esto con el objetivo de evaluar la influencia que tienen estos parámetros en la formación de la zona de recirculación, en la caída de presión y en la turbulencia que éstos generan para alcanzar una mejora sustancial en el diseño del estabilizador de flama. Las tres etapas descritas corresponden a los capítulos 3, 4 y 5 de este trabajo.

## Nomenclatura

$G_\phi$	Flujo axial de momento angular [J]
$G_x$	Flujo axial de momento axial [N]
$P$	Presión estática [Pa]
$R$	Diámetro externo del estabilizador [m]
$S$	Número de giro [adimensional]
$U$	Componente de velocidad axial [m/s]
$W$	Componente de velocidad tangencial [m/s]
$\rho$	Densidad del aire [ $\text{kg/m}^3$ ]

## Referencias

1. Martínez Flores Marco Antonio, **Modelación fluidodinámica de quemadores tangenciales correspondiente a un generador de 973,959 kg/h usado para la generación de energía eléctrica**. Tesis de Licenciatura, UNAM, México D.F., 1984.
2. Huerta Espino Mario, **Caracterización fluidodinámica de un quemador para combustible líquido**. Tesis de Licenciatura, Universidad Veracruzana, Veracruz, 1987.
3. Martínez Flores Marco Antonio, **Caracterización física de los patrones de flujo en un modelo de hogar de un generador de vapor**. Tesis de Maestría, UNAM, México D.F., 1988.
4. Barrios B. Esteban, **Patrones y características de flujo de un modelo a escala del**

- hogar de una caldera con quemadores tangenciales.** Tesis de Maestría, UNAM, México D.F., 1988.
5. Martínez F. José Oscar, **Caracterización en frío de estabilizadores de flama utilizados en generadores de vapor de las centrales termoeléctricas.** Tesis de Maestría, UNAM, México D.F., 1992.
  6. Santiago Hernández Zaidel, **Evaluación fluidodinámica de los estabilizadores de flama para quemadores tipo celda.** Tesis de Licenciatura, Universidad Veracruzana, Veracruz, 1998.
  7. Espinoza Garza Jesús, Linares López Raúl, Villanueva Contreras Pedro, **Teoría y pruebas de combustión,** Comisión Federal de Electricidad, México, 1991.
  8. W. J. D. Brooks, **Power station oil burner systems for low excess air operation,** Institute of Fuel, Central Electricity Generating, Board, Grindall House, 1964
  9. Lawn, Hart. **Combustión de carbón y petróleo en calderas para plantas eléctricas,** Laboratorios Centrales de Investigación y laboratorios de Energía en Marchwood, Inglaterra, 1985
  10. Dixon, Graham Thomas, **Fundamentals of gas Burner Design,** Tesis doctorado, Departamento de Tecnología del combustible e ingeniería química, Universidad de Sheffield, Inglaterra, 1970.
  11. Beer J. M. **Turbulent flames in rotating flow systems.** North American Fuel Technology, conference in Ottawa, Canadá, 1970
  12. Syred N, et al. **Effect of Internal recirculation on stability, combustion intensity on radiation of pressure jet oil flames.** Institute für Gestechnik. Feuerungstechnik und Wasserchemie der Universität Karlsruhe, 1967.
  13. Salvi Giuliano. **La combustión, teoría y aplicaciones.** Ed. Dosst, S. A. Madrid, 1980
  14. Beer J. M. Y Chigier N. A., **Combustion aerodynamics.** Krieger Pub. Co., Florida, USA. 1972
  15. Beer J. M., **On the stability and combustion intensity of pressure-jet oil flames.** International Flame Research Foundation, July 1964
  16. Prontuario de Datos Técnicos, **Central Termoeléctrica “José Aceves Pozos”,** Comisión Federal de Electricidad, Gerencia Regional de Producción Noroeste, Subgerencia Regional de Generación Norpacífico, 1991
  17. NOM-085-ECOL-1994, **Norma Oficial Mexicana, Contaminación atmosférica – Fuentes fijas,** Diario Oficial de la Federación, 2 de diciembre, 1994

# DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

---

---

## 2.1 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL, *CFD*

El flujo de fluidos y la transferencia de calor son fenómenos aplicados a la mayoría de los procesos de la industria. Las propiedades del fluido, los patrones de flujo y la distribución de temperatura están íntimamente relacionados con la forma y el tamaño del equipo de proceso. A menudo, las condiciones óptimas del flujo dan lugar a mejoras en el funcionamiento del equipo y también en el proceso de producción del producto. El conocimiento del flujo y sus características asociadas son igualmente importantes para analizar, mejorar y diseñar equipos.

El estudio del campo de flujo de fluidos se ha extendido más allá de los casos tradicionales como es el análisis aerodinámico de aviones, automóviles, el diseño de hélices de helicópteros hasta incluir casos más complejos que involucran reacciones químicas y procesos con una variedad de fluidos líquidos y gaseosos.

En el pasado, la experimentación y las pruebas en túneles de viento han sido utilizadas para caracterizar y visualizar el flujo. Con el advenimiento de las computadoras, los ingenieros pueden utilizar una nueva técnica llamada dinámica de fluidos computacional, *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*).

La dinámica de fluidos computacional ha sido definida de muchas formas, principalmente como: "la disciplina que utiliza procesadores computacionales para modelar numéricamente todos los flujos de interés en ingeniería" o de forma específica como "la ciencia que permite obtener una solución numérica de las ecuaciones que describen un campo de fluido, presentando esa solución a lo largo del espacio o el tiempo para obtener una descripción numérica completa del campo de fluido de interés" [1, 2].

En general, la dinámica de fluidos computacional se puede definir como la herramienta que predice el flujo de fluidos y la transferencia de calor y masa de fenómenos relacionados con la turbulencia, combustión, cambio de fase, reacciones químicas y equipos de rotación, mediante la solución de las ecuaciones matemáticas fundamentales que gobiernan estos procesos usando métodos numéricos en una computadora.

Los resultados de los análisis de *CFD* proporcionan información relevante (regiones de recirculación y estancamiento del flujo, identificación de áreas calientes, caídas de presión, tiempo de residencia, entre otros) para el análisis de problemas o deficiencias existentes en

procesos, productos o equipos, para estudios de nuevos diseños y rediseños así como para el desarrollo de productos.

### 2.1.1 Historia de CFD

*Graves Jr.*, comenta que “*Newton* proporcionó la primera introducción verdadera y formulación matemática de las leyes básicas del movimiento de fluidos. La modelación matemática de fluidos ideales progresó expansivamente después de *Newton* con científicos como *D’Alembert*, *Euler*, *Langrage* y *Helmholtz*” [3].

En un análisis de la CFD las ecuaciones básicas son las de *Navier-Stokes*, las cuales fueron presentadas en 1822 por *Claude-Luis Navier* y derivadas independientemente por *George Gabriel Stokes* en 1845. Estas ecuaciones relacionan las presiones y velocidades locales dentro de un campo de fluidos en movimiento las cuales se derivaron del principio básico de la segunda ley de *Newton*.

Hacia finales del siglo XIX, el desarrollo de la ciencia de dinámica de fluidos se encontraba en dos diferentes direcciones: teoría pura y experimentación pura. El inicio del siglo XX vio emerger una fusión entre estas líneas, esto se debió principalmente al reconocido trabajo de *Prandtl*, quien introdujo el concepto de capa límite en 1904 y de la teoría de longitud de mezcla en 1925.

En 1928, *Courant*, *Friedrich* y *Levy* realizaron un artículo que representó el primer paso para el desarrollo de métodos numéricos de la CFD. Mas tarde, en los 40’s, *Von Neumann* y *Richtmeyer* desarrollaron el método viscoso artificial para capturar ondas expansivas.

La dinámica de fluidos computacional, como tal, tuvo sus orígenes en la década de los 60s sin embargo, no fue hasta la siguiente década en que los resultados de esta nueva forma de resolver problemas de fluidos fueron publicados. La industria de servicios asociada a esta nueva herramienta apareció a principios de los 80, alcanzando su máxima expresión en la siguiente década gracias al gran avance de la industria de los procesadores para computadoras y en combinación con el desarrollo de algoritmos numéricos exactos y de modelos físicos los cuales permitieron el desarrollo de la CFD. Desde entonces, su crecimiento ha sido vertiginoso y su uso complementado con teoría y experimentos ha propiciado una mayor aceptación de la dinámica de fluidos en la solución de problemas complejos y difíciles de analizar teórica o experimentalmente.

El desarrollo de procesadores más rápidos y el uso de algoritmos matemáticos más completos ha permitido que universidades y empresas creen códigos de CFD, entre los códigos más conocidos de modelación de dinámica de fluidos se encuentran: *Fluent*, *Star CD*, *CFX*, *ICEM*, *Flow 3D*, *Numeca*, *Phoenix*, entre otros. En la Gerencia de Procesos Térmicos del Instituto de Investigaciones Eléctricas, se cuenta con el software *Fluent*, el cual se ha utilizado en diferentes proyectos de investigación, así como para el desarrollo del presente trabajo.

### 2.1.2 Beneficios de *CFD*

*CFD* es una herramienta para predecir lo que sucedería en un sistema cuando éste se encuentra bajo circunstancias desconocidas. Además, ayuda a contestar muchas preguntas del tipo ¿qué pasaría si ...? de una manera rápida por medio de la computadora. También, ayuda a desarrollar conocimientos técnicos y a entender el comportamiento del fluido en cualquier equipo.

*CFD* ayuda a reducir el ciclo de desarrollo y diseño. Cualquier diseño de proceso o equipo involucra la optimización de varios parámetros de diseño. Los costos por probar prototipos de todos los parámetros pueden ser excesivos. *CFD* ayuda a simular las características del flujo y su fenómeno relacionado (distribución de temperatura, velocidad...), de varias opciones de diseño, mediante una computadora, para llegar a pocas opciones de diseño. Esto reduce las pruebas físicas y el tiempo de diseño, obteniendo ahorros en horas hombre y en costos de operación. La introducción y el conocimiento obtenido de las simulaciones en *CFD*, proporcionan confianza adicional para proponer diseños reduciendo el factor de riesgo, evitando la necesidad de realizar diseños sobre-especificados o sobredimensionados.

*CFD* ayuda a entender y a diagnosticar los mecanismos defectuosos en un proceso así como a corregirlos. Cuando éstos no funcionan correctamente o el equipo es ineficiente, *CFD* ayuda a identificar las causas, evaluando varias soluciones y alcanzando un rediseño rápidamente. Las mejoras resultantes se implementan con el mínimo de tiempo muerto y riesgo.

En suma, la modelación de *CFD* es una herramienta que permite entender problemas de flujo de fluidos que serían demasiado costosos o físicamente inaccesibles de explorar utilizando sólo técnicas experimentales, especialmente en ambientes inhóspitos como hornos y reactores.

### 2.1.3 Aplicaciones de *CFD*

*CFD* se utiliza en casi todos los sectores industriales, ejemplo de esto son las industrias: química (reactores, sistemas de calentamiento y enfriamiento, separadores, destiladores, etc.), de generación eléctrica (combustión), metalúrgica (hornos), automotriz (sistemas de enfriamiento, diseño aerodinámico), electrónica (enfriamiento de *microchips*), aeroespacial (combustión, aerodinámica), turbomaquinaria (combustión, análisis de fractura), biomédica (diseño de equipos médicos, modelación de fluidos fisiológicos), alimentos (sistemas de mezclado, diseño de equipos), ambiental (emisión de contaminantes) y otras industrias donde el flujo de fluidos, la transferencia de masa y energía son importantes.

Dentro del mercado de generación eléctrica se requiere que los productores busquen nuevas e innovadoras estrategias para satisfacer la demanda de energía y las normas de emisiones contaminantes al menor costo posible. Al mismo tiempo, los avances tecnológicos en equipos de planta y turbinas de gas están desempeñando un papel importante en la nueva formación del mercado de generación eléctrica. Ingenieros e investigadores están buscando soluciones innovadoras como las celdas de combustible y las fuentes de energía renovable.



Las tecnologías de generación eléctrica como térmica, hidroeléctrica y nuclear, se han beneficiado de la dinámica de fluidos computacional. Su aplicación en la industria eléctrica incluyen: ductos de aire, quemadores, hornos, precipitadores electrostáticos, ventiladores, turbinas, intercambiadores de calor, compresores, bombas, reactores nucleares, tratamiento de residuos y emisiones atmosféricas.

En el campo de los quemadores, la modelación con *CFD* ayuda a identificar factores que permitan reducir emisiones contaminantes y a mejorar la eficiencia de la combustión, utilizando pocos prototipos y con tiempos y costos de diseño reducidos. También puede ayudar a reducir los costos de operación y a corregir problemas de mantenimiento relacionados al flujo, de manera rápida, con menor riesgo y con pocas salidas de operación de la planta. Durante el rediseño, se pueden validar los cambios de diseño y asegurarse de su funcionamiento antes de la instalación.

Los flujos en hornos y quemadores se pueden modelar fácilmente utilizando *CFD*. El impacto de los cambios de diseño en la temperatura de flama y la formación de contaminantes pueden examinarse. Regiones de alta temperatura y coeficientes locales de transferencia de calor pueden determinarse, teniendo en cuenta el estudio de esfuerzos térmicos, confiabilidad y tiempo de vida útil.

### Diseño de quemadores

En generadores de vapor la mala distribución del flujo de aire a los quemadores conduce a efectos adversos sobre el proceso de combustión, como la reducción en la eficiencia del horno, el incremento de agentes contaminantes como partículas suspendidas totales (PST), NO<sub>x</sub>, CO así como la creación de una combustión sub-estequiométrica en algunas áreas, y la generación de flamas excesivamente calientes en otras áreas. La medición física de un desequilibrio en los flujos de aire en el quemador es difícil. En este caso, la *CFD* es una herramienta muy útil para determinar el grado de una mala distribución y realizar los cambios en la geometría del quemador modelado, para mejorar el patrón o perfil del flujo.

Se han realizado trabajos con *CFD* para el diseño y estudio de quemadores en centros de investigación como las universidades de *Leeds*, *Cardiff*, *Nottingham* en el Reino Unido, de *Florenzia* y el *Politécnico de Milán* en Italia, así como de industrias de ingeniería, desarrollo y construcción de quemadores, hornos, generadores de vapor y equipos de combustión como: *ALSTOM*, *John Zink*, *ABB*, *Babcock & Wilcox*, *NAT-COM (National Combustion Equipment)*, *COEN (Coen Company Inc.)*, *ERC (Emissions Reduction Concepts GmbH)* entre otras. Su aplicación también se ha extendido a firmas de consultoría y servicios como *ESA (Energy Systems Associates)*, *RJM (RJM Corporation)* entre otras.

De la experiencia en las instituciones mencionadas, el uso de *CFD* como herramienta de análisis y diseño de equipos y sistemas que involucran fluidos y en específico en equipos de combustión, se ha observado el beneficio y aceptación que ésta tiene en el campo de la ingeniería, investigación y desarrollo.

### 2.1.4 Metodología para el análisis de *CFD*

La teoría de la dinámica de fluidos computacional se ha aplicado a través de los códigos *CFD*, siendo este el término genérico que describe la solución, por métodos numéricos, de las ecuaciones fundamentales del campo del fluido (ecuaciones de *Navier-Stokes*) [4, 5, 6], acopladas con otras ecuaciones.

Actualmente se ha generalizado el uso de varias técnicas de solución numérica (diferencias finitas y volúmenes finitos) cuyas diferencias estriban principalmente en la forma de aproximar las variables de flujo y en el proceso de discretización empleado [4, 5]. En general, puede afirmarse que el Método de Volúmenes Finitos (*MVF*) fue originalmente desarrollado como una formulación especial de las Diferencias Finitas. La formulación de volúmenes finitos se realiza a partir de las ecuaciones de conservación de masa, momento, energía y especies químicas en su forma integral, mientras que los métodos de diferencias finitas se basan en las ecuaciones diferenciales [4, 5]. La aplicación de los métodos de volúmenes finitos a códigos de *CFD* está ampliamente extendida y aceptada [5], sobre todo en el ámbito de desarrollo de códigos comerciales.

La aplicación de un código de *CFD* requiere la secuencia de las siguientes etapas:

1. Establecimiento de las hipótesis de partida y justificación de las mismas (identificación del dominio a modelar)
2. Construcción de la geometría
3. Generación de una malla para discretizar las superficies y volúmenes
4. Establecimiento de las condiciones de frontera
5. Introducción de las propiedades físicas y químicas necesarias
6. Selección de las ecuaciones que describen los fenómenos físicos y químicos a modelar (fluido, combustión, radiación, etc.)
7. Establecimiento de los modelos matemáticos para la solución numérica
8. Solución por métodos numéricos de las ecuaciones discretizadas
9. Obtención y visualización de los resultados
10. Revisiones al modelo

En la práctica las diez etapas mencionadas anteriormente se agrupan en tres etapas globales (comúnmente aceptadas en cualquier aplicación de *CFD*): pre-procesamiento (etapas 1 a 5), procesamiento (etapas 6 a 8) y post-procesamiento (etapa 9 y 10), figura 2.1.

Como se mencionó anteriormente, existen universidades y empresas que se dedican al estudio y análisis para mejorar los diseños de quemadores que se encuentran en operación, así como al desarrollo de nuevos y más eficientes. En estos estudios se han incluido quemadores para gas [10-16], carbón [7-10] y combustóleo [10, 11, 16, 17]. Este trabajo de investigación se enfocará a los quemadores de combustóleo de generadores de vapor de centrales termoeléctricas. De la revisión de los trabajos consultados, se observó que el modelo de turbulencia más utilizado para la modelación de los quemadores en *CFD* es el modelo *k-ε* en sus formas: *estándar* [7, 8, 10, 12, 13, 15, 17-25], *RNG* [11, 15, 24, 25] y *realizable* [24-26]. Con base en la revisión anterior y para el objetivo de este trabajo, se



utilizará el modelo  $k-\varepsilon$  en sus formas *estándar* y *RNG* y se compararán los resultados de la modelación con resultados experimentales para establecer el modelo más adecuado en el estudio del campo de flujo, con el objetivo de obtener el mejor diseño del estabilizador de flama que se utilizará en el quemador.

## Análisis con *CFD*



Figura 2.1 Esquema de la metodología de análisis con *CFD*

El código comercial de *CFD* que se utilizó para el desarrollo de este trabajo es *Fluent* en su versión 5.5.14, el cual tiene la capacidad de modelar problemas de flujo de fluidos tanto compresibles como incompresibles, laminares o turbulentos. También cuenta con una gran variedad de modelos matemáticos para la solución de fenómenos de transporte (masa, momento, energía y reacciones químicas) en combinación con un *software* para generar geometrías y mallas, llamado *Gambit*, en su versión 1.3.

Para todos los flujos de fluidos, *Fluent* resuelve las ecuaciones de conservación de masa y momento. Para flujos que involucran transferencia de calor o compresibilidad, una ecuación adicional para energía se resuelve. Para flujos que incluyen reacciones químicas o mezcla de especies, una ecuación de conservación de especies se resuelve o se aplica el modelo *PDF* (*Probability Density Function* -función de densidad probabilística) que utiliza las ecuaciones para fracción de mezcla y su varianza. Ecuaciones de transporte adicionales se resuelven cuando el flujo es turbulento.

## 2.2 ECUACIONES DE CONSERVACIÓN

Las simulaciones de procesos de combustión así como estudios aerodinámicos (simulaciones en frío) generalmente implican la solución de flujos turbulentos acompañados de fenómenos de transferencia de calor, de transporte de especies y de reacciones químicas. A continuación se muestran las ecuaciones gobernantes de masa, momento y energía [27].

### Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad se expresa como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0 \quad (2.1)$$

donde  $\frac{\partial}{\partial t}(\rho)$  indica la variación de la densidad del fluido  $\rho$ , con respecto al tiempo  $t$ , y  $\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k)$  es la velocidad espacial de un volumen de control.

### Ecuación de momento

La ecuación de momento está dada por la siguiente expresión:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_j \quad (2.2)$$

donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica.

### Ecuación de energía

La transferencia de calor está gobernada por la ecuación de conservación de energía, como se muestra a continuación:

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial e}{\partial x_k} = -p \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \lambda \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)^2 + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.3)$$

donde  $k$  es la conductividad térmica,  $p$  es la presión y  $e$  es la energía interna.

## 2.3 MODELOS DE TURBULENCIA

En 1937, *von Kármán* definió el término de turbulencia, citando a *Taylor*, de la siguiente forma: “La turbulencia es un movimiento irregular que aparece en fluidos líquidos o gaseosos cuando encuentran un objeto sólido o cuando corrientes vecinas del mismo o diferente fluido se mezclan” [28].

A través del tiempo, para describir el fenómeno de la turbulencia se ha encontrado que el término “movimiento irregular” aún es demasiado impreciso. De forma simple, un movimiento irregular es aquel que generalmente no es periódico y que no puede ser descrito directamente como una función del tiempo y de coordenadas espaciales. Un movimiento irregular también depende de las condiciones iniciales. El problema con la definición de *Taylor-von Kármán* está en que existen flujos no turbulentos que pueden describirse como irregulares.

El movimiento turbulento en efecto es irregular en el sentido que puede ser descrito por las leyes de la probabilidad. Aún cuando las propiedades en un flujo turbulento son extremadamente sensibles a las condiciones de entrada, los promedios estadísticos de las propiedades no lo son. En este sentido, una nueva definición fue establecida por *Hinze* [29]: “El movimiento de un flujo turbulento es una condición irregular del flujo en el cual diferentes cantidades muestran una variación aleatoria con respecto al tiempo y a las coordenadas espaciales, así que estadísticamente los valores promedio pueden ser discernidos.”

Los flujos turbulentos se caracterizan por los campos de velocidad fluctuantes. Esas fluctuaciones mezclan cantidades de transporte como momento, energía y concentración de especies y causa que las cantidades transportadas oscilen de mejor forma. Si bien, existen fluctuaciones de escala pequeña y de frecuencia alta, ambas presentan altos costos desde un punto de vista computacional para simular cálculos de ingeniería prácticos.

### 2.3.1 Clasificación de los modelos de turbulencia

Los procedimientos numéricos que están asociados con los modelos de turbulencia para hacer métodos de cálculo completos pueden dividirse en dos tipos: diferenciales e integrales. Los métodos diferenciales involucran suposiciones directas para los esfuerzos de *Reynolds* en un punto, buscando la solución de las ecuaciones gobernantes en su forma parcial.

Los métodos integrales involucran los parámetros integrales del coeficiente de fricción de película, el parámetro de forma, etc. Para flujos en 2D, la solución del sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias incluye variables dependientes (provenientes de los parámetros del perfil) y una variable independiente (que es la coordenada espacial). En flujos tridimensionales, se resuelven las ecuaciones diferenciales parciales en el plano de la capa. La diferencia que existe en los métodos de cálculo es el modelo de turbulencia en lugar del procedimiento numérico.

La ventaja de los métodos diferenciales es que las restricciones y errores (inexactitudes) que surgen de la necesidad de parametrizar los perfiles de velocidad se evitan. Los métodos diferenciales introducen, substancialmente, mayor información detallada acerca de la turbulencia.

Un modelo de turbulencia es una ecuación semi-empírica que correlaciona la fluctuación de las variables promedio del flujo con constantes proporcionadas de investigaciones experimentales. Cuando esta ecuación se expresa como una ecuación algebraica, entonces se refiere al modelo de ecuación cero. Cuando se usan ecuaciones diferenciales parciales, entonces se refiere a modelos de una ecuación o de dos ecuaciones, dependiendo del número de ecuaciones diferenciales que utilice.

De esta forma, los modelos de turbulencia pueden clasificarse en función del número de ecuaciones diferenciales como se muestra a continuación [30]:

- I. Modelo de ecuación cero (modelos algebraicos)
- II. Modelo de una ecuación
- III. Modelo de dos ecuaciones
- IV. Modelo de ecuaciones de esfuerzos.

La mayoría de los modelos, clase I a III, utilizan el modelo de viscosidad de vórtices de *Boussinesq*. *Bradshaw* [31] en cambio, supone que la relación  $\tau/\rho k$  es constante, en la frontera de los flujos de capa. Aquí  $\tau$  es el esfuerzo cortante y  $k$  es la energía cinética turbulenta. Es importante notar que en este caso las ecuaciones de continuidad y momento promedio forman un sistema hiperbólico en contraste con el sistema parabólico obtenido con el uso de los modelos de viscosidad de remolino [33]. En otros modelos donde no se supone el uso de la viscosidad de remolino (clase IV) se obtienen los esfuerzos de *Reynolds* a partir de una ecuación diferencial.

El modelo de ecuación cero, sólo usa la ecuación diferencial parcial para el campo de flujo promedio y no para las ecuaciones de transporte de turbulencia [33]. Los modelos II a IV se identifican como “ecuaciones de transporte.”

### Modelo de ecuación cero

El más simple de todos los modelos se describe en forma algebraica. Estos modelos usan la aproximación de *Boussinesq* para calcular el tensor de esfuerzos de *Reynolds* como el producto de una viscosidad de vórtices (*eddy viscosity*) y el tensor promedio de la tasa de tensión (*mean strain-rate tensor*). Por simplicidad computacional, la viscosidad de vórtices, se calcula frecuentemente en términos de una longitud de mezcla. La viscosidad de vórtices y por lo tanto la longitud de mezcla depende del flujo. En consecuencia, estos parámetros deben especificarse por adelantado y de manera simple, a través de una relación algebraica entre la viscosidad de vórtices y las escalas de longitud del flujo promedio.

El primer modelo de turbulencia propuesto, es la hipótesis de longitud de mezcla de *Prandtl* [34], el cual aún es utilizado. Emplea el concepto de viscosidad de vórtices con el que relaciona los términos de transporte turbulento con el gradiente local de cantidades de flujo promedio. *Cebeci y Smith* [35] refinaron el modelo de viscosidad de vórtices/longitud de mezcla (*eddy-viscosity/mixing-length*) hasta el punto en que puede ser utilizado con mucha certidumbre para la mayoría de capas límite unidas. Para reducir algunos problemas que se presentaban al definir la escala de longitud turbulenta del espesor de la capa desprendida, *Baldwin y Lomax* [36] propusieron un modelo algebraico alternativo el cual ha sido utilizado por muchos años.

### Modelo de una ecuación

De las cuatro clases de modelos listados anteriormente, el modelo de una ecuación es el menos popular y exitoso. Quizás el modelo más exitoso de este tipo es el formulado por *Bradshaw, Ferriss y Atwell* [31]. En el *Stanford Conference on Computation of Turbulent Boundary Layers* [38] los mejores modelos de turbulencia del día fueron probados contra los mejores datos experimentales del día. De todos los modelos utilizados, el modelo de *Bradshaw, Ferriss y Atwell* fue el que mejor reprodujo las características del flujo medido. A partir de entonces existe un interés renovado en los modelos de una ecuación basados en una ecuación postulada para la viscosidad de vórtices [38-40]. Este trabajo ha sido motivado sobre todo por la facilidad con la cual tales ecuaciones del modelo se pueden resolver numéricamente, con respecto a los modelos de dos ecuaciones y a los de transporte de esfuerzos. De los modelos recientes de una ecuación, el de *Spalart y Allmaras* aparece como el más exacto para aplicaciones prácticas de flujos turbulentos. Los modelos de una ecuación requieren de la solución de una ecuación para la energía cinética turbulenta,  $k$ . La energía cinética turbulenta se deriva de las ecuaciones de *Navier-Stokes*.

### Modelo de dos ecuaciones

Si bien, el modelo  $k-\omega$  de *Kolmogorov* [41] fue el primero de este tipo, este no se aplicaba porque requería de un mejor procesador de cómputo. En gran medida, el trabajo más extenso sobre modelos de dos ecuaciones ha sido hecho por *Launder y Spalding* [42] y continua siendo utilizado por estudiantes e investigadores. El modelo de *Launder* también se le conoce como el modelo de longitud de mezcla y es el modelo de dos ecuaciones de mayor uso. Aunque el modelo ha demostrado resultados poco favorables para flujos con gradientes de presión contrarios [43-46] éstos no han desalentado su uso. Sin el conocimiento previo del trabajo de *Kolmogorov*, *Saffman* [47] formuló el modelo  $k-\omega$  el cual presenta mayor ventaja sobre el modelo  $k-\varepsilon$ , especialmente para integrar a través de subcapas viscosas y para predecir los efectos de los gradientes de presión inversos. Existen trabajos que han promovido el desarrollo y aplicación de los modelos  $k-\omega$  [44, 48-51]. De acuerdo a *Lakshminarayana* [52], el modelo  $k-\omega$  es el segundo modelo de turbulencia de dos ecuaciones más utilizado después del modelo  $k-\varepsilon$ .

Esta clase de modelo es la más utilizada en los últimos años en la solución de problemas

de ingeniería. La característica de este modelo es eliminar la necesidad de especificar la escala de longitud de turbulencia como una función de la posición en el flujo, incorporando una segunda ecuación diferencial. Es decir, estos modelos resuelven dos ecuaciones diferenciales. Por ejemplo, para el modelo  $k-\varepsilon$  las ecuaciones que se resuelven son una ecuación para la energía cinética turbulenta  $k$  y otra para su velocidad de disipación,  $\varepsilon$ .

### Modelo de ecuaciones de esfuerzos

En la década de los setenta, el desarrollo de los procesadores para computadoras, hizo posible el desarrollo de este tipo de modelos. Los trabajos más importantes en este aspecto son los desarrollados por *Donaldson y Rosenbaum* [53], *Daly y Harlow* [54] y *Launder, Reece y Rodi* [55]. Siendo el último, el modelo de esfuerzo de transporte de línea base. Contribuciones recientes hechas por *Lumley* [56], *Speziale* [57-59] y *Reynolds* [60] han agregado un rigor matemático para acercarse al proceso. De cualquier forma, debido al gran número de ecuaciones y complejidad involucrada en los modelos de esfuerzos de transporte, hasta el momento su aplicación no es muy extensa en comparación a los modelos algebraicos y de dos ecuaciones.

A continuación se describen los modelos de turbulencia de dos ecuaciones, específicamente los modelos de turbulencia  $k-\varepsilon$ , ya que éstos se utilizan para el desarrollo de este trabajo de investigación.

#### 2.3.2 Descripción del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$

El fenómeno de la turbulencia en fluidos es uno de los problemas de la física más interesante y más antiguo que se encuentra sin resolver. Esto se debe a la falta de modelos matemáticos que se puedan aplicar de forma general. Por lo tanto, para dar una solución a los problemas de flujos turbulentos éstos se deben resolver de forma local, donde los efectos de turbulencia se introduzcan por medio de modelos que combinen aspectos empíricos y teóricos. Frecuentemente se asocia a la turbulencia con las ideas de caos, desorden, y aleatoriedad. Una serie de características bien definidas del flujo turbulento son:

- Proceso altamente no lineal
- Un flujo altamente difusivo
- Un flujo completamente tridimensional
- Involucra múltiples escalas de tipo longitud y tiempo
- Dependiente del tiempo (estocástico) con propiedades estadísticas identificables
- Flujo disipativo

Se considera que las ecuaciones de *Navier-Stokes* describen completamente el fenómeno del flujo turbulento, por lo que su uso y aceptación se ha extendido. De ahí que naturalmente se intente resolver dichas ecuaciones en forma directa (numérica), para la

solución de un problema dado. Realizando un proceso de promedio adecuado a las ecuaciones de *Navier-Stokes*, es posible derivar un flujo medio estándar donde los efectos de turbulencia están contenidos en términos que puedan ser modelados.

Existen modelos de dos ecuaciones en donde los efectos de la turbulencia se representan mediante vórtices isotrópicos o viscosidades turbulentas, mismas que se evalúan empleando dos cantidades; la energía cinética turbulenta  $k$  y su tasa de disipación  $\varepsilon$ , cantidades obtenidas a partir de ecuaciones genéricas de transporte. Al elegir un modelo de turbulencia para solucionar un problema dado es necesario conocer algunas características del flujo, y a la vez conocer las capacidades y limitaciones del mismo modelo.

Se puede mencionar que existen tres modelos de dos ecuaciones que evalúan la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación. Estos modelos son: el modelo  $k$ - $\varepsilon$  estándar [42], el modelo  $k$ - $\varepsilon$  *RNG* [61] y el modelo  $k$ - $\varepsilon$  realizable [62].

Estos modelos tienen formas similares con las ecuaciones de transporte para  $k$  y  $\varepsilon$ . Las principales diferencias que existen en los modelos son los siguientes:

- El método para calcular la viscosidad turbulenta,
- Los números de *Prandtl* turbulentos que gobiernan la difusión turbulenta de  $k$  y  $\varepsilon$
- Los términos de generación y destrucción en la ecuación para  $\varepsilon$

A continuación se describen los modelos de turbulencia  $k$  y  $\varepsilon$  estándar y *RNG*.

### 2.3.2.1 Modelo de turbulencia $k$ - $\varepsilon$ estándar

Los “modelos completos” de turbulencia más simples son los modelos de dos ecuaciones, en los cuales la solución de dos ecuaciones de transporte separadas permite que la velocidad turbulenta y las escalas de longitud se determinen de forma independiente. El modelo  $k$ - $\varepsilon$  estándar se encuentra dentro de esta clase de modelos de turbulencia y se ha convertido en el modelo más utilizado en el desarrollo de cálculos de flujo en problemas prácticos de ingeniería. Su robustez, economía y exactitud razonable para una amplia gama de flujos turbulentos explican su popularidad en simulaciones de flujos industriales y de transferencia de calor.

El modelo de turbulencia  $k$ - $\varepsilon$  estándar es un modelo semi-empírico basado en los modelos para la energía cinética turbulenta ( $k$ ) y de la velocidad de disipación turbulenta ( $\varepsilon$ ). El modelo de la ecuación de transporte para  $k$  se deriva de una ecuación, mientras que la deducción de la ecuación para  $\varepsilon$  se utilizó un razonamiento en aspectos físicos y matemáticos.

En la derivación del modelo  $k$ - $\varepsilon$ , se supone que el flujo es completamente turbulento y los efectos de la viscosidad molecular son insignificantes. Este modelo de turbulencia es el más utilizado. Sus principales ventajas son un tiempo corto en la solución del modelo, cálculos estables y resultados razonables para una buena cantidad de flujos.



### Ecuaciones de transporte para el modelo $k$ - $\varepsilon$ estándar

La energía cinética turbulenta  $k$ , y su velocidad de disipación  $\varepsilon$ , se obtienen de las siguientes ecuaciones de transporte:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2.5)$$

y

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.6)$$

Donde,  $G_k$  representa la generación de la energía cinética turbulenta producida por los gradientes de velocidad media.  $G_b$  es la generación de energía cinética turbulenta debida a las fuerzas de flotación.  $Y_M$  representa la contribución de la dilatación de la fluctuación en turbulencia compresible para la velocidad de disipación total. Las constantes  $\sigma_k$  y  $\sigma_\varepsilon$  representan el número de *Prandtl* turbulento para  $k$  y  $\varepsilon$  respectivamente.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  y  $C_{3\varepsilon}$  son constantes de este modelo de turbulencia.

La modelación de la viscosidad turbulenta se calcula combinando  $k$  y  $\varepsilon$  de la siguiente forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.7)$$

donde  $C_\mu$  es una constante.

Las constantes de este modelo tienen los siguientes valores:  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1.0$  y  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ .

#### 2.3.2.2 El modelo de turbulencia $k$ - $\varepsilon$ RNG

El modelo  $k$ - $\varepsilon$  RNG se deriva de una técnica estadística rigurosa denominada teoría de grupo de renormalización. Es similar en forma al modelo estándar, pero incluye los siguientes refinamientos:

- El modelo RNG tiene un término adicional en la ecuación de  $\varepsilon$  que mejora de forma perceptible la exactitud para flujos filtrados.
- El efecto de giro en la turbulencia está incluido en el modelo RNG.
- La teoría de RNG provee una fórmula analítica para los números turbulentos de *Prandtl*, mientras que el modelo estándar utiliza valores constantes específicos.
- Mientras que el modelo  $k$ - $\varepsilon$  estándar es un modelo para números de *Reynolds* altos, el modelo RNG proporciona una fórmula diferencial derivada analíticamente para la

viscosidad efectiva que considera efectos de números de *Reynolds* bajos. El uso eficaz de esta característica depende del tratamiento apropiado de la región cercana a la pared.

Estas características hacen que el modelo *k-ε RNG* sea más adecuado y confiable para una variedad de flujos que el modelo *k-ε* estándar.

El modelo de turbulencia *k-ε RNG* se deriva de las ecuaciones de *Navier Stokes*, utilizando una técnica matemática llamada “métodos del grupo de renormalización” (*RNG*). La derivación analítica resulta en un modelo con constantes diferentes a las del modelo estándar y en términos y funciones adicionales en las ecuaciones de transporte para *k* y *ε*.

### *Ecuaciones de transporte para el modelo k-ε RNG*

El modelo *k-ε RNG* tiene una forma similar al modelo estándar:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2.8)$$

y

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2.9)$$

Donde,  $G_k$  representa la generación de energía cinética producida por los gradientes de velocidad promedio.  $G_b$  es la generación de energía cinética turbulenta debida a los efectos de flotación.  $Y_M$  representa la contribución de la dilatación de la fluctuación en turbulencia compresible para la tasa de disipación total.  $\alpha_k$  y  $\alpha_\varepsilon$  es el inverso del número de *Prandtl* para *k* y *ε* respectivamente

El procedimiento de la eliminación de la escala en teoría de *RNG* da lugar a una ecuación diferencial para la viscosidad turbulenta:

$$d \left( \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon} \mu} \right) = 1.72 \frac{\vartheta}{\sqrt{\vartheta^3 - 1 + C_v}} d\vartheta \quad (2.10)$$

$$\vartheta = \mu_{eff} / \mu$$

$$C_v \approx 100$$

La ecuación 2.10 se integra para obtener una descripción exacta de cómo el transporte turbulento efectivo varía con el número de *Reynolds* efectivo (o escala de vórtices), permitiendo que el modelo permita manejar números de *Reynolds* bajos y flujos cercanos a la pared.

La ecuación para la viscosidad turbulenta es similar a la del modelo estándar:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{2.11}$$

La diferencia estriba en el valor para  $C_\mu$  donde el valor de  $C_\mu$  usando el modelo *RNG* es 0.0845 y en el modelo estándar es 0.09 el cual se determinó de forma experimental.

Las constantes del modelo  $C_{1\varepsilon}$  y  $C_{2\varepsilon}$  tienen valores derivados analíticamente de la teoría de *RNG*, siendo los valores los siguientes:  $C_{1\varepsilon} = 1.42$  y  $C_{2\varepsilon} = 1.68$ .

En la figura 2.2 se muestra un diagrama de la clasificación de los modelos de turbulencia y su relación con el número de modelos y el costo de solución para cada modelo de turbulencia. Como se puede observa a medida que el modelo requiere de más modelos físicos este requiere de un mayor costo computacional. Los modelos de ecuación cero y una ecuación son los modelos más simples y los más baratos para su solución, en cambio el modelo de esfuerzos de *Reynolds* es de mayor requerimiento en modelos físicos y en costo.

### Clasificación de los modelos de turbulencia

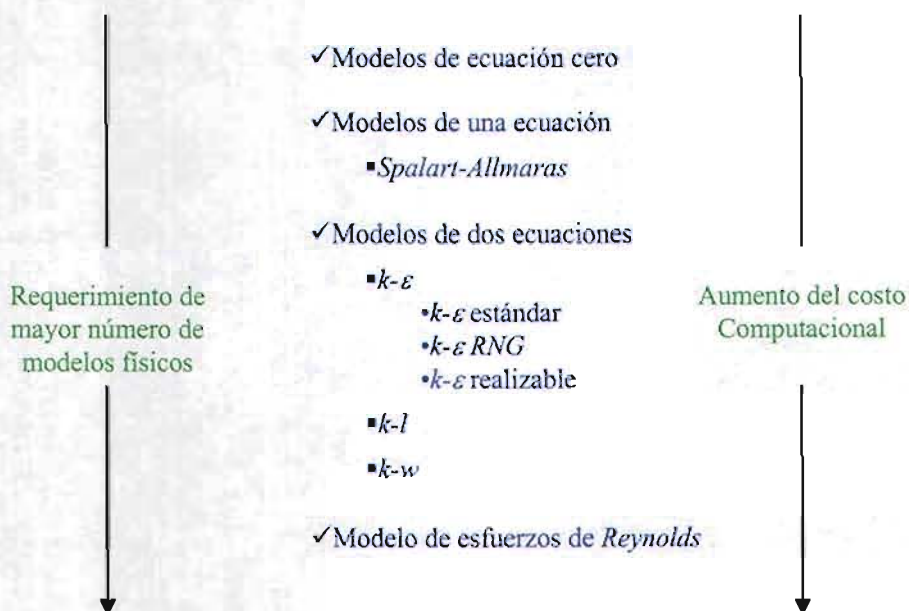


Figura 2.2 Clasificación de los modelos de turbulencia

Como se menciona en el punto 2.1.4 los modelos que más se han utilizado para el diseño de quemadores de gas, carbón y combustóleo son los de dos ecuaciones, en particular el modelo  $k-\varepsilon$ , en sus formas: estándar y *RNG*. Para el desarrollo de este trabajo se empleará este modelo para comparar sus resultados con resultados experimentales y establecer que modelo es el que mejor reproduce la parte experimental; con el fin de contar con los argumentos necesarios para realizar la caracterización del estabilizador de flama y su diseño. El trabajo se realizará para flujo permanente, incompresible y bajo condiciones operativas del sitio.

## Nomenclatura

$C_{1\varepsilon}$	Constante del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$
$C_{2\varepsilon}$	Constante del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$
$C_{3\varepsilon}$	Constante del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$
$C_\mu$	Constante del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$
$e$	Energía interna [J]
$f_j$	Vector de fuerzas de cuerpo [N]
$G_x$	Generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad media
$G_b$	Generación de energía cinética turbulenta debida a las fuerzas de flotación
$k$	Conductividad térmica [W/m-K]
$p$	Presión estática [Pa]
$T$	Temperatura [K]
$t$	Tiempo [s]
$u_k$	Velocidad en la dirección $x_k$ ; $u, v, w$ [m/s]
$x_k$	Posición del vector [ $x, y, z$ ]
$Y_M$	Disipación de la dilatación
$\alpha_k$	Inverso del número de <i>Prandtl</i> para $k$
$\alpha_\varepsilon$	Inverso del número de <i>Prandtl</i> $\varepsilon$
$\varepsilon$	Tasa de disipación turbulenta [ $m^2/s^3$ ]
$k$	Energía cinética turbulenta [J]
$\lambda$	Relación de <i>Stokes</i> [Pa-s] $\lambda = -2/3 \mu$
$\mu$	Viscosidad dinámica [Pa-s]
$\mu_{eff}$	Viscosidad efectiva
$\rho$	Densidad [ $kg/m^3$ ]
$\sigma_k$	Número de <i>Prandtl</i> turbulento para $k$
$\sigma_\varepsilon$	Número de <i>Prandtl</i> turbulento para $\varepsilon$
$\tau$	Esfuerzo cortante [Pa]
$\omega$	Tasa de disipación específica [ $s^{-1}$ ]

## Referencias

1. Pagina web de Langley Learning Technologies Project, <http://ltp.larc.nasa.gov>
2. Pagina web de AEA Technology Engineering Services Inc., [www.software.aeat.com/cfx](http://www.software.aeat.com/cfx)
3. Ranjit, Hira, **Predicting Fluid Flow**, jan-mar 03, sitio web, [www.etfluidpower.com/cover1.html](http://www.etfluidpower.com/cover1.html)
4. S. V. Patankar, **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, Hemisphere Publishing Corporation, 1980
5. H. K. Versteeg, W. Malalasekera, **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**, Longman Group Ltd. 1995
6. J. Warnatz, U. Maas, R. W. Dibble, **Combustion**, Springer 1996
7. E. H. Chui and M. P. Le Blanc, **Modeling the Performance of a Full-Scale Utility Boiler Equipped with Multiple Low NO<sub>x</sub> Burners**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol I, 117-122, 2001
8. I. Iranzo, E. Domingo, C. Cortés, I. Arauzo, **Combustion Characterisation of a Pulverised Coal Utility Boiler Based on CFD Techniques**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol I, 141-147, 2001
9. Dave Laissner, Edmund Schlinder, **Low NO<sub>x</sub> Burner Modification Substantial NO<sub>x</sub> Reduction may be Achieved even from an Existing Low NO<sub>x</sub> Burner**, sitio web [www.rjm.com/pdf/chalkpoint.pdf](http://www.rjm.com/pdf/chalkpoint.pdf)
10. Richard Monro, **Reexamining Conventional Burner Design with Computational Fluid Dynamics Leads to NO<sub>x</sub> Compliance for Less than \$4/kW**, sitio web [www.fluent.com/solutions/articles/ja061.pdf](http://www.fluent.com/solutions/articles/ja061.pdf)
11. S. Sierilä, M. Talvitie, A. Saario and A. Oksanen, **Renewal of a Multi-Burner Furnace –Modelling of Combustion and Emissions Using Low-NO<sub>x</sub> Burners**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol I, 171-177, 2001
12. A. Scherello, M. Brune, St. Rusche, F. Burmeister, A. Al-Halbouni, M. Flamme and M. Lorra, **Advanced Combustion Design Tool for a Prediction of NO<sub>x</sub> Reduction by Means of the Reburning Process**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol I, 199-202, 2001



13. L. P. Rangel, L. M. Fletcher, M. Pourkashanian, A. Williams, P. M. Büchler and B. J. Wills, **Development and Validation of an Ultra-Low NO<sub>x</sub> Burner for the Process Industry**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol III, 1385-1389, 2001
14. K. Rabea, L. M. Fletcher, M. Pourkashanian, A. Williams, M. Haddad and B. J. Wills, **An Assessment of the Influence of Natural Gas Properties on NO<sub>x</sub> Emissions**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol III, 1427-1433, 2001
15. A. Antifora, A. Coghe, T. Faravelli, G. Solero, E. Ranzi A. Frassoldati, **A Model of a Natural Gas Swirl Combustor as a Test-Case for Experimental Analysis and Numerical Simulation**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol III, 1507-1510, 2001
16. Sitio web de Energy Systems Associates, [www.energysystemsassoc.com](http://www.energysystemsassoc.com)
17. Frank Kleine Jäger, Yiming Wu, Jiaosuo Zhang and Heinrich Köhne, **New Low-Emission Process Burners for the Combustion of Light Residual Fuel Oils**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol II, 645-652, 2001
18. Bernd Epple, Bernd Krohmer, Andreas Hoppe, Horst Müller R. Leithner, **CFRD Studies for Boilers Fired with High Ash Containing and Slagging Lignites**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol I, 107-116, 2001
19. S. Sierilä, M. Talvitie, A. Saario and A. Oksanen, **Renewal of a Multi-Burner Furnace –Modelling of Combustion and Emissions Using Low-NO<sub>x</sub> Burners**, Sixth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Oporto Portugal, vol I, 171-177, 2001
20. Sitio web de COEN Company Inc., [www.coen.com](http://www.coen.com)
21. Frederic Aguille and Alain Quinqueneau, **EASA Helps New Burner Project**, sitio web [www.cfdreview.com/application/02/04/12/1828249.shtml](http://www.cfdreview.com/application/02/04/12/1828249.shtml)
22. Fluent Inc., **Computer Analysis Helps Reduce NO<sub>x</sub> 50% at 66% Lower Cost than Retrofit Burners**, sitio web [www.fluent.com/solutions/articles/ja097.pdf](http://www.fluent.com/solutions/articles/ja097.pdf)
23. Scott Drennan, **First Co-Firing Gas Burner, Optimized on Computer, Reduces Particulate Emissions 24%, Saves \$0.13/MMBtu**, sitio web [www.fluent.com/solutions/articles/ja083.pdf](http://www.fluent.com/solutions/articles/ja083.pdf)
24. S. Kucukgokoglan, A. Aroussi, S. J. Pickering, **Prediction of Interactions Between Burners in Multi-Burner Systems**, International Symposium on

- Multiphase Flow and Transport Phenomena, Tekirova, Antalya, Turkey, 2000, sitio web [www.ichmt.org/abstracts/MFTP2000/abstracts/71.pdf](http://www.ichmt.org/abstracts/MFTP2000/abstracts/71.pdf)
25. P. Adami and F. Martelli, **Bluff Body Burner for CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> Turbulent Combustion**, QNET CFD Network Newsletter, Vol. 1, pp 24-26, January 2001, sitio web [www.qnet-cfd.net/news.html](http://www.qnet-cfd.net/news.html)
  26. Sitio web de Energy Systems Associates, [www.energysystemsassoc.com](http://www.energysystemsassoc.com)
  27. I. G. Currie, **Fundamental Mechanics of Fluids**, McGraw-Hill, Inc., USA, 1993.
  28. D. C. Wilcox, **Turbulence Modeling for CFD**, DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1993.
  29. J. O. Hinze, **Turbulence**, McGraw-Hill Publishing Co., New York, 1975
  30. W. C. Reynolds, **Fundamentals of Turbulence For Turbulence Modeling and Simulation**, Lecture Notes for Von Karman Institute Agard Report No. 755, 1987
  31. P. Bradshaw, D. H. Ferris and N. P. Atwell, **Calculation of Boundary-Layer Development Using the Turbulent Energy Equation**, J. Fluid Mech. 28, 593-616, 1967
  32. T. Cebeci, K. C. Chang and P. Bradshaw, **Solution of a Hyperbolic System of Turbulence-Model Equations by the "Box" Scheme**, Comput. Meth. Appl. Mech. Engg 22, 213-227, 1980
  33. G. L. Mellor and H. J. Herring, **A Survey of the Mean Turbulent Field Closure Models**, AIAA Journal, Vol. 11, No. 5, 590-599, 1973
  34. Prandtl L., **Über die ausgebildete Turbulenz**, ZAAM, Vol. 5, pp. 136-139, 1925
  35. Cebeci, T. and Smith, A. M. O., **Analysis of Turbulent Boundary Layers**, Ser. in Appl. Math. & Mech., Vol. XV, Academic Press, Orlando, FL., 1974
  36. Baldwin, B. S. and Lomax, H., **Thin-layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows**, AIAA Paper 78-257, 1978
  37. Coles, D. E. and Hirst, E. A., **Computational of Turbulent boundary Layers-1968 AFORS-IFP-Stanford Conference**, Vol. II, Thermo-Sciences Division, Stanford University, CA., 1969
  38. Baldwin, B. S. and Barth, T. J., **A One-Equation Turbulence Transport Model for High Reynolds Number Wall-Bounded Flows**, NASA TM-102847, 1990 (ver AIAA Paper 91-0610, 1991)

39. Goldberg, U. C., **Derivation and Testing of a One-Equation Model Based on Two Time Scales**, AIAA Journal, Vol. 29, No. 8, pp. 1337-1340, 1991
40. Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., **A One-equation Turbulence Model for Aerodynamic flows**, AIAA Paper 92-439, Reno, NV, 1992
41. Kolmogorov, A. N., **Equations of Turbulent Motion of an Incompressible Fluid**, Izvestia Academy of Sciences. USSR, Physics, Vol. 6, Nos. 1 and 2, pp. 56-58, 1942
42. Launder, B. E. and Spalding, D. B., **Mathematical Models of Turbulence**, Academic Press, London, 1972
43. Rodi, W. and Scheuerer, G., **Scrutinizing the  $k-\varepsilon$  Turbulence Model Under Adverse Pressure Gradient Conditions**, ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 108, pp. 174-179, 1986
44. Wilcox, D. C., **Reassessment of the Scale Determining Equation for Advanced Turbulence Models**, AIAA Journal, Vol. 26, No. 11, pp. 1299-1310, 1988
45. Wilcox, D. C., **Comparison of Two-equation Turbulence Models for Boundary Layers with Pressure Gradient**, AIAA Journal, Vol. 31, No 8, pp. 1414-1421, 1993
46. Henkes, R. A. W. M., **Scaling of Equilibrium Boundary Layers Under Adverse Pressure Gradient Using Turbulence models**, AIAA Journal, Vol. 36, No. 3, pp. 320-326, 1998
47. Saffman, P. G., **A Model for Inhomogeneous Turbulent Flow**, Proc. R. Soc., Lond., Vol. A317, pp. 417-433, 1970
48. Wilcox, D. C. and Alber, I. E., **A Turbulence Model for High Speed Flows**, Proc. of the 1972 Heat Trans. & Fluid Mech. Inst., Stanford Univ. Press, Stanford, CA, pp 231-252, 1972
49. Saffman, P. G. and Wilcox, D. C., **Turbulence-Model Predictions for Turbulent Boundary Layers**, AIAA Journal, Vol. 12, No. 4, pp. 541-546, 1974
50. Wilcox, D. C. and Traci, R. M., **A Complete Model of Turbulence**, AIAA Paper 76-351, San Diego, CA., 1976
51. Wilcox, D. C. and Rubesin, M. W., **Progress in Turbulence Modeling for Complex Flow Fields Including Effects of Compressibility**, NASA TP-1517, 1980
52. Lakshminarayana, B., **Turbulence Modeling for Complex Shear Flows**, AIAA Journal, Vol. 24, No. 12, pp. 1900-1917, 1986

53. Donaldson, C. duP. And Rosembaum, H., **Calculation of the Turbulent Shear Flows Through Closure of the Reynolds Equations by Invariant Modeling**, ARAP Report 127, Aeronautical Research Associates of Princeton, Princeton, NJ, 1968
54. Daly, B. J. and Harlow, F.H., **Transport Equations in Turbulence**, Physics of Fluids, Vol. 13, pp. 2634-2649, 1970
55. Launder, B. E., Reece, G. J. and Rodi, W., **Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure**, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 68, Pt. 3, pp. 537-566, 1975
56. Lumley, J. L., **Computational Modeling of Turbulent Flows**, Adv. Appl. Mech., Vol. 18, pp. 123-176, 1978
57. Speziale, C. G., **Modeling the Pressure-Gradient-Velocity Correlation of Turbulence**, Physics of Fluids, Vol. 28, pp. 69-71, 1985
58. Speziale, C. G., **Second-Order Closure Models for Rotating Turbulent Flows**, Q. Appl. Math., Vol. 45, pp. 721-733, 1987
59. Speziale, C. G., **Analytical Methods for the Development of Reynolds Stress Closures in Turbulence**, Annual Review of Fluids Mechanics, Vol. 23, pp. 10-157, 1991
60. Reynolds, W. C., **Fundamental of Turbulence Modeling and Simulation**, In Lecture Notes for von Kármán Institute, AGARD Lecture Series No. 86, pp. 1-66, New York: NATO, 1987
61. V. Yakhot and S. A. Orszag, **Renormalization Group Analysis of Turbulence I. Basic Theory**. Journal of Scientific Computing, 1(1): 3-51, 1986
62. T. H Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, and J. Zhu, **A New  $k-\varepsilon$  Eddy- Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows –Model Development and Validation**, Computers Fluids, 24 (3): 227-238, 1995

#### 3.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO EXPERIMENTAL

Para conocer el comportamiento aerodinámico del estabilizador de flama de álabes curvos, se realizó un estudio experimental en un modelo de acrílico a escala 1:2, de un quemador frontal con flujo rotacional de un generador de vapor de la central termoeléctrica “José Aceves Pozos” en Mazatlán. En la figura 3.1 se muestran las dimensiones del modelo experimental que se utilizó en este estudio.

El estabilizador de flama utilizado en el modelo experimental es de 12 álabes curvos, con ángulos de ataque de  $15^\circ$  a la entrada del flujo de aire y  $45^\circ$  a la salida y con un diámetro de 205 mm, fabricado con lámina de aluminio.

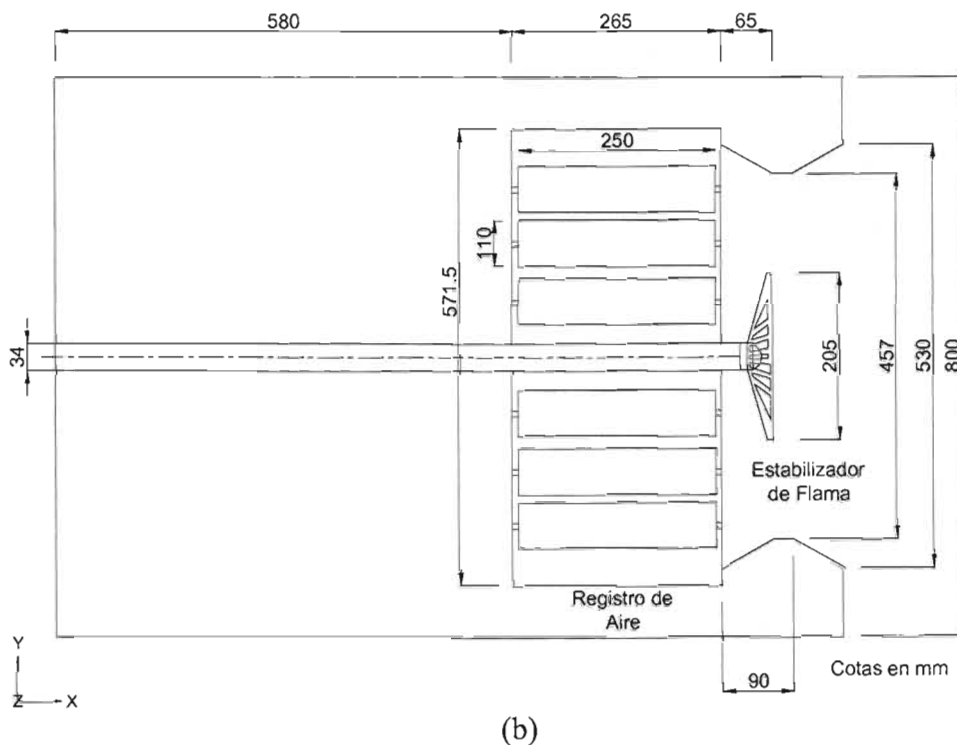
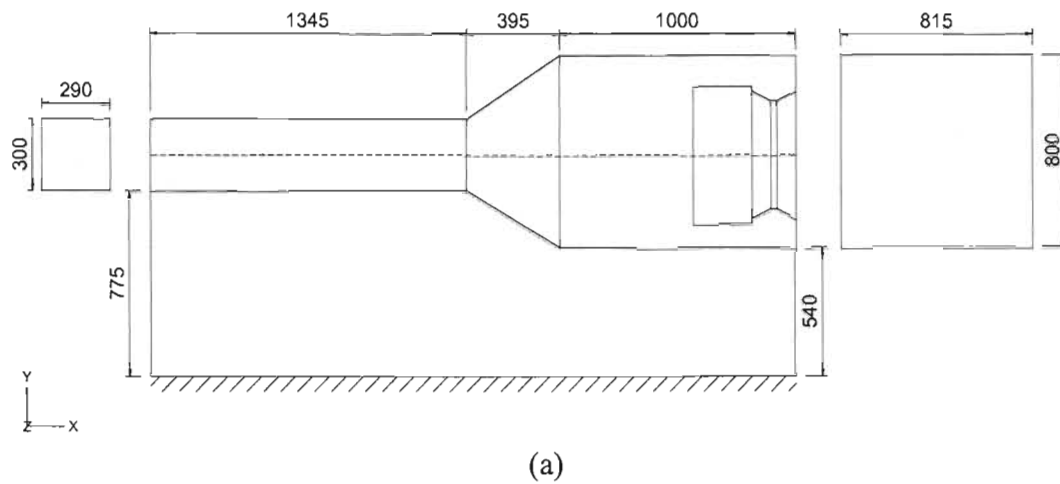
En el modelo experimental el aire ingresa a una rejilla de acrílico que se encuentra en la entrada de un ducto rectangular, posteriormente el aire entra a una caja en donde se encuentra el registro de aire y el quemador, El flujo de aire se alimenta al registro de aire cilíndrico de forma radial a través de 16 mamparas las cuales dirigen el aire hacia el centro del quemador proporcionándole una componente tangencial de velocidad, para luego pasar por la garganta del quemador y el estabilizador de flama.

#### 3.2 EQUIPOS DE MEDICIÓN

Para el estudio experimental se estableció un sistema de coordenadas el cual se definió de la siguiente forma: el flujo de aire entra al conducto a través de un rectángulo de 300 x 290 mm y se dirige de forma axial a lo largo del mismo sobre el eje X, es decir, perpendicular al plano YZ donde Y corresponde al eje vertical y Z al eje horizontal.

En el desarrollo de esta etapa, se realizaron mediciones de los perfiles de velocidad en el frente del quemador con un tubo de *Pitot* de cinco orificios. Se establecieron dos puntos de medición sobre el eje axial:  $X_1 = 110$  mm y  $X_2 = 200$  mm, y tres puntos sobre el eje vertical:  $Y_1 = -50$  mm,  $Y_2 = 0$  mm y  $Y_3 = 50$  mm, para un total de seis puntos de medición como se muestra en la figura 3.2. También, se determinó la zona de recirculación producida por el estabilizador de flama en el plano central  $Y_2 = 0$  con una sonda de dos orificios. Para la medición de las presiones de las sondas se utilizó un micro-manómetro.

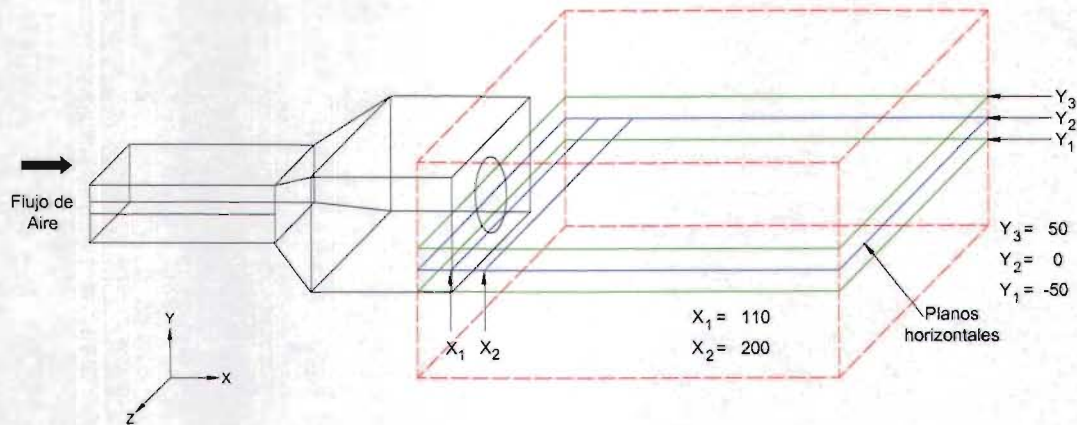




**Figura 3.1.** Representación del modelo experimental del quemador: (a) esquema general, (b) conjunto registro de aire-quemador (cotas en mm).

### 3.2.1 Tubo *Pitot* de cinco orificios

Muchos equipos industriales involucran flujos de fluidos, cuyos patrones tienen un comportamiento tridimensional. Para resolver problemas correspondientes a este tipo de flujo es indispensable un sistema de medición que sea capaz de determinar tanto dirección como magnitud de la velocidad.



**Figura 3.2.** Diagrama del modelo experimental (cotas en mm).

La velocidad es una variable aerodinámica importante que determina las características de una flama. Con el fin de determinar la distribución de la velocidad generada por el estabilizador de flama en el quemador, principalmente en regiones donde el flujo es tridimensional, como son los flujos con giro o recirculación; la magnitud y dirección de la velocidad son variables que deben conocerse. El tubo de *Pitot* de cinco orificios es un equipo útil para este propósito. La velocidad se obtiene mediante dos ángulos  $\phi$  y  $\delta$  y una magnitud escalar  $v$ , o por sus tres componentes en un sistema de ejes de referencia asociados con la sonda y la instalación.

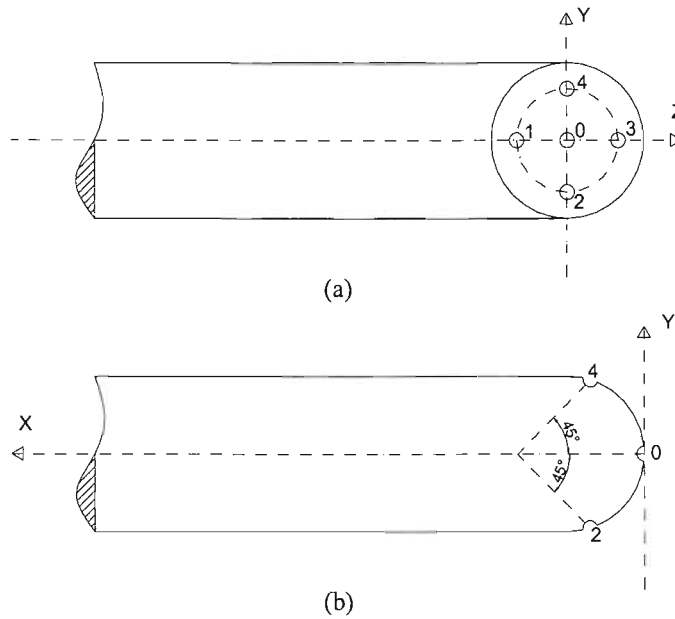
El tubo *Pitot* es un cilindro que contiene 5 orificios distribuidos en una cabeza hemisférica. Un orificio se encuentra en el centro de la punta de la cabeza, orificio 0, y los demás se distribuyen  $90^\circ$  alrededor de éste, como se muestra en la figura 3.3.

**Principio de operación**

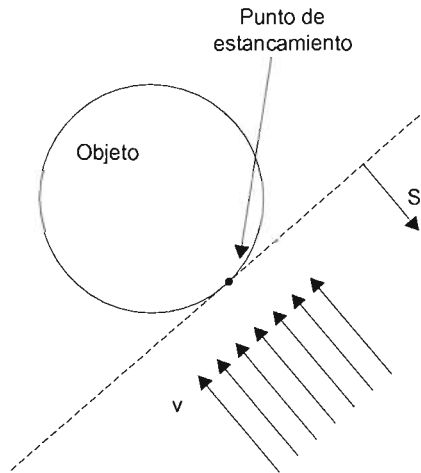
El principio de operación del tubo *Pitot* de 5 orificios [1, 2], se basa en la distribución de presión creada en la superficie de un obstáculo cuando se coloca en un flujo con una velocidad  $v$  (figura 3.4). La posición en la superficie del obstáculo donde la superficie es perpendicular al flujo, es decir donde el vector normal de la superficie está alineado con  $v$ , se refiere al punto de estancamiento,  $s$ . La presión total  $P_m$  medida en un sistema de posiciones  $X_m$  respecto a la superficie del obstáculo esta dado por la siguiente ecuación:

$$P_m = P_{est} + \frac{1}{2} k_m(s) \rho \|v\|^2 \tag{3.1}$$

Conociendo las funciones  $k_m(s)$ , y la densidad del fluido  $\rho$ , las variables  $P_{est}$ ,  $\|v\|$  y  $s$  se pueden encontrarse a través de la ecuación 3.1. Como  $s$  es un vector bidimensional, el número de variables desconocidas en la ecuación 3.1 son cuatro, por lo tanto el número mínimo de mediciones requeridas de presión también son cuatro.



**Figura 3.3.** Posición de los orificios del tubo *Pitot* de 5 orificios: (a) vista frontal, (b) vista lateral.



**Figura 3.4.** Punto de estancamiento en un obstáculo.

Las coordenadas de  $s$  están definidas por el ángulo  $\phi$ , el cual se forma por el vector  $s$  y el eje Axial X; y por el ángulo  $\delta$ , el cual se forma por la proyección de  $s$  en el plano YZ y por el eje Z, como se ve en la figura 3.5. De lo anterior, la función  $k_m(s)$  puede escribirse como una función de  $\phi$  y  $\delta$ , por lo tanto:

$$k_m(s) = k_m(\delta, \phi) \text{ donde } m = 0,1,2,3,4 \tag{3.2}$$

Sustituyendo la ecuación 3.2 en la ecuación 3.1 se tiene:

$$P_m = P_{est} + \frac{1}{2} k_m (\delta, \phi) \rho \|v\|^2 \tag{3.3}$$

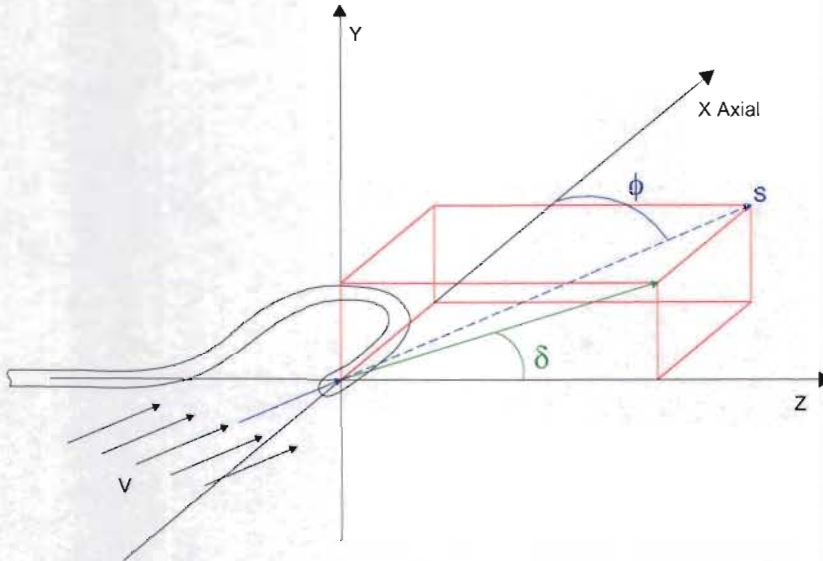


Figura 3.5. Definición de los ángulos  $\phi$  y  $\delta$ .

**Método para obtener la velocidad mediante el uso de la sonda de cinco orificios**

Este método requiere de la medición de cinco presiones que corresponden a los orificios de la sonda, de la presión atmosférica del sitio, de la temperatura ambiente, así como del ángulo de rotación de la sonda cuando se realiza la medición  $\theta$ . A continuación se describe este procedimiento:

1. Se miden de las presiones de los cinco orificios de la sonda en mm H<sub>2</sub>O

Para realizar las mediciones de las presiones se coloca la sonda en el punto de medición y se rota hasta obtener un valor máximo de presión en P<sub>0</sub>, el cual se refiere al orificio central.

2. Se calculan las siguientes diferencias de presiones:

$$\begin{aligned}
 &P_0 - P_{atm} \\
 &P_1 - P_3 \\
 &P_2 - P_4 \\
 &P_0 - P_3 \\
 &P_0 - P_4 \\
 &P_0 - P_1 = (P_0 - P_3) - (P_1 - P_3) \\
 &P_0 - P_2 = (P_0 - P_4) - (P_2 - P_4)
 \end{aligned}$$

3. Se calculan las expresiones  $P_T$  y  $P_R$  utilizando las diferencias de presiones obtenidas en el punto 2

$$P_T = \sum_i (P_0 - P_i) = (P_0 - P_1) + (P_0 - P_2) + (P_0 - P_3) + (P_0 - P_4)$$

$$P_R = \sqrt{\sum_i (P_0 - P_i)^2} = \sqrt{(P_0 - P_1)^2 + (P_0 - P_2)^2 + (P_0 - P_3)^2 + (P_0 - P_4)^2}$$

4. Se calcula el ángulo  $\delta$  mediante la siguiente expresión:

$$\delta = \tan^{-1} \left( \frac{-(P_2 - P_4)}{(P_1 - P_3)} \right)$$

5. Se calcula la expresión  $K_\phi$  usando las expresiones  $P_T$  y  $P_R$

$$K_\phi = \sqrt{1 - \frac{P_T}{2 * P_R}}$$

6. Cálculo del ángulo  $\phi$  usando las constantes de calibración  $A_1$ ,  $A_3$  y  $A_5$  [1]

$$\phi = A_1 K_\phi + A_3 K_\phi^3 + A_5 K_\phi^5$$

$$\phi = 0.88190(K_\phi) + 0.12975(K_\phi)^3 + 0.05367(K_\phi)^5$$

7. Se calcula la expresión  $K_V$  utilizando las constantes de calibración  $B_0$ ,  $B_2$  y  $B_4$  [1]

$$K_V = B_0 + B_2 \phi^2 + B_4 \phi^4$$

$$K_V = 0.52532 - 0.00281(\phi)^2 + 0.10527(\phi)^4$$

8. Con la densidad del fluido y las expresiones  $K_V$ ,  $P_R$  se determina la velocidad

$$|V| = \sqrt{\frac{2 * K_V * P_R}{\rho}}$$

9. Se calcula la expresión  $K_P$  la cual depende de las constantes de calibración  $C$ ,  $D$  y  $E$  [1]

$$K_P = C * \exp(-D * \phi^2) - E$$

$$K_P = 2.91713 * e^{[-0.68039(\phi)^2]} - 1.91713$$

10. Se determina la Presión estática utilizando la siguiente fórmula

$$P_{st} - P_{atm} = (P_0 - P_{atm}) - (K_V * K_P * P_R)$$

11. La presión dinámica se calcula con la siguiente fórmula

$$P_{dyn} = K_V * P_R$$

Las componentes de la velocidad se determinan mediante dos pasos en el primero se calculan las componentes utilizando los ángulos  $\delta$  y  $\phi$  sin considerar el ángulo de rotación de la sonda, es decir  $\theta = 0^\circ$ . Posteriormente, de acuerdo al ángulo de rotación  $\theta$  se determinan las componentes de velocidad. A continuación se muestran las fórmulas que se utilizaron.

Ecuaciones para calcular las componentes de velocidad sin considerar el ángulo de rotación de la sonda:

$$\text{Velocidad en } X_0 = V_{X_0} = \|v\| \text{Sen} \phi$$

$$\text{Velocidad en } Y_0 = V_{Y_0} = \|v\| \text{Cos} \delta \text{Sen} \phi$$

$$\text{Velocidad en } Z_0 = V_{Z_0} = \|v\| \text{Sen} \delta \text{Sen} \phi$$

Las ecuaciones para determinar las componentes del vector velocidad considerando el ángulo de rotación  $\theta$  del tubo Pitot son:

$$\text{Velocidad en } X = V_X = X_0 \text{Cos} \theta - Z_0 \text{Sen} \theta$$

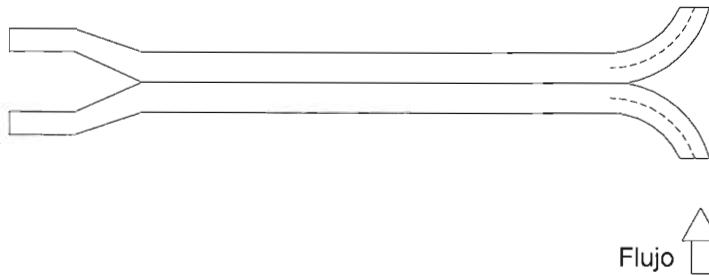
$$\text{Velocidad en } Y = V_Y = Y_0$$

$$\text{Velocidad en } Z = V_Z = X_0 \text{Sen} \theta + Z_0 \text{Cos} \theta$$



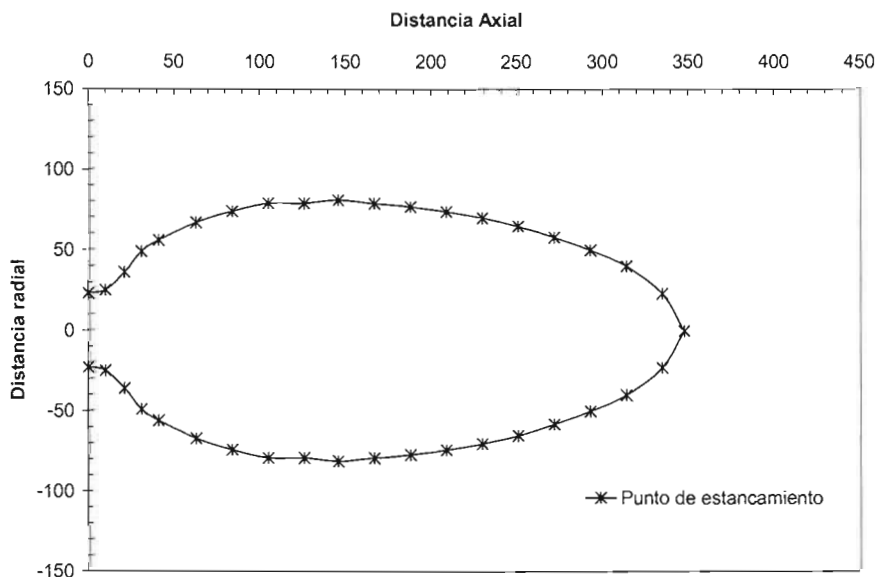
### 3.2.2 Tubo *Pitot* de dos orificios

Para determinar la zona de recirculación que genera el estabilizador de flama, se utilizó un tubo *Pitot* de dos orificios. Esta sonda tiene como característica que los orificios se encuentran opuestos entre sí, es decir, a  $180^\circ$  uno del otro, como se observa en la figura 3.6.



**Figura 3.6.** Tubo de *Pitot* de dos orificios.

La zona de recirculación se midió en el plano horizontal frente al estabilizador de flama en el centro del difusor. La lectura de la presión dinámica se realiza con un micromanómetro, en donde al realizar el barrido radial de la sonda se puede observar el valor de la misma. Cuando se tiene una lectura aproximada a cero se llega a un punto donde existe un cambio de dirección del flujo del aire, este punto se le conoce como punto de estancamiento, y representa la frontera de la zona de recirculación, como se ve en la figura 3.7.



**Figura 3.7.** Zona de recirculación formada por los puntos de estancamiento.

En el siguiente capítulo se muestran los resultados comparativos del estudio experimental y de la modelación numérica.

## Nomenclatura

$A_1$	Constante de calibración de la sonda
$A_2$	Constante de calibración de la sonda
$A_3$	Constante de calibración de la sonda
$B_0$	Constante de calibración de la sonda
$B_2$	Constante de calibración de la sonda
$B_4$	Constante de calibración de la sonda
$C$	Constante de calibración de la sonda
$D$	Constante de calibración de la sonda
$E$	Constante de calibración de la sonda
$P_0$	Presión en el orificio 0
$P_1$	Presión en el orificio 1
$P_2$	Presión en el orificio 2
$P_3$	Presión en el orificio 3
$P_4$	Presión en el orificio 4
$P_{atm}$	Presión atmosférica
$P_{est}$	Presión estática
$P_{dyn}$	Presión dinámica
$P_m$	Presión total en el punto m, m = 0, 1, 2, 3, 4
$s$	Punto de estancamiento
$v$	Velocidad [m/s]
$V_{X0}$	Velocidad en X sin rotación de la sonda
$V_{Y0}$	Velocidad en Y sin rotación de la sonda
$V_{Z0}$	Velocidad en Z sin rotación de la sonda
$V_X$	Velocidad en X considerando el ángulo de rotación
$V_Y$	Velocidad en Y considerando el ángulo de rotación
$V_Z$	Velocidad en Z considerando el ángulo de rotación
$X_m$	Posición del punto m
$\delta$	Ángulo formado por la proyección del vector s en el plano YZ y por el eje Z
$\theta$	Ángulo de rotación de la sonda
$\rho$	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi$	Ángulo formado entre el vector s y el eje axial X

## Referencias

1. J. Chedaille and Y. Braud, **Industrial Flames Vol. 1, Measurements in Flames**, International Flame Research Foundation, 1972.
2. A Faber, **Notes About Calibration and Use of the Multi-directional Impact Tube (5 hole Pitot)**. IFRF Doc. No: Internal Report 140, June 1969.

# COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICOS

---

---

## 4.1 SIMULACIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Con el fin de obtener un modelo numérico que pueda reproducir el comportamiento del flujo de aire a través de un estabilizador de flama, se compararon resultados numéricos con experimentales. En primer lugar se realizó un análisis con respecto a la densidad de la malla del modelo numérico y posteriormente se realizó un análisis comparativo con dos modelos de turbulencia. Para el desarrollo de esta etapa se utilizó el código comercial de *CFD Fluent*<sup>®</sup>, mientras que para la parte experimental se usó un tubo *Pitot* de cinco orificios.

El estudio numérico que se realizó para el análisis de malla y de los modelos de turbulencia se estructuró en las siguientes dos etapas:

1. Modelación del registro de aire
2. Modelación del conjunto difusor-quemador

### 4.1.1 Modelación del registro de aire

Se desarrolló una geometría tridimensional del modelo experimental de acrílico que incluye el conducto de aire, el registro de aire y el venturi del quemador; en la figura 4.1 se muestra el modelo virtual del equipo experimental. Como condición de entrada para la simulación se utilizó la velocidad del fluido, la cual se midió con una sonda de dos orificios a través del conducto. En la tabla 4.1 se muestran las condiciones de frontera para la modelación del registro de aire. A la salida del modelo se utilizó la condición de presión (*pressure outlet*), mientras que las paredes se consideraron adiabáticas.

**Tabla 4.1** Condiciones de frontera utilizadas en la modelación del experimento.

Variable	
Fluido	Aire
Velocidad (m/s)	20.16
Temperatura del aire (°C)	29.00
Presión atmosférica (kPa)	87.10
Densidad del aire (kg/m <sup>3</sup> )	1.00
Flujo másico (kg/s)	1.76

A la salida del registro de aire se generó un plano para obtener el perfil de velocidad que el flujo de aire presenta para utilizarlo como condición de entrada para la etapa de modelación del conjunto difusor-quemador. En la figura 4.2 se muestra el contorno de la magnitud de velocidad y los vectores de velocidad que produce el registro de aire.

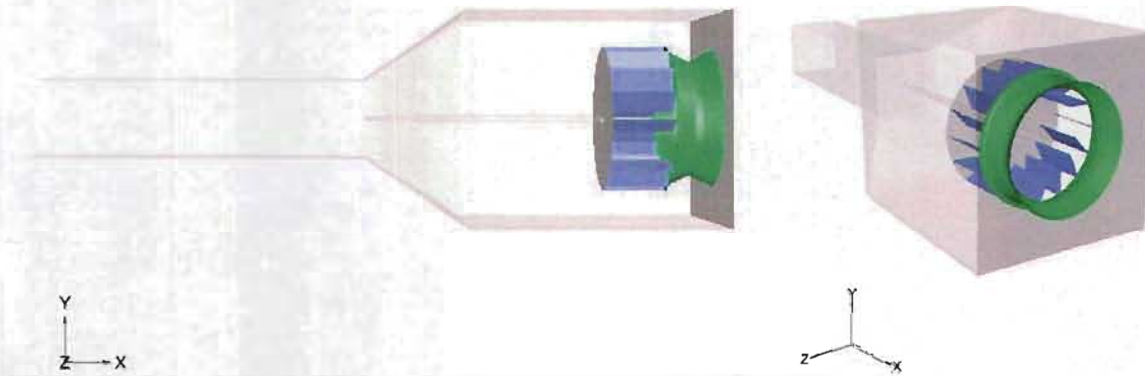


Figura 4.1 Modelo virtual del prototipo.

#### 4.1.2 Modelación del conjunto difusor-quemador

En esta etapa se desarrolló la geometría del venturi del quemador junto con el estabilizador de flama como se observa en la figura 4.3. Las condiciones de frontera que se utilizaron en la modelación de este arreglo son las mismas que se utilizaron en la modelación del registro de aire, a excepción de la entrada en donde se utilizó el perfil de velocidad que se obtuvo del modelo anterior. Así mismo se generaron los mismos puntos de medición utilizados en la parte experimental con el propósito de realizar un estudio comparativo entre resultados numéricos y experimentales.

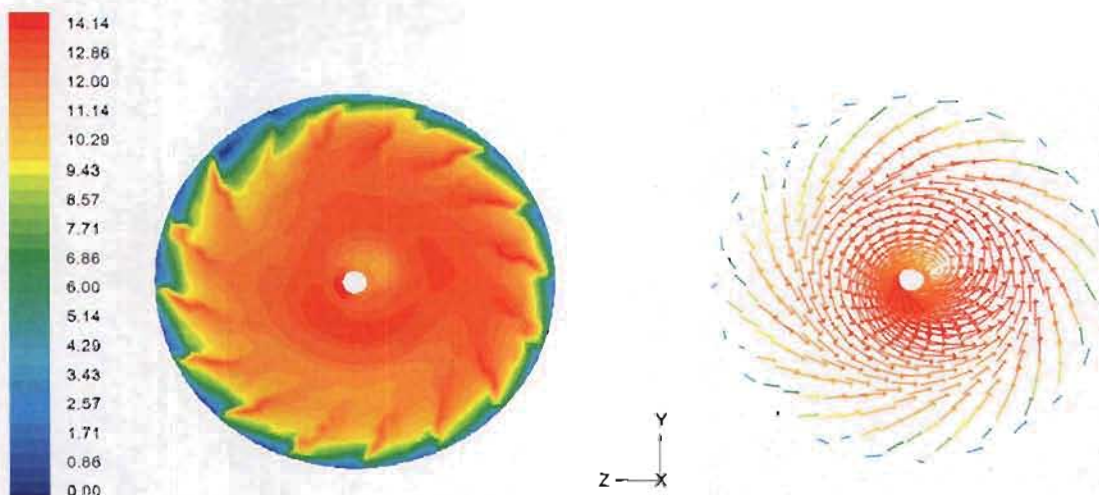


Figura 4.2 Contorno y vectores de la magnitud de velocidad a la salida del registro de aire (m/s).



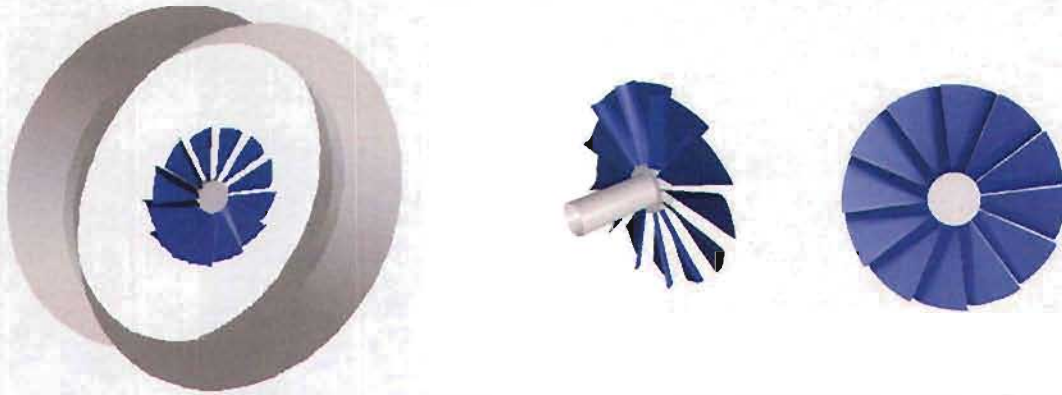


Figura 4.3 Geometría del quemador y estabilizador de flama de álabes curvos.

## 4.2 ESTUDIO DE LA DENSIDAD DE MALLA

Este estudio se realizó al modelo geométrico formado por el quemador y el estabilizador de flama. Se realizaron cuatro distribuciones de malla que se ubicaron en el frente del difusor, es decir, en la zona donde el flujo de aire se desarrolla, figura 4.4. Los casos 1 a 3 son mallas que tienen una distribución uniforme, mientras que para el caso 4 se tiene una distribución exponencial, es decir, el tamaño de los volúmenes en el frente del difusor es pequeño y a medida que el flujo se desarrolla en el espacio virtual, el tamaño de los volúmenes aumenta. El tipo de malla que se aplicó para la modelación fue del tipo hexaédrica. En la tabla 4.2 se presenta el tamaño y el tiempo de iteración para cada caso.

Se aplicaron las condiciones de velocidad, temperatura, presión y densidad mencionadas en la tabla 4.1. El modelo de turbulencia que se empleó es el  $k-\varepsilon$  estándar.

Tabla 4.2 Tamaño de las mallas y tiempo de iteración para los casos de estudio.

Casos	Clave de malla	Color de línea	Celdas	Número de Iteraciones	Tiempo de solución h:m
Caso 1	M10	Amarillo	211,620	7,600	19:00
Caso 2	M20	Azul	261,420	6,872	20:58
Caso 3	M40	Verde	361,020	6,636	27:39
Caso 4	M40e	Rojo	361,020	8,002	37:45

De la tabla 4.2 se observa que el caso 1 es el que menos tiempo requiere debido a su menor densidad de malla. Los casos 3 y 4 tienen el mismo tamaño de celdas, sin embargo, el tiempo de iteración es diferente ya que la distribución de nodos en la zona de desarrollo del fluido es diferente, siendo el caso 4 el que mayor tiempo requiere.

La selección de una distribución o refinación de una malla impacta directamente en los resultados de la modelación, sin embargo, una limitante que hay que tomar en cuenta es la capacidad de procesamiento del equipo de cómputo donde se realizan las modelaciones. Así mismo, se debe establecer un parámetro que determine la independencia de los resultados de la modelación en función de la distribución de la malla. *Roache* [1] propuso el uso del Índice de Convergencia de Malla (*GCI*, *Grid Convergence Index*) para estimar un error en la solución numérica. Con base en el trabajo de *Bergstrom* y *Gebart* [2] se puede determinar el *GCI* entre tres diferentes mallas. El *GCI* se calcula a partir de las siguientes ecuaciones:

$$GCI = \frac{3|\alpha|}{r^p - 1} \quad (4.1)$$

$$r = \frac{h_2}{h_1} \quad (4.2)$$

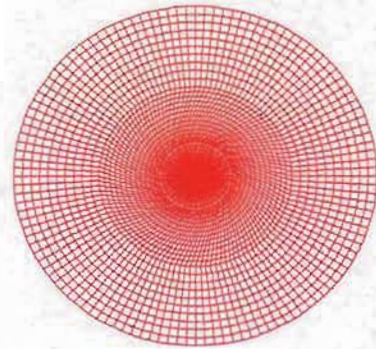
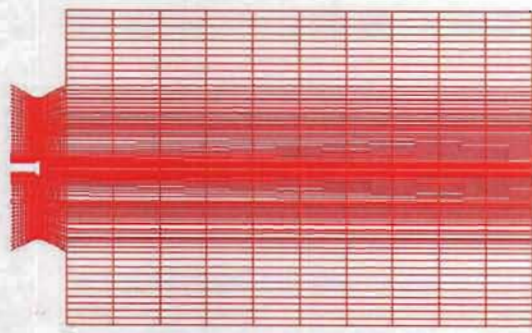
$$\alpha = \frac{f_2 - f_1}{f_1} \quad (4.3)$$

donde  $r$  es el coeficiente de refinamiento entre el espacio burdo ( $h_2$ ) y el espacio fino ( $h_1$ ),  $p$  es el orden del método usado,  $h$  es el tamaño de la celda o volumen,  $\alpha$  es la diferencia relativa entre las mallas  $f_1$  y  $f_2$  de la solución de la malla fina y burda, respectivamente. En la tabla 4.3 se muestran los resultados comparativos de las mallas en estudio

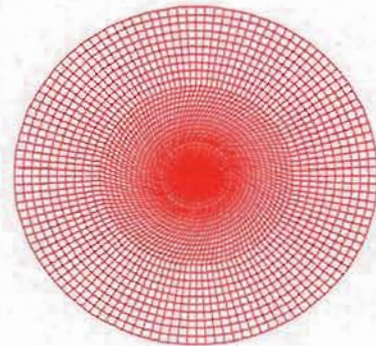
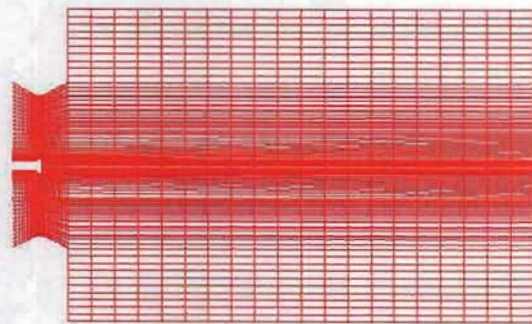
**Tabla 4.3** Resultados del Índice de Convergencia de Malla para los casos de estudio.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
	M10	M20	M40	M40e
$h$	15	7.5	3.75	3.0
Celdas	211,620	261,420	361,020	361,020
Magnitud de Velocidad (m/s)	0.81	0.87	0.93	0.93
$\alpha$		0.0714	0.0629	0.0692
$r$		2	2	2.5
<i>GCI</i>		0.214	0.188	0.138

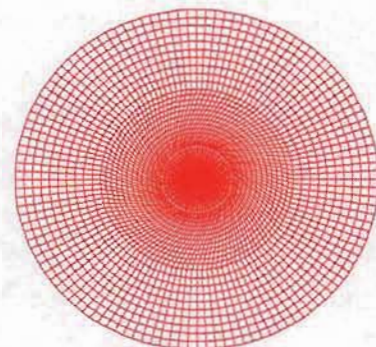
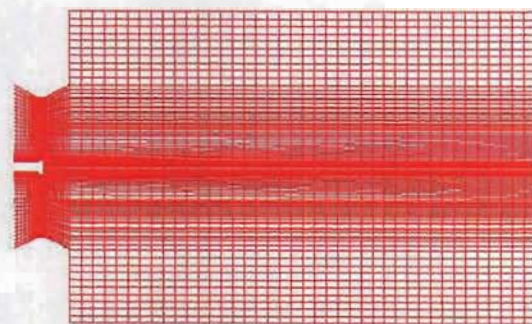




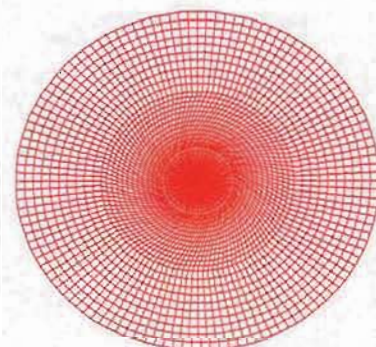
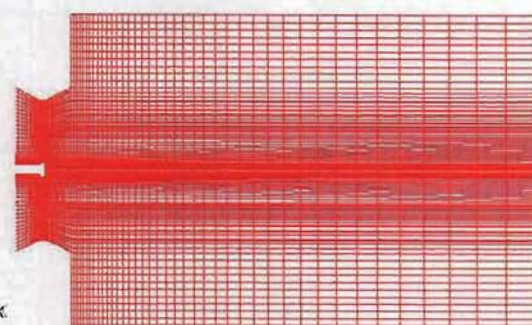
Caso 1 (M10)



Caso 2 (M20)



Caso 3 (M40)



Caso 4 (M40e)



Figura 4.4 Detalle de la densidad de malla para los casos de estudio.

Los resultados muestran que la magnitud de velocidad promedio para los casos 1, 2 y 3 aumenta conforme la malla se hace más fina. Los casos 3 y 4 muestran que la velocidad es la misma, es decir, que al utilizar una distribución de malla exponencial con respecto a otra con espacio de celda constante y manteniendo el mismo número de celdas, se obtiene una velocidad promedio constante. Por otro lado, un valor mínimo o pequeño del  $GCI$ , significa un error menor y/o una independencia de los resultados con la malla. Lo anterior se observa para los casos 1-2 y 3-4, en los cuales para cada caso comparativo el valor que se obtiene decrece hasta obtener un valor de 0.138 para el caso 4.

En resumen, se puede ver que el valor de la magnitud de velocidad llega a un valor constante en los casos 3 y 4. Mientras que el valor mínimo de  $GCI$  lo obtiene el caso 4. Por lo tanto, la malla que se empleará en las simulaciones siguientes es la del caso 4.

En las figuras 4.5–4.16 se muestran los resultados de la magnitud y componentes de velocidad que se obtuvieron de la simulación numérica del quemador al emplear diferentes tamaños de malla, los cuales corresponden a los planos horizontales:  $Y_1 = -50$  mm (figuras 4.5-4.8),  $Y_2 = 0$  mm (figuras 4.9-4.12) y  $Y_3 = 50$  mm (figuras 4.13-4.16).

En cada figura se muestran dos gráficas que corresponden a dos puntos de medición. La gráfica superior (a) corresponde al punto de medición axial  $X_2 = 200$  mm mientras que la inferior (b) corresponde al punto  $X_1 = 110$  mm.

El frente del quemador se encuentra entre  $\pm 0.265$  m, mientras que el frente del difusor se localiza entre  $\pm 0.1$  m. Siendo los valores positivos del eje Z el lado derecho del quemador y los valores negativos el lado izquierdo.

En las dos gráficas de la figura 4.5 se observa que los casos 3 y 4 tienen un mismo comportamiento entre sí, mientras que los casos 1 y 2 difieren de los anteriores, siendo la malla M10 la de mayor diferencia, principalmente en la zona de velocidad negativa (centro de gráfica). La representación de todos los casos en las zonas de mayor velocidad en X tiene una buena aproximación con los datos experimentales. Sin embargo, en la región que representa el frente del difusor ( $\pm 0.1$  m) se tiene que en  $X_1$  los casos 3 y 4 se apegan más a éstos que los casos 1 y 2. Mientras que en  $X_2$  los datos experimentales se encuentran más separados que los casos 2, 3 y 4, y el caso 1 se acerca a ellos.

En la figura 4.6 se presentan los resultados de la velocidad en Y, en la distancia  $X_1$  se observa que los casos 2, 3 y 4 tienen resultados muy parecidos entre sí pero el caso 1 no. En  $X_2$  se observa el mismo comportamiento que en  $X_1$ . Los datos numéricos de los casos 3, 4 y 5 para  $X_1$  se aproximan a los experimentales en la zona que va desde -0.1 m hasta +0.1m, aunque en la región de 0.15 a 0.21 m los datos numéricos presentan una diferencia importante. En la distancia  $X_2$ , a excepción del caso 1, el resto de los casos representan en buena forma los resultados experimentales.

La figura 4.7 muestra la velocidad en Z de los resultados experimentales y numéricos. En  $X_1$  se observa que los casos 2, 3 y 4 presentan comportamiento parecido entre ellos, el caso 1 el resultado es diferente. En  $X_2$ , se presenta el mismo cuadro que en  $X_1$ . Con respecto a

los resultados experimentales, en  $X_1$  se ve que los modelos presentan una mayor aproximación en la zona central pero más separados en los demás puntos. Con respecto a  $X_2$  se tiene que los casos 3 y 4 son lo que más se aproximan a los datos experimentales, a excepción de los puntos de los extremos donde existe una diferencia.

La figura 4.8 muestra los resultados experimentales y numéricos de la magnitud de velocidad. En la distancia  $X_1$  se observa que los casos 2, 3 y 4 tienen un mismo perfil y además, éstos se aproximan los experimentales. Los resultados del caso 1 difieren de los experimentales y de los casos 2 a 4. Para la distancia  $X_2$  se observa un comportamiento similar al de  $X_1$ , donde se observa que el caso 1 presenta resultados diferentes a los demás.

Las figuras 4.9 - 4.12 muestran los resultados experimentales y de distribución de malla del plano  $Y_3 = 50$  mm. Los resultados numéricos de la velocidad en X, figura 4.9, presentan una tendencia parecida a los resultados experimentales, en ambas distancias axiales,  $X_1$  y  $X_2$ , existiendo una diferencia en el lado derecho de la zona que corresponde al difusor. Los casos 3 y 4 son muy parecidos entre sí, mientras que los casos 1 y 2 difieren de los casos 3 y 4 y entre ellos, siendo el caso 1 el que más difiere.

Con respecto a la velocidad en Y, figura 4.10, la aproximación de los datos numéricos es relevante en la zona correspondiente al frente del difusor, mientras que en la región fuera del difusor existe una diferencia entre los valores numéricos y los experimentales aunque la tendencia de ambos resultados es muy parecida. Los casos M10 y M20 presentan una desviación con respecto a los experimentos, siendo el caso M10 el más diferente de todos los casos. En cambio, los casos M40 y M40e son muy parecidos entre sí.

La figura 4.11 corresponde a la velocidad en Z, en ella se observa que los resultados numéricos en la parte derecha del quemador son parecidos a los experimentales, mientras que en la parte izquierda son diferentes. En las dos distancias el Caso 1 es el que presenta mayor diferencia de todos los casos de estudio, mientras que los casos 2, 3 y 4 presentan una tendencia parecida entre sí.

La magnitud de velocidad para el plano  $Y_3$  se muestra en la figura 4.12, en ella se observa que el caso 1 es diferente a los demás casos presentado una mayor diferencia frente al difusor en el plano  $X_1 = 110$  mm, siendo menor en el plano  $X_2$ . El resto de los casos tienen la misma tendencia que los resultados experimentales, mostrando una pequeña diferencia en el plano  $X_1$  en la zona central, y en el plano 2 en los puntos de mayor velocidad.

Las figuras 4.13- 4.16 corresponde al plano de medición  $Y_1 = -50$ . La velocidad en X se muestra en la figura 4.13, en ella se observa que los resultados de los cuatro casos presentan el mismo comportamiento que los experimentales; de ellos los casos 3 y 4 son muy parecidos entre sí, mientras que los casos 1 y 2 son diferentes, siendo el caso 1 el de mayor diferencia. En el plano  $X_1$  se observa que las mallas M40 y M40e son las que mejor se aproximan a los experimentos, sin embargo, en el lado derecho del quemador los casos 3 y 4 en el plano  $X_2$  presentan una diferencia importante aunque sigue la misma tendencia que los resultados experimentales.

Los resultados numéricos y experimentales de la velocidad en  $Y$  se muestran en la figura 4.14, en ella se observa que en  $X_1$  y  $X_2$ , los casos 2, 3 y 4 presentan un resultado similar, mientras que el caso 1 es diferente a ellos en  $X_1$ . En el plano  $X = 110$  mm se observa que los casos 2, 3 y 4 se aproximan a los resultados experimentales entre  $-0.2$  hasta  $+0.1$  m existiendo una diferencia en el punto  $-0.08$  m. Mientras que en el lado derecho en el rango de  $0.1$  a  $0.2$  la diferencia entre los resultados numéricos y experimentales es importante. En el plano  $X_2$  los resultados numéricos son similares entre sí, sin embargo se encuentran separados de los experimentales, aunque presentan la misma tendencia que ellos.

La figura 4.15 muestra la componente en  $Z$  de los resultados numéricos y experimentales. En  $X_1$  y  $X_2$  los casos 2, 3 y 4 son muy similares pero no el caso 1. Los casos 2, 3 y 4 se aproximan a los resultados experimentales en la parte que corresponde al exterior del quemador, en  $X_1$  y en  $X_2$ , mientras que en el centro se nota una diferencia entre ellos presentando  $X_1$  la mayor.

En relación a la magnitud de velocidad, figura 4.16, los casos 2, 3 y 4 son los que mejor se aproximan a los experimentales, existiendo una pequeña diferencia en la zona central del plano  $X_1$ . El caso 1, aunque presenta la tendencia de los resultados experimentales, en la parte central de los planos  $X_1$  y  $X_2$  presenta diferencias importantes.

Si bien, anteriormente sólo se hace una descripción cualitativa sobre los resultados experimentales y numéricos. Se observa que los diferentes casos de densidad de malla reproducen la tendencia de los resultados experimentales. Los casos 3 y 4 son los que mejor se aproximan a los experimentales. El caso 2 presentó algunas desviaciones y un tiempo de solución menor a los casos 3 y 4, por lo que podría considerarse como una alternativa. Mientras que el caso 1 presentó los resultados con mayor diferencia respecto a los experimentales y a los otros casos.

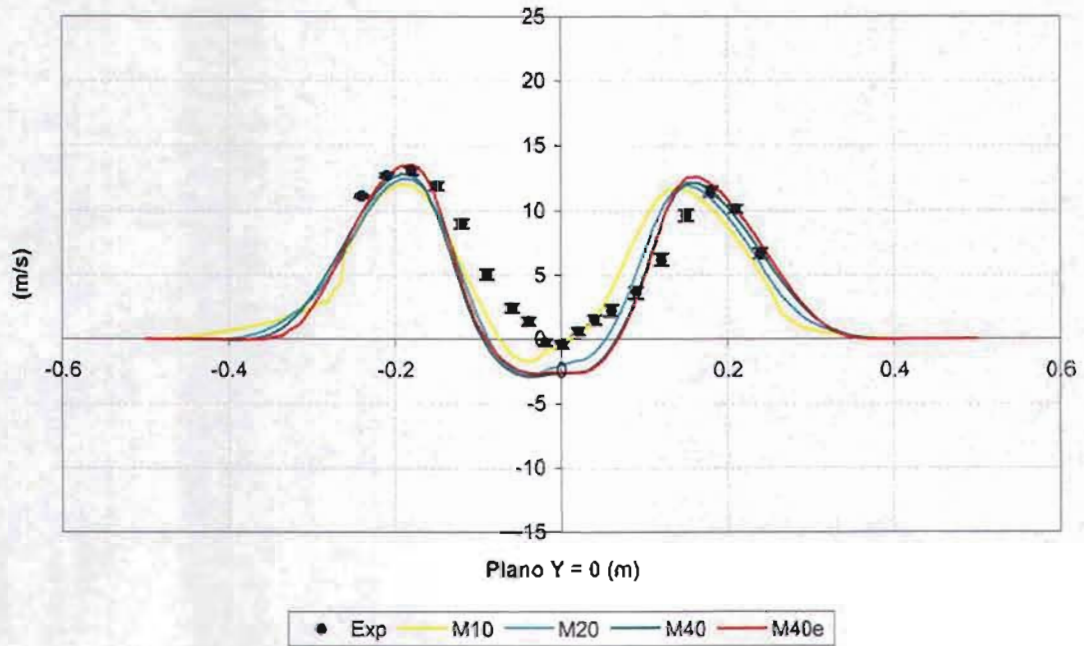
Por lo anterior se puede concluir que los resultados de la modelación están muy relacionados con la densidad de la malla. Sin embargo, al utilizar una malla demasiado densa ésta demanda una mayor cantidad de requerimientos computacionales como memoria y capacidad del procesador, así como un mayor tiempo de solución. Por lo que, la definición apropiada de una malla es una etapa muy importante dentro del análisis de *CFD*.

De los resultados del *GCI* y de la comparación de los perfiles de velocidad entre los diferentes casos de malla, se decidió utilizar la malla del caso 4. Si bien, el tiempo de solución es el mayor de los casos presentados, los resultados que se obtienen debido a una distribución más densa en la zona de mayor interés de estudio compensan esta variable. En la siguiente etapa se compararán los resultados numéricos utilizando el modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$  en sus formas: estándar y *RNG*.



Y=0, X=200

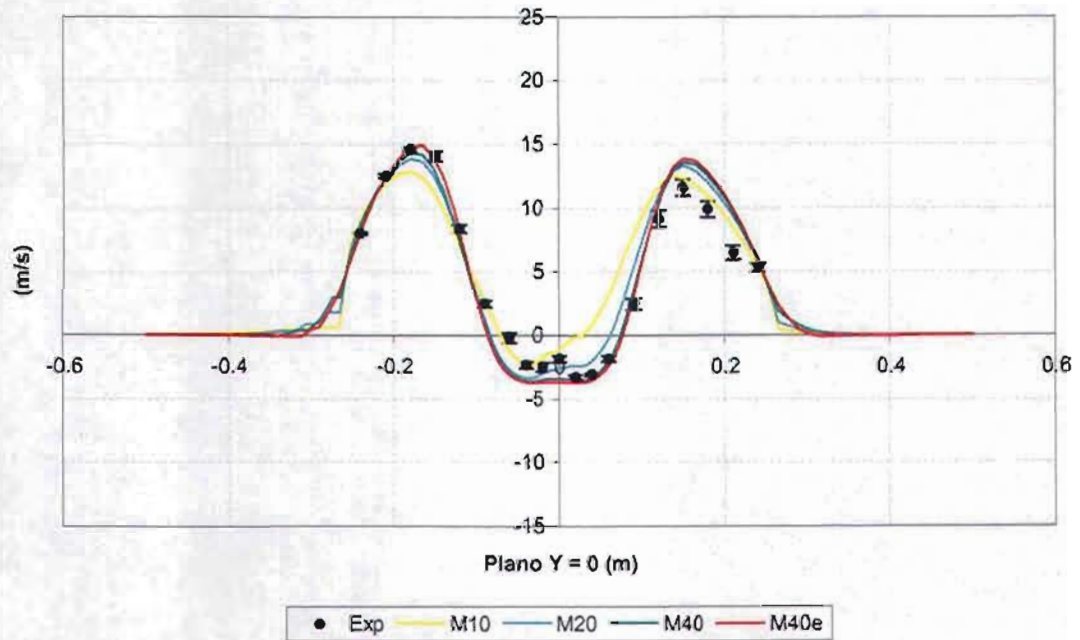
Velocidad en X



(a)

Y=0, X=110

Velocidad en X

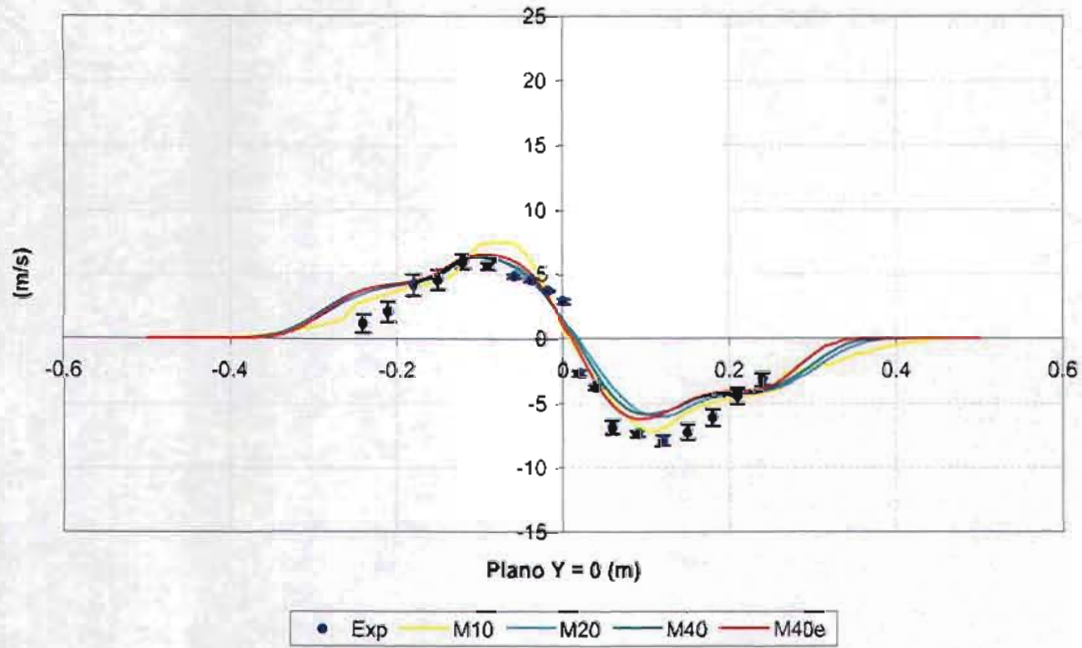


(b)

Figura 4.5 Velocidad en X en el plano  $Y_2 = 0$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

Y=0, X=200

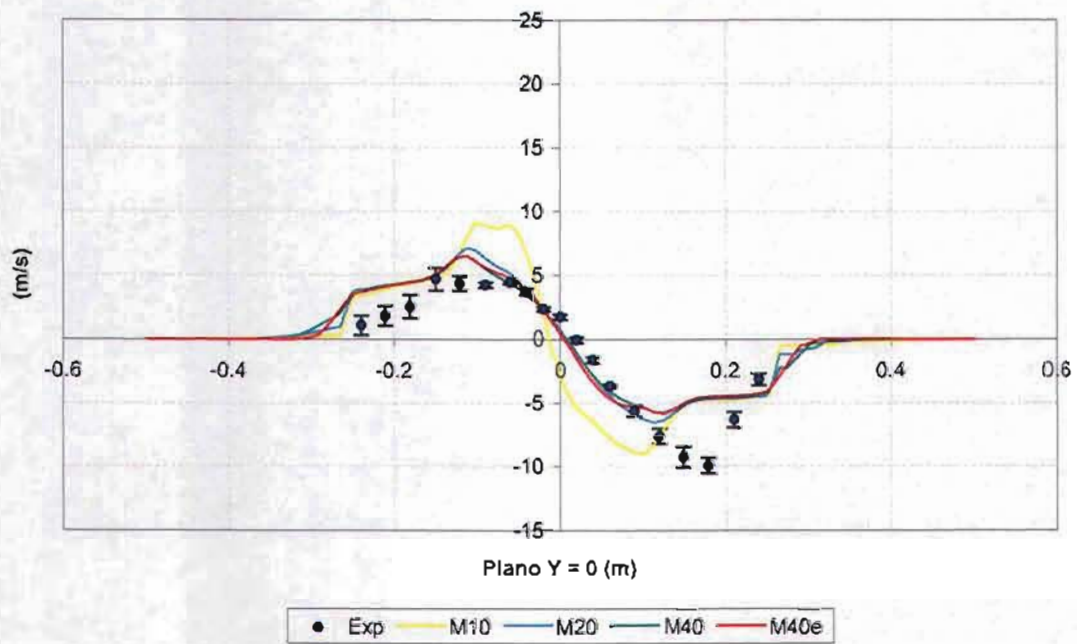
Velocidad en Y



(a)

Y=0, X=110

Velocidad en Y



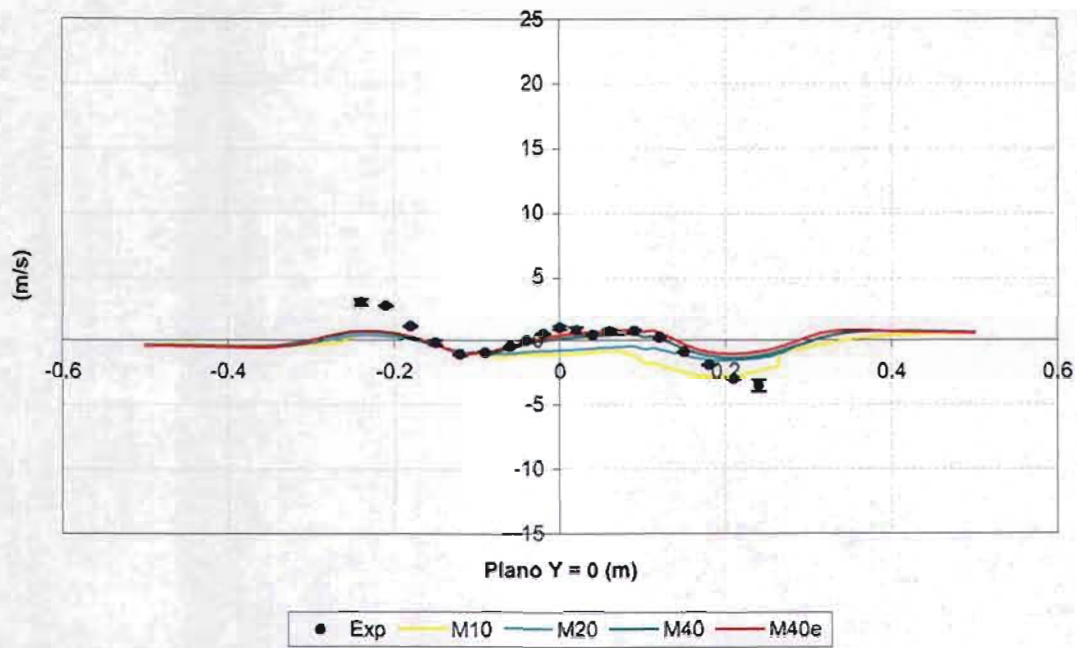
(b)

Figura 4.6 Velocidad en Y en el plano  $Y_2 = 0$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .



Y=0, X=200

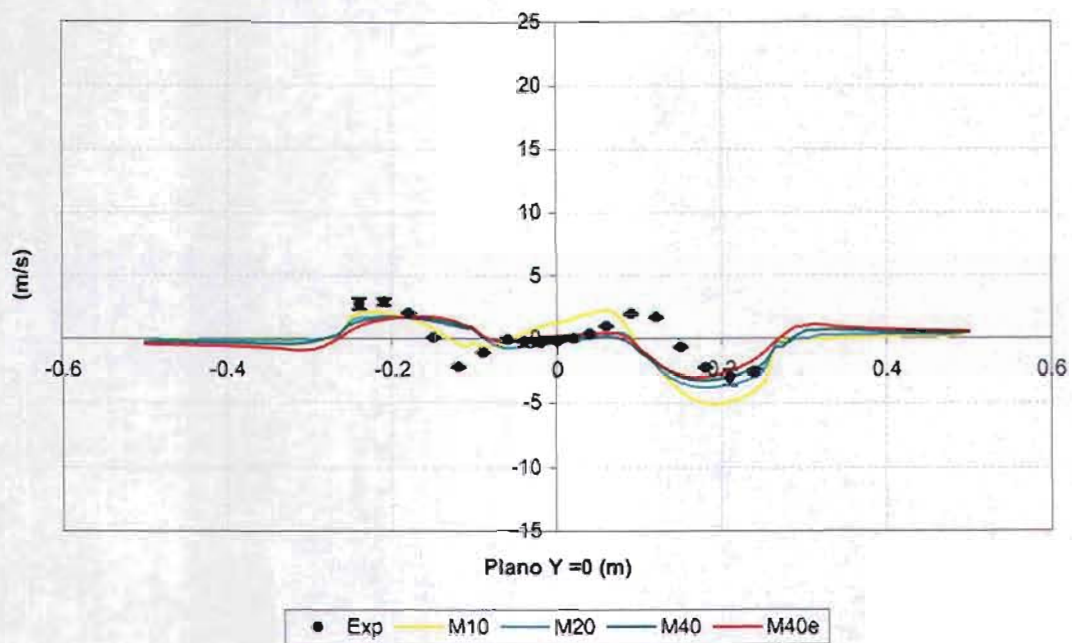
Velocidad en Z



(a)

Y=0, X=110

Velocidad en Z

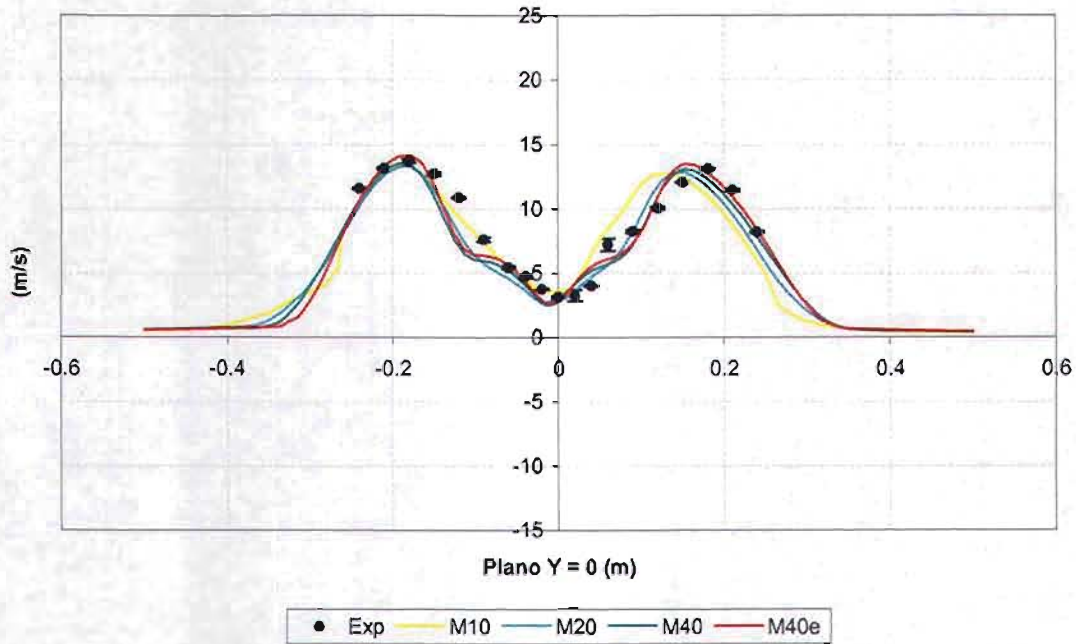


(a)

Figura 4.7 Velocidad en Z en el plano  $Y_2 = 0$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

Y=0, X=200

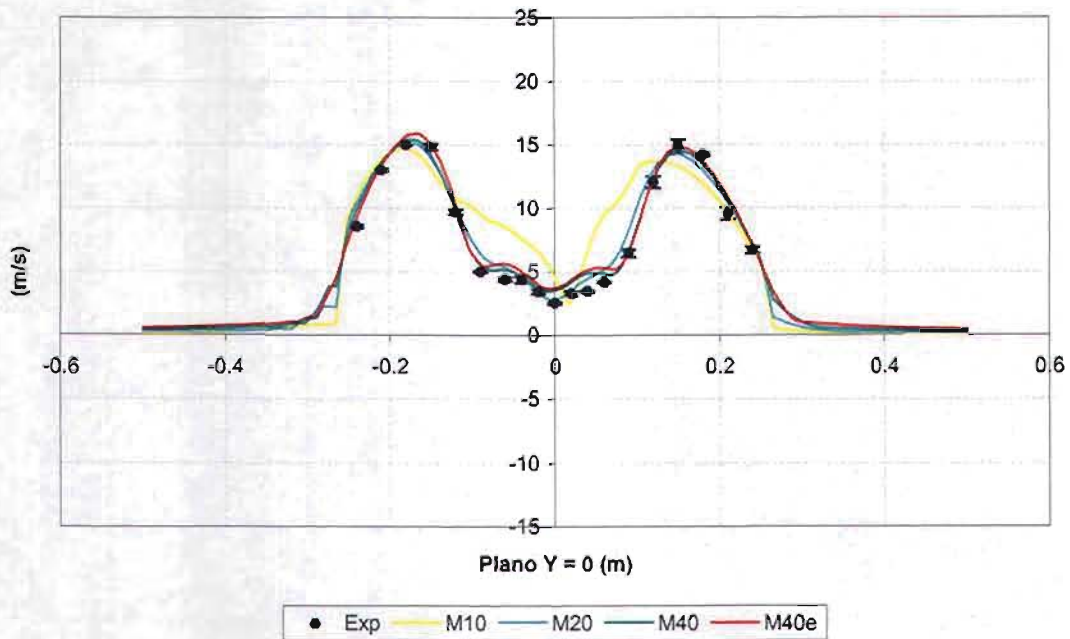
Magnitud de Velocidad



(a)

Y=0, X=110

Magnitud de Velocidad

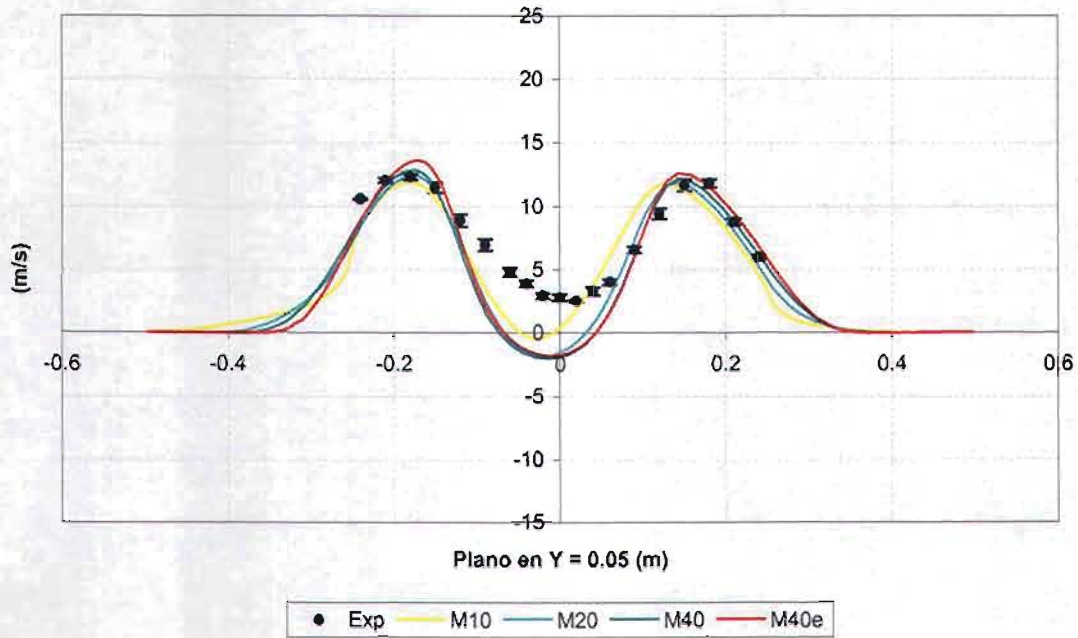


(b)

Figura 4.8 Magnitud de velocidad en el plano  $Y_2 = 0$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$

Y=50, X=200

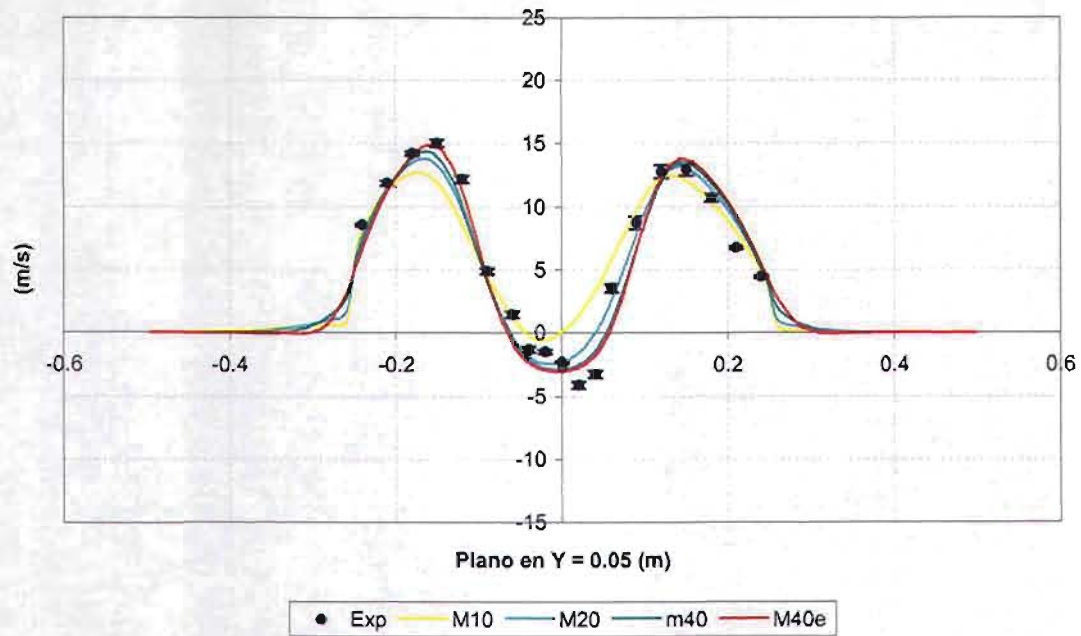
Velocidad en X



(a)

Y=50, X=110

Velocidad en X



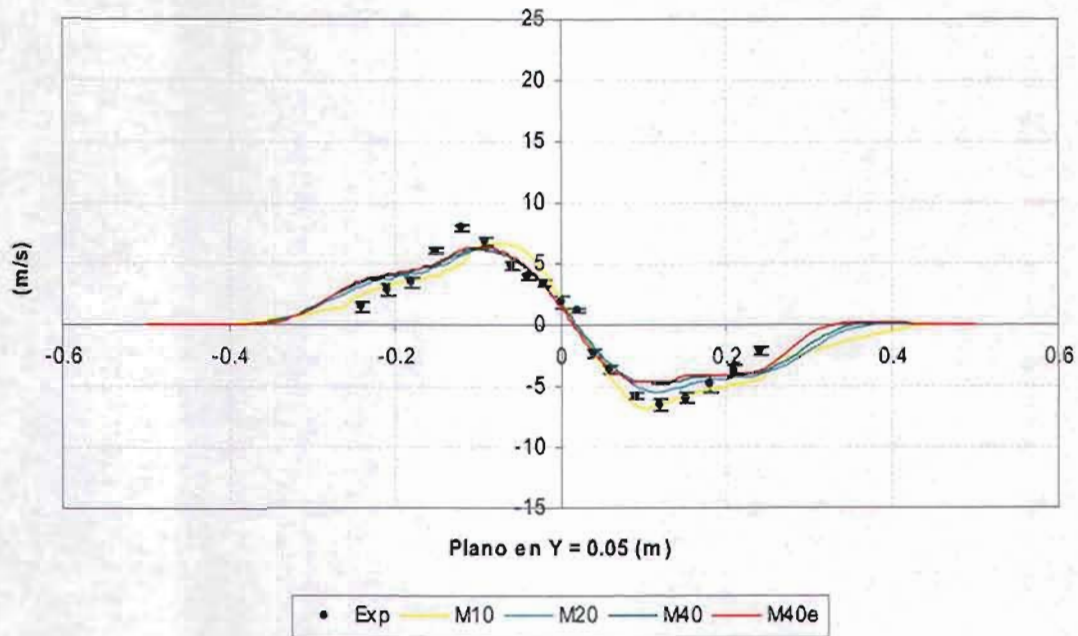
(b)

Figura 4.9 Velocidad en X en el plano  $Y_3 = 50$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .



Y=50, X=200

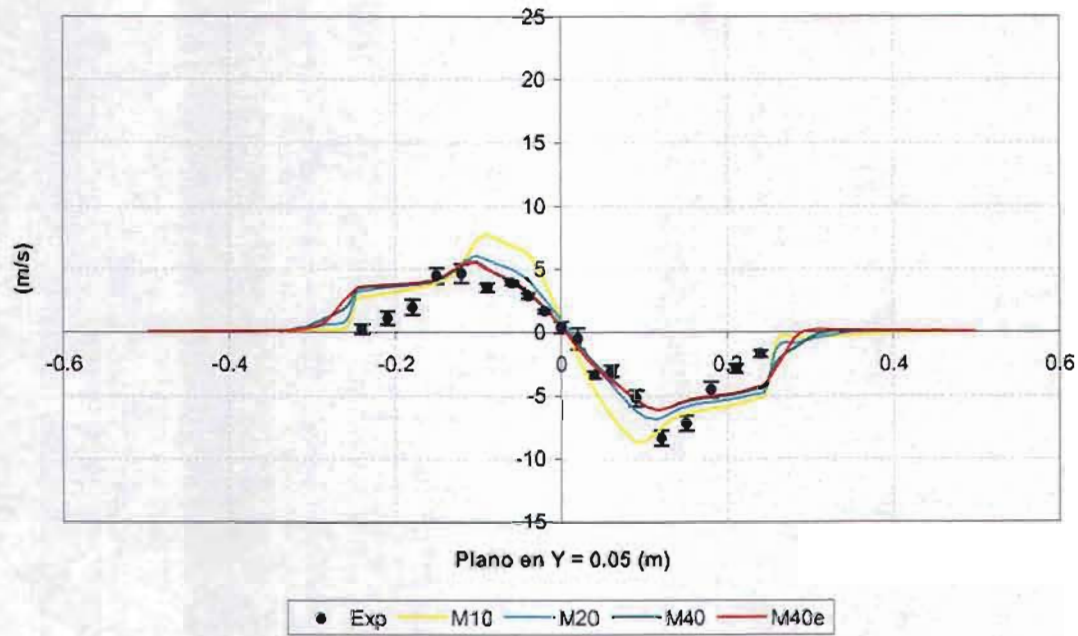
Velocidad en Y



(a)

Y=50, X=110

Velocidad en Y

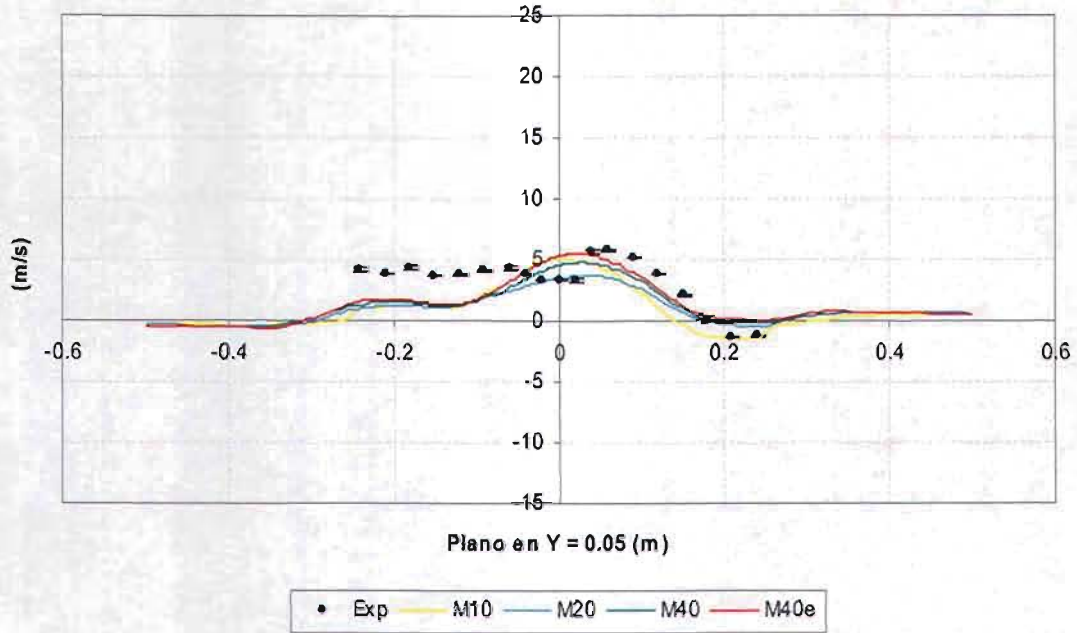


(b)

**Figura 4.10** Velocidad en Y en el plano  $Y_3 = 50$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

Y=50, X=200

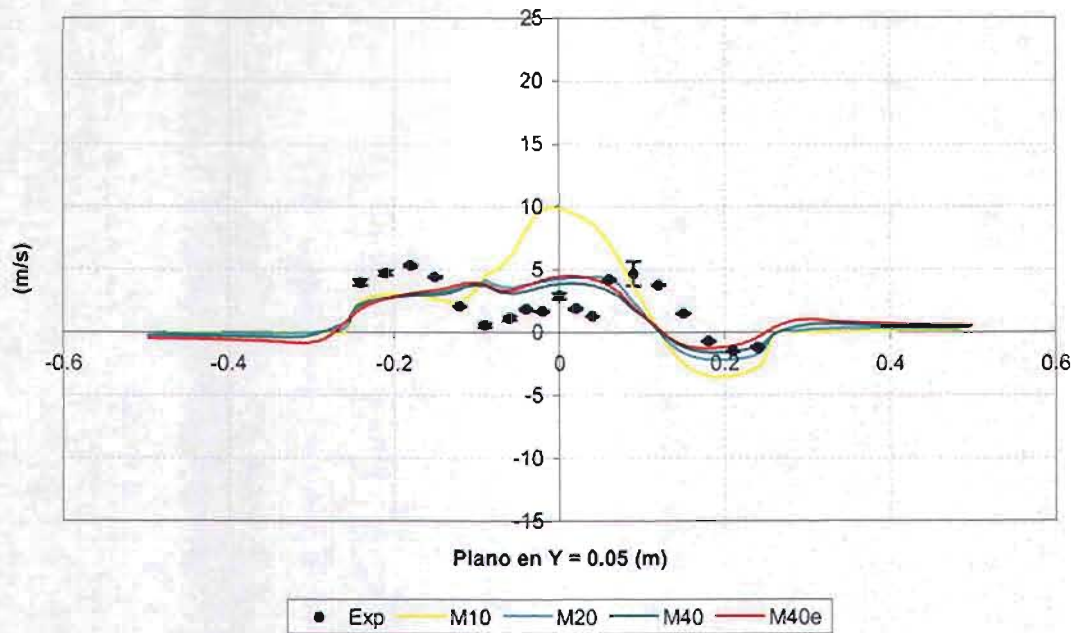
Velocidad en Z



(a)

Y=50, X=110

Velocidad en Z

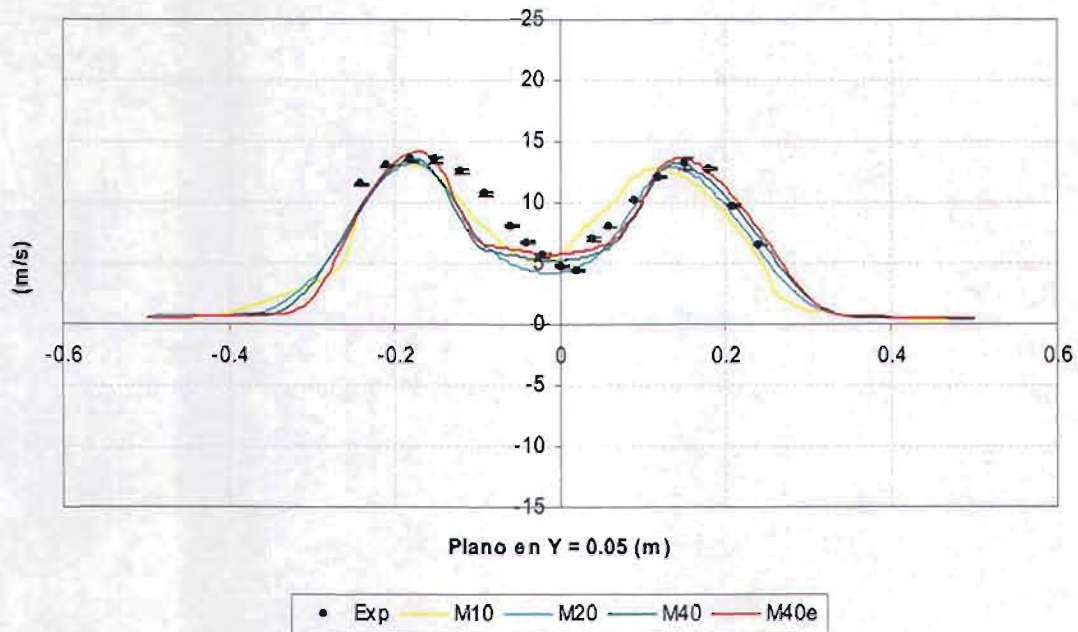


(b)

Figura 4.11 Velocidad en Z en el plano  $Y_3 = 50$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

Y=50, X=200

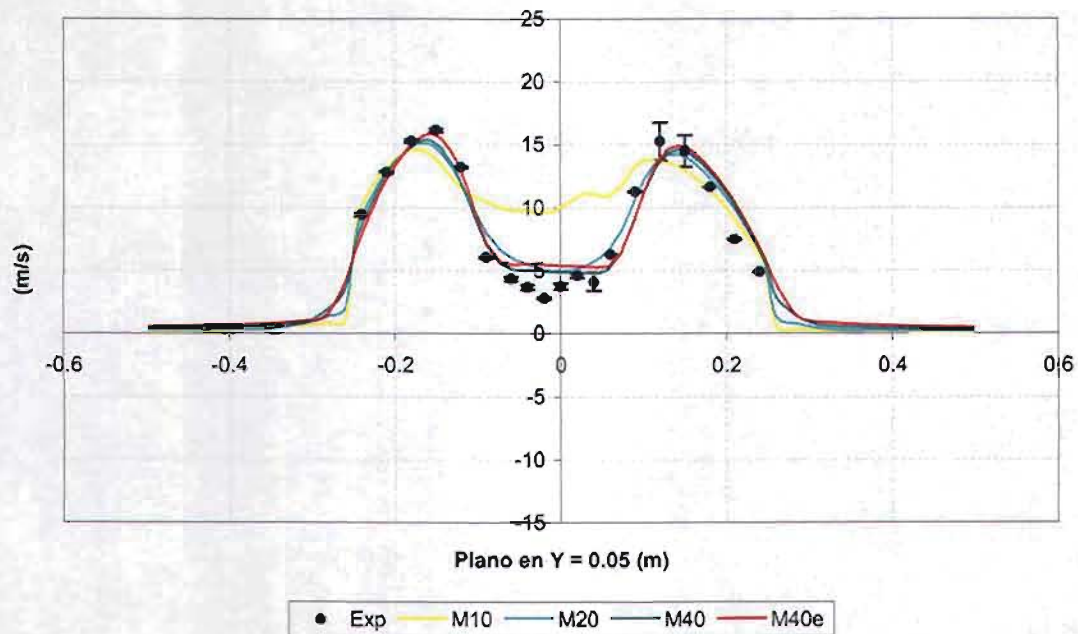
Magnitud de Velocidad



(a)

Y=50, X=110

Magnitud de Velocidad



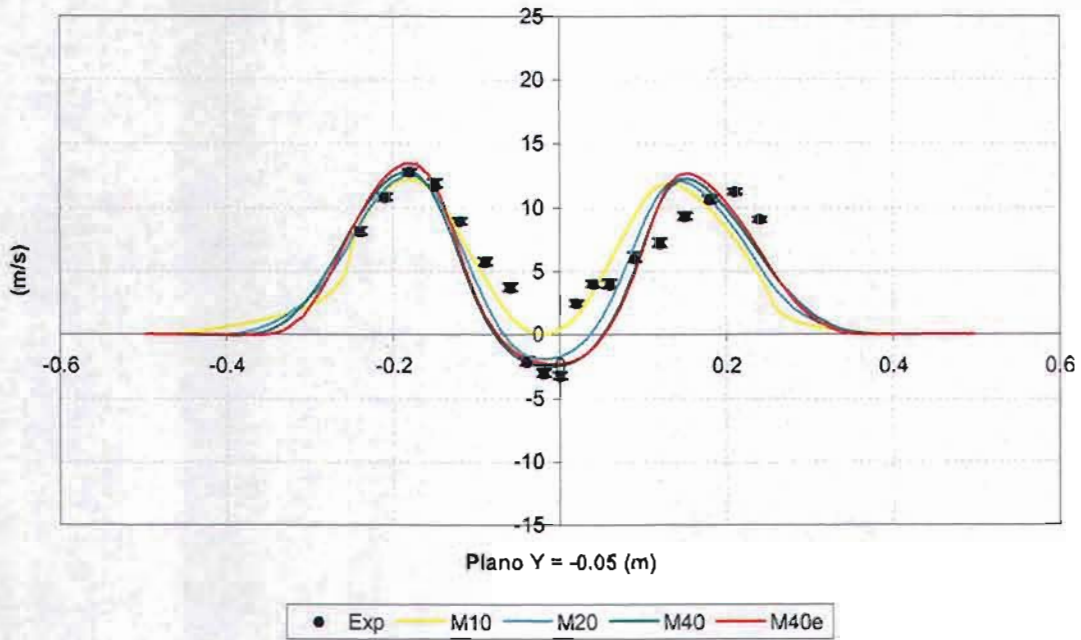
(b)

Figura 4.12 Magnitud de velocidad en el plano  $Y_3 = 50$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .



Y= -50 X=200

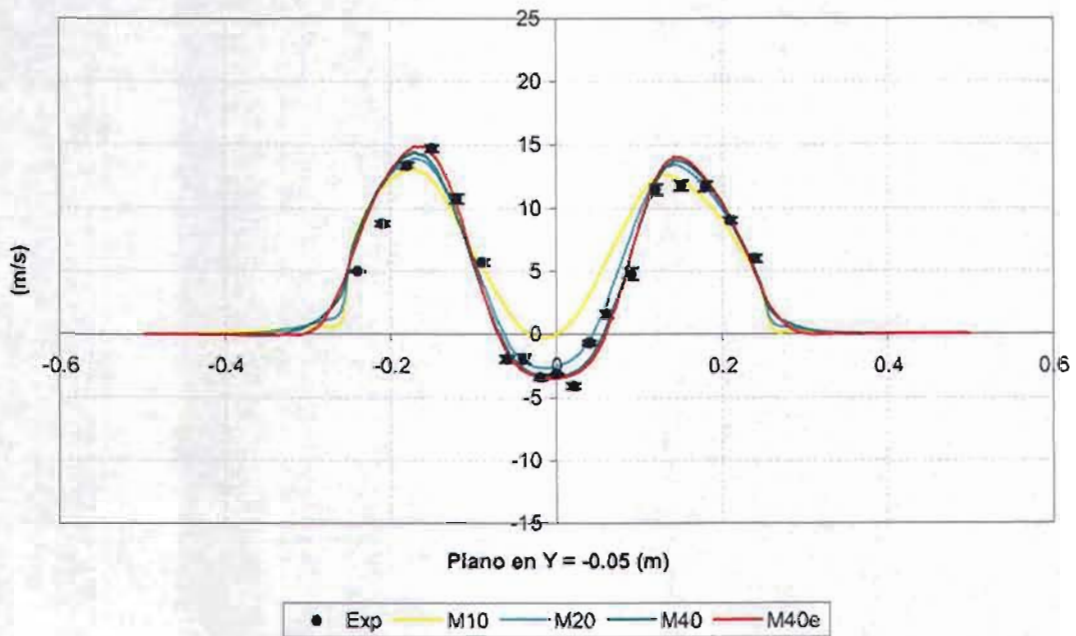
Velocidad en X



(a)

Y= -50 X=110

Velocidad en X

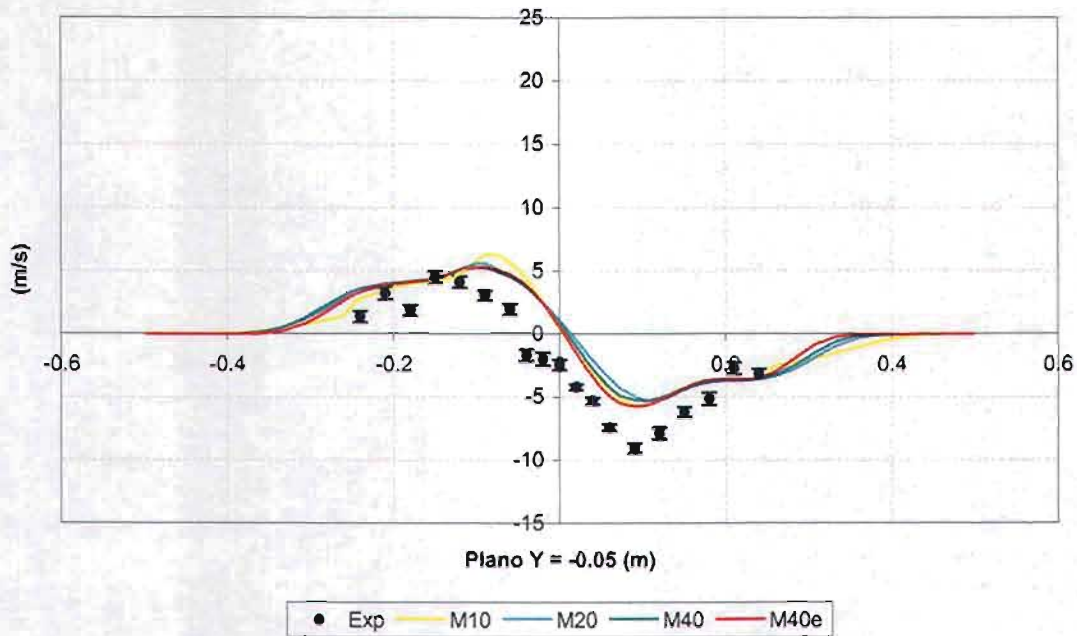


(b)

Figura 4.13 Velocidad en X en el plano  $Y_1 = -50$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

Y= -50 X=200

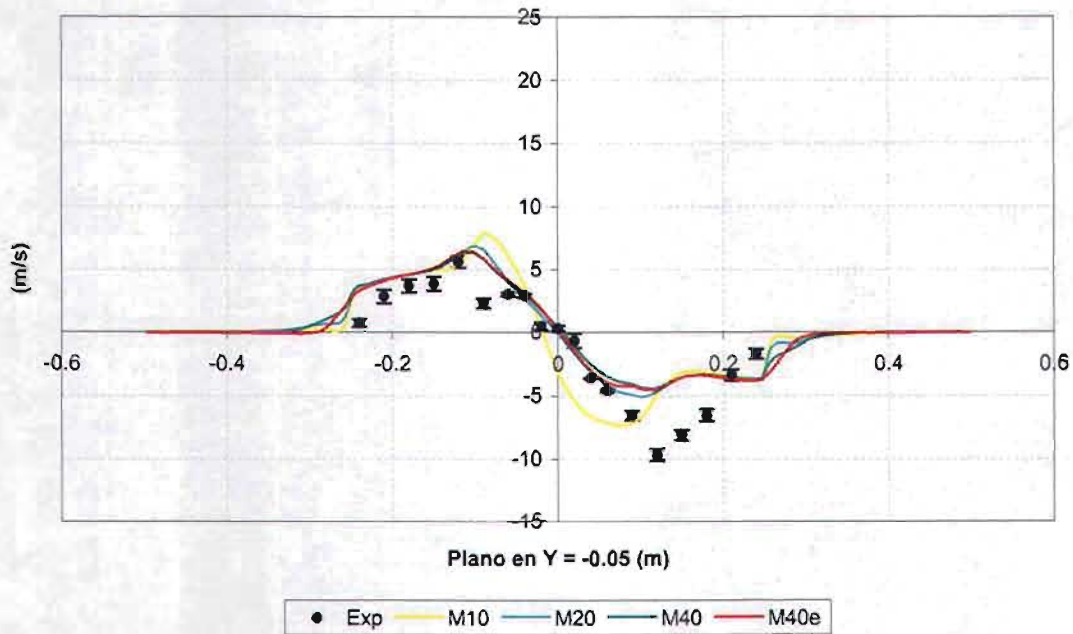
Velocidad en Y



(a)

Y= -50 X=110

Velocidad en Y

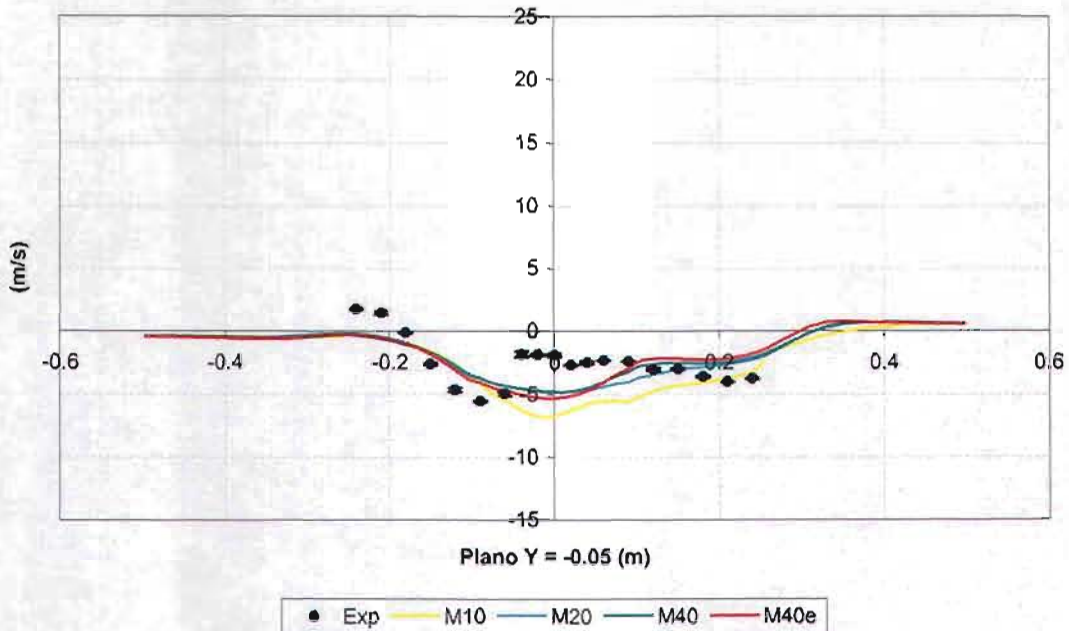


(b)

Figura 4.14 Velocidad en Y en el plano  $Y_1 = -50$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

Y= -50 X=200

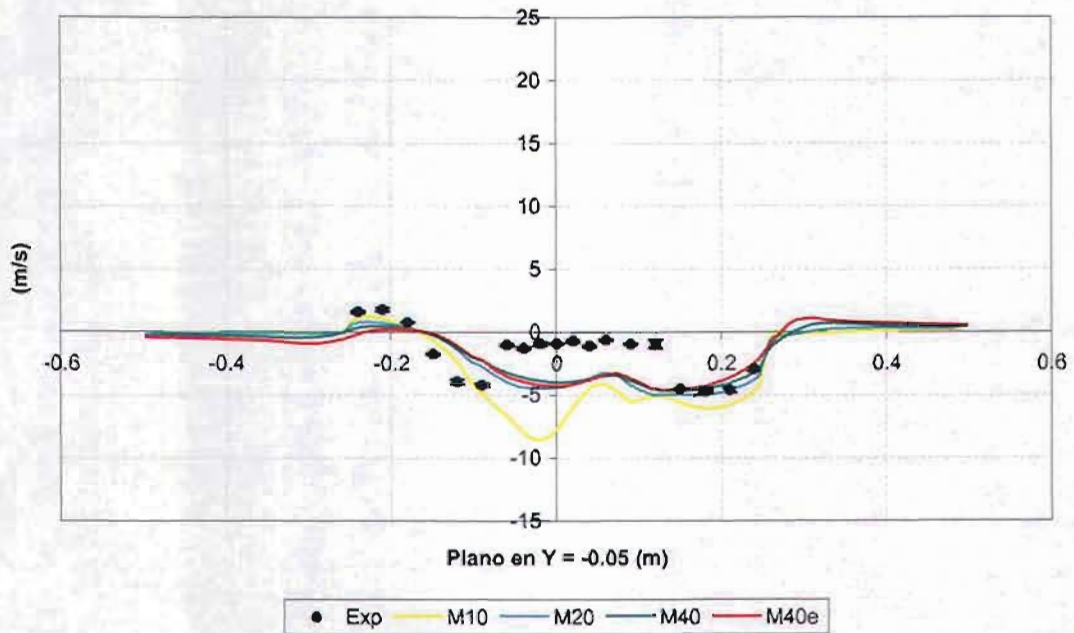
Velocidad en Z



(a)

Y= -50 X=110

Velocidad en Z



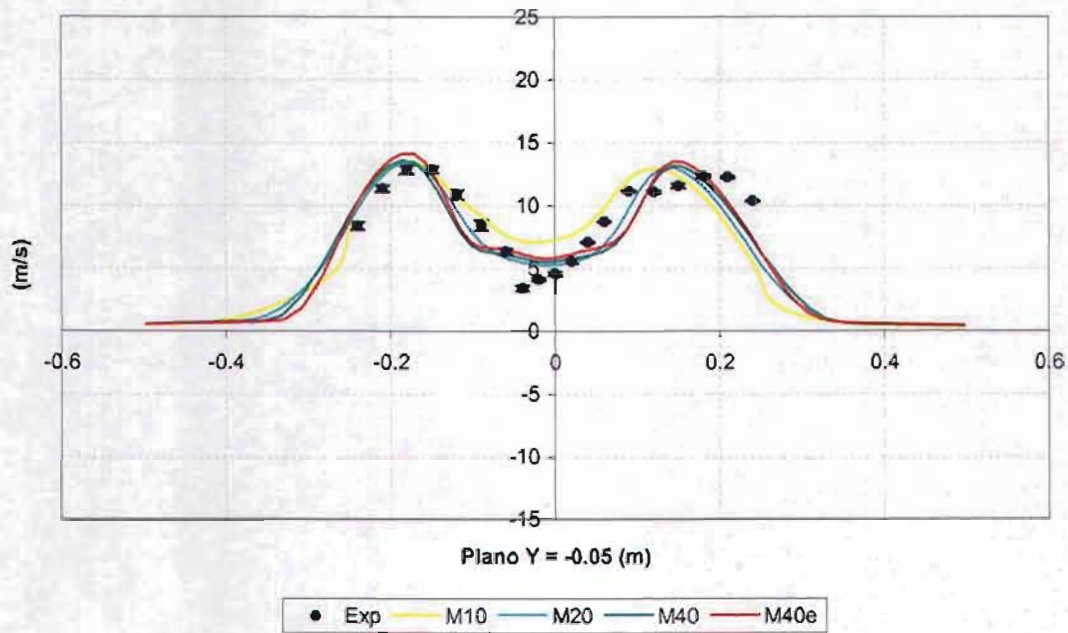
(b)

Figura 4.15 Velocidad en Z en el plano  $Y_1 = -50$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .



Y= -50 X=200

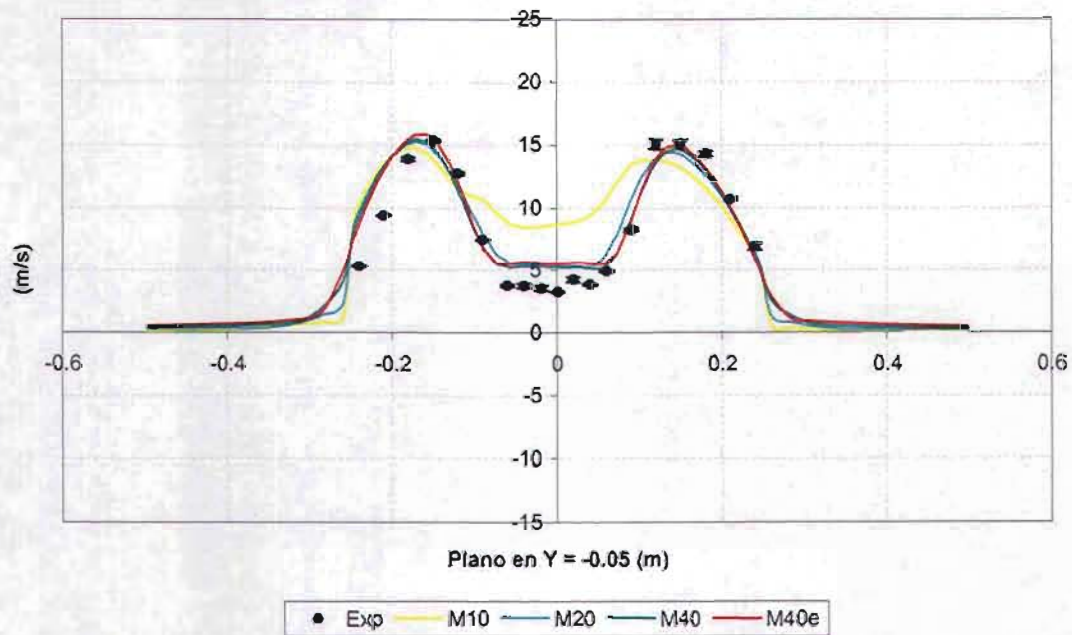
Magnitud de Velocidad



(a)

Y= -50 X=110

Magnitud de Velocidad



(b)

Figura 4.16 Magnitud de velocidad en el plano  $Y_1 = -50$  con diferente malla: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

### 4.3 ESTUDIO DE LOS MODELOS DE TURBULENCIA

En esta fase de estudio se presenta la comparación entre resultados experimentales con resultados numéricos utilizando los modelos de turbulencia:  $k-\varepsilon$  estándar (*STD*) y  $k-\varepsilon$  *RNG*. Del estudio sobre la densidad de malla se seleccionó el caso 4 (M40e) el cual tiene un tamaño de 361,020 celdas.

En las figuras 4.17-4.28 se muestran los resultados de las componentes y magnitud de velocidad para los mismos puntos de medición que se utilizaron en el estudio de densidad de malla. Estos resultados se presentan de la siguiente forma: las figuras 4.17-4.20 corresponden al plano  $Y_2 = 0$ , las figuras 4.21-4.24 al plano  $Y_3 = 50$  y las figuras 4.25-4.28 al plano  $Y_1 = -50$ .

En la figura 4.17 se observa que el comportamiento de los perfiles de velocidad en X de los modelos de turbulencia es diferente entre sí en ciertas zonas, sobresaliendo en la zona central del quemador en ambas longitudes axiales ( $X_1$  y  $X_2$ ), así como en las zonas de mayor velocidad en  $X_2$ . En  $X = 110$  se tiene que los valores de velocidades negativas para el modelo estándar son de -3.6 m/s, el de *RNG* -1.8 m/s y el experimental de -2.9 m/s; en esta zona el modelo estándar presenta una línea uniforme bien definida, en cambio el modelo *RNG* presenta una curva cuyo valor máximo se aproxima a -1 m/s. Este comportamiento también se presenta en  $X_2$ . Los valores máximos de los modelos estándar y *RNG* en  $X_1$  son 14.8 m/s y 15.8 m/s, y del experimento 14.7 m/s localizados en el lado izquierdo del quemador. Mientras que en lado derecho, los valores para los modelos estándar, *RNG* y experimentales son: 13.8, 15.1 y 12.2 m/s, observándose que existe una mayor diferencia de estos valores que en lado derecho del prototipo. Si bien existen diferencias entre los modelos y los experimentales, se nota que los perfiles son muy parecidos en las zonas de mayor velocidad. En el punto  $X_2$  se puede apreciar que los resultados son similares a los que se obtuvieron en  $X_1$ .

En la figura 4.18 se observa que los resultados de los modelos de turbulencia presentan pequeñas diferencias entre sí en el intervalo de -0.1 a 0.1 m sobre el eje Z, lo cual corresponde al diámetro del difusor (0.2 m) no así en el exterior del estabilizador, donde las diferencias son más notorias. El perfil de velocidad en Y muestra dos picos, uno con velocidad positiva ubicado en el lado izquierdo del quemador y otro negativo en el lado derecho. Los valores velocidad en Y de los modelos estándar y *RNG* y del experimento para el lado izquierdo son: 6.4, 6.1 y 4.6 m/s en la distancia axial  $X_1$ , mientras que en el lado derecho del quemador se tienen los siguientes valores -5.7, -5.1 y -9.7 m/s. En la distancia  $X = 200$  mm se tiene que los resultados de los modelos presentan un mejor perfil de velocidad en Y de los modelos en comparación a los resultados experimentales. Por ejemplo, para el lado derecho la diferencia entre los resultados experimentales con los de modelación son menores al tener los siguientes valores: *STD* = 6.2, *RNG* = 6.4 y experimental = 7.2 m/s.

En la figura 4.19 se observa que los resultados de los modelos *STD* y *RNG* para la velocidad en Z son parecidos y conservan la misma tendencia aunque hay pequeñas diferencias entre sí en los puntos  $X_1$  y  $X_2$ . En  $X_1$ , los resultados de los modelos en la zona

frente al difusor son similares a los experimentales, sin embargo, fuera de este rango 0 - 0.1 empiezan a existir una diferencia en los resultados. También se tiene que los resultados de los modelos de turbulencia que se encuentran fuera del frente del difusor presentan una diferencia con respecto a los experimentales. En el punto de medición  $X_2$  se observa que los resultados del modelo estándar es el que mayor número de puntos experimentales reproduce, en cambio, el modelo *RNG* representa un pequeña parte aunque el perfil que desarrolla es muy parecido al modelo *STD* y a los resultados experimentales.

En la figura 4.20 se observa que los resultados de magnitud de velocidad de los modelos de turbulencia presentan un perfil parecido en la zona que queda fuera del frente del difusor, mientras que en la zona del difusor existe una diferencia entre ellos. Ambos presentan un valor mínimo en la zona central. En el plano  $X_1$  se tiene que los valores mínimos en el frente del centro del difusor son de 3.6 m/s para el modelo *STD*, 0.9 m/s para el *RNG* y entre ellos se encuentran resultados experimentales con valores entre 2.4 y 3.7 m/s. Por otro lado, los valores máximos de velocidad que se presentan son en el lado izquierdo son para el modelo *STD* = 15.7, *RNG* = 16.3 y experimental = 15 m/s, mientras que en el lado derecho *STD* = 14.7, *RNG* = 16.3 y experimental = 14.8 - 15.9 m/s.

En las figuras 4.21-4.28 se muestran los resultados de la parte experimental y de modelación de los planos  $Y_3 = 50$  y  $Y_1 = -50$ , donde se comparan los valores de las componentes y magnitud de velocidad. En general se puede apreciar que los resultados en estos planos presentan un mismo comportamiento al que se obtuvo en el plano  $Y_2 = 0$ .

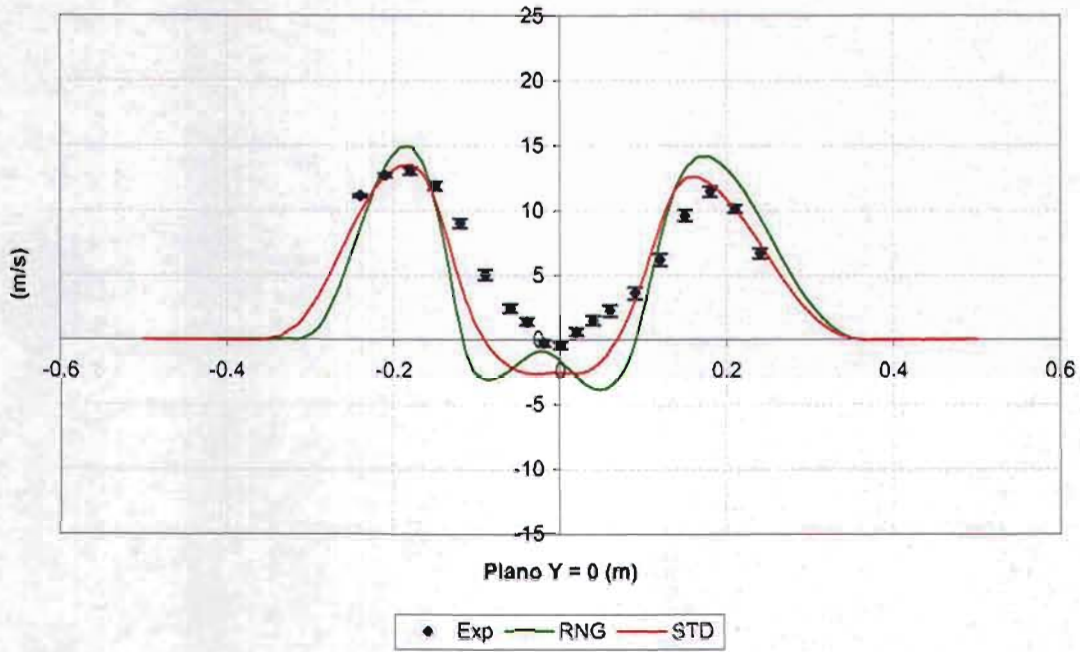
Como se puede observar los resultados de los dos modelos de turbulencia aplicados, *k-ε* estándar y *RNG*, reproducen los resultados experimentales, si bien existen diferencias en algunos puntos, también existen resultados con una muy buena aproximación.

Con base en la revisión bibliográfica sobre la aplicación del modelo *k-ε* (punto 2.1.4 de este trabajo), el modelo más utilizado para la simulación de quemadores de diferentes tipos de combustible es el modelo estándar. Aunado a los resultados obtenidos en este trabajo al comparar los modelos de turbulencia aplicados, se puede establecer que el modelo estándar es un modelo con resultados aceptables para poder continuar con la siguiente etapa de este proyecto el cual consiste en estudiar una serie de modificaciones geométricas al estabilizador de flama con el fin de establecer un mejor diseño del difusor.



X=200, Y=0

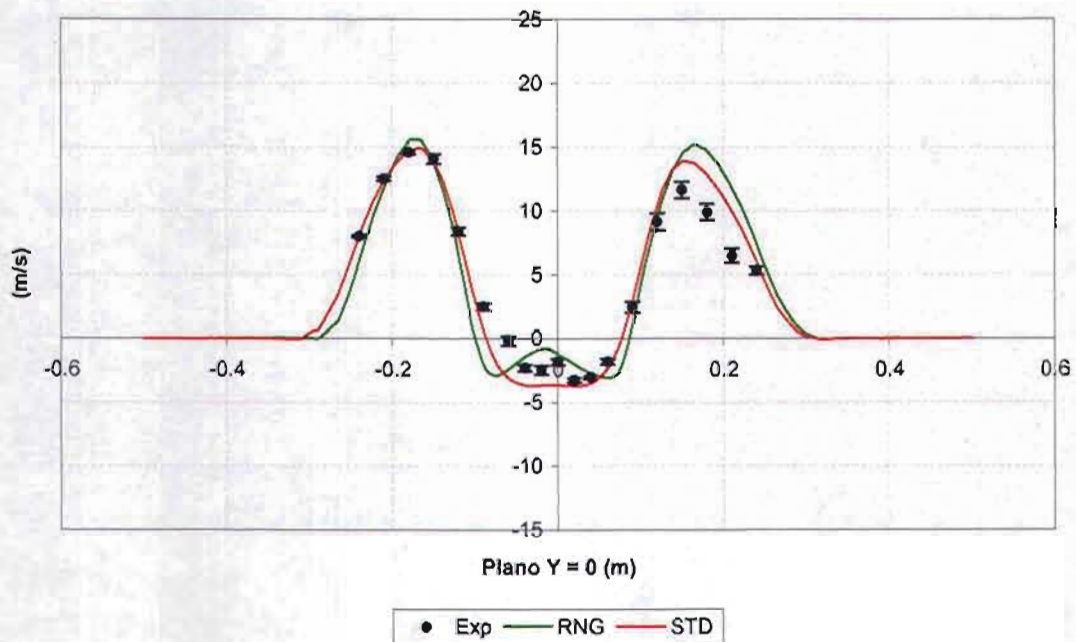
Velocidad en X



(a)

X=110, Y=0

Velocidad en X

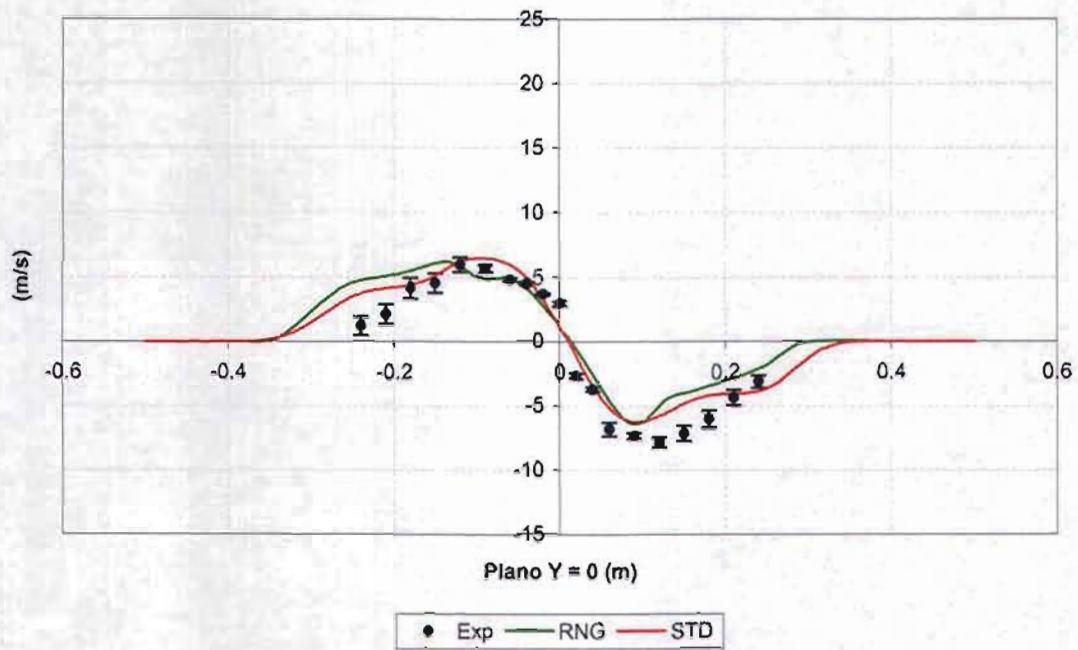


(b)

Figura 4.17 Velocidad en X en el plano  $Y_2 = 0$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

X=200, Y=0

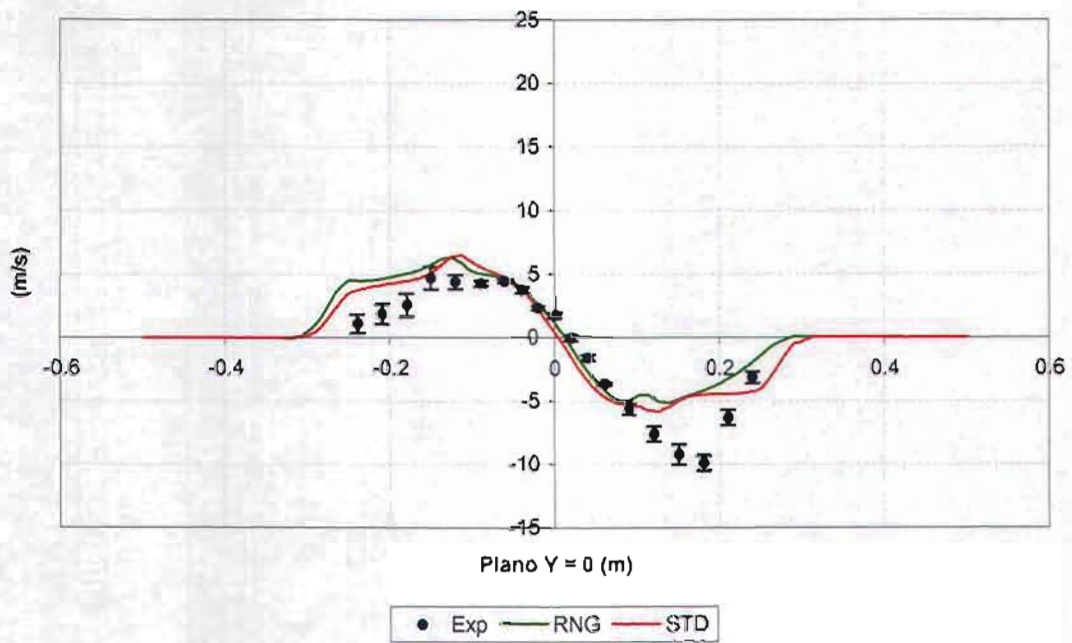
Velocidad en Y



(a)

X=110, Y=0

Velocidad en Y

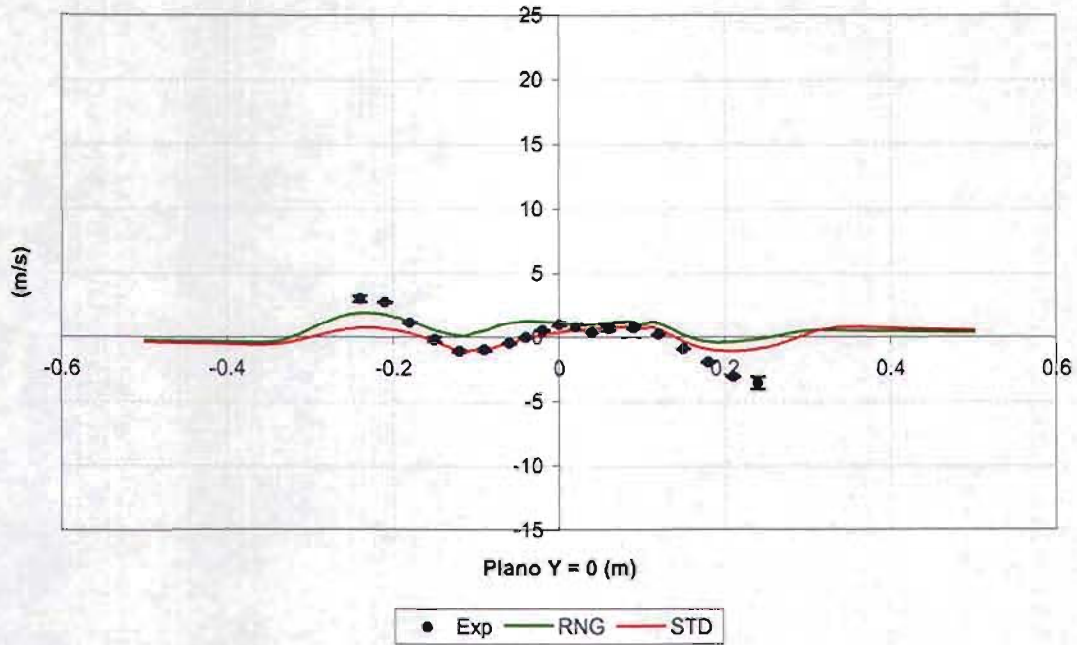


(b)

Figura 4.18 Velocidad en Y en el plano  $Y_2 = 0$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

X=200, Y=0

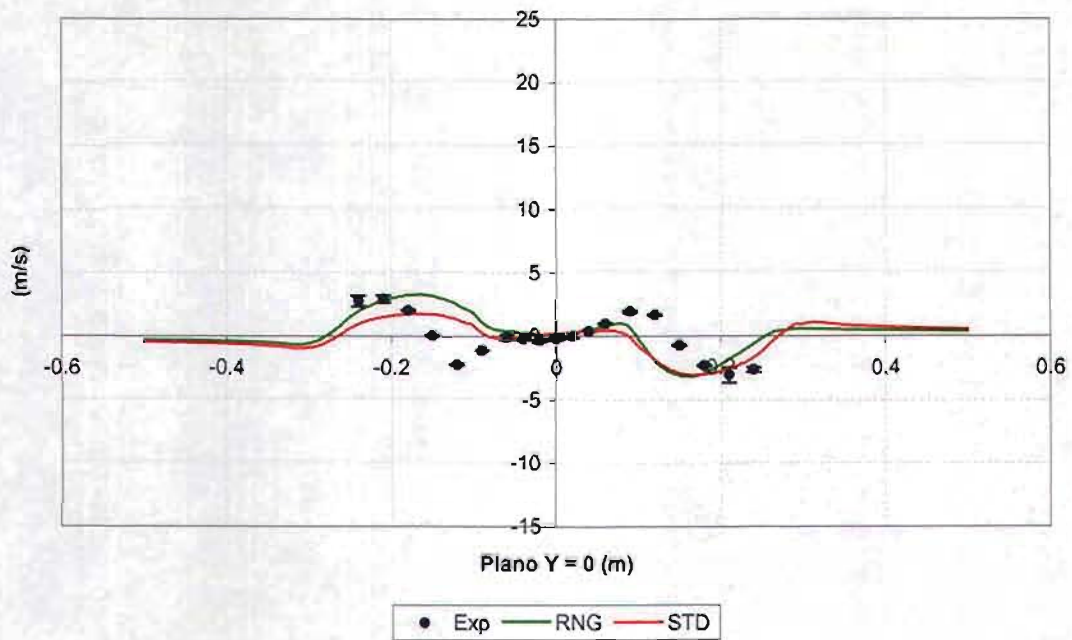
Velocidad en Z



(a)

X=110, Y=0

Velocidad en Z



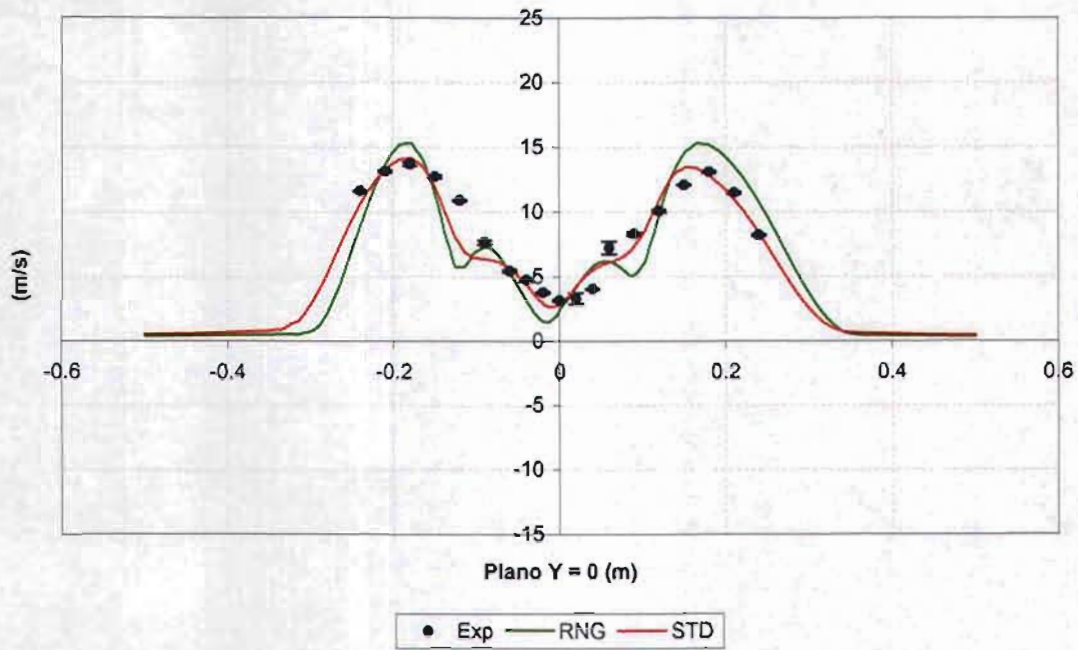
(b)

Figura 4.19 Velocidad en Z en el plano  $Y_2 = 0$  con diferente modelo de turbulencia:  
(b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .



X=200, Y=0

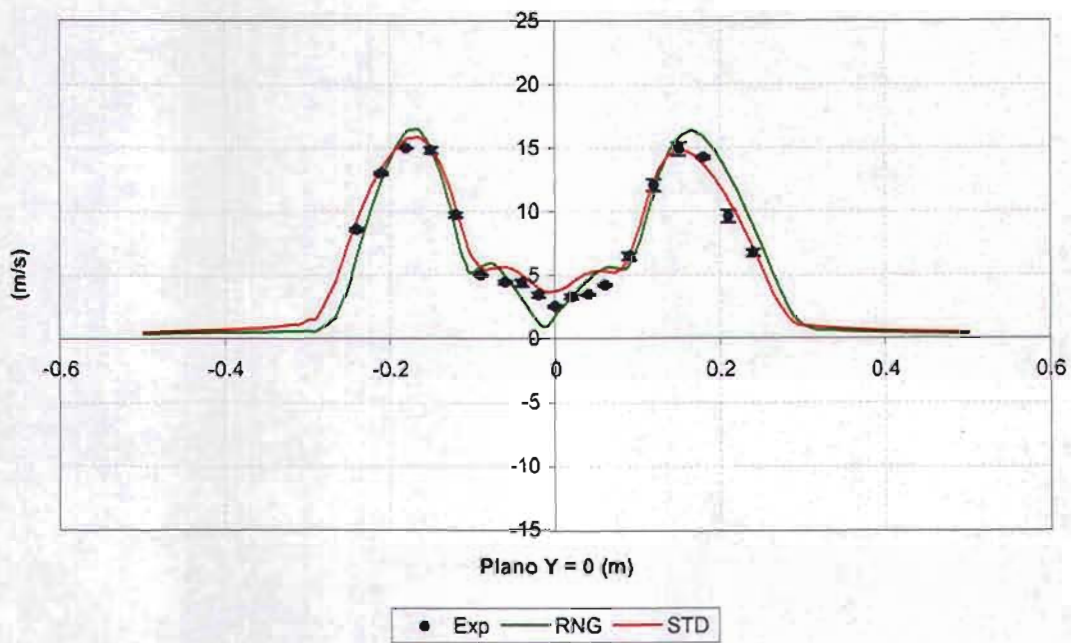
Magnitud de Velocidad



(a)

X=110, Y=0

Magnitud de Velocidad

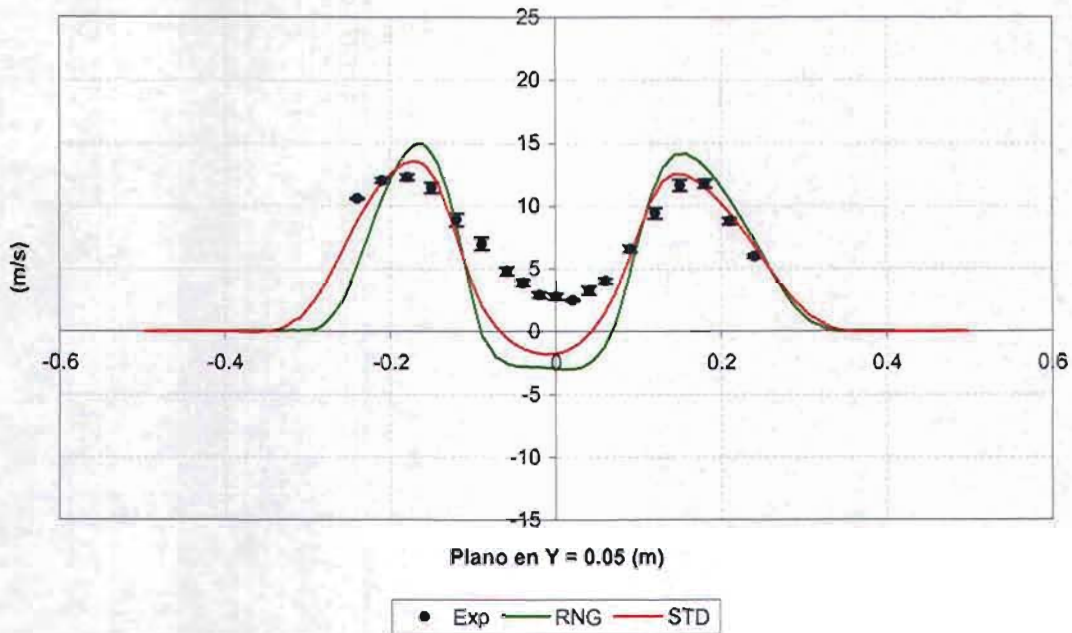


(b)

Figura 4.20 Magnitud de velocidad en el plano  $Y_2 = 0$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

X=200, Y=50

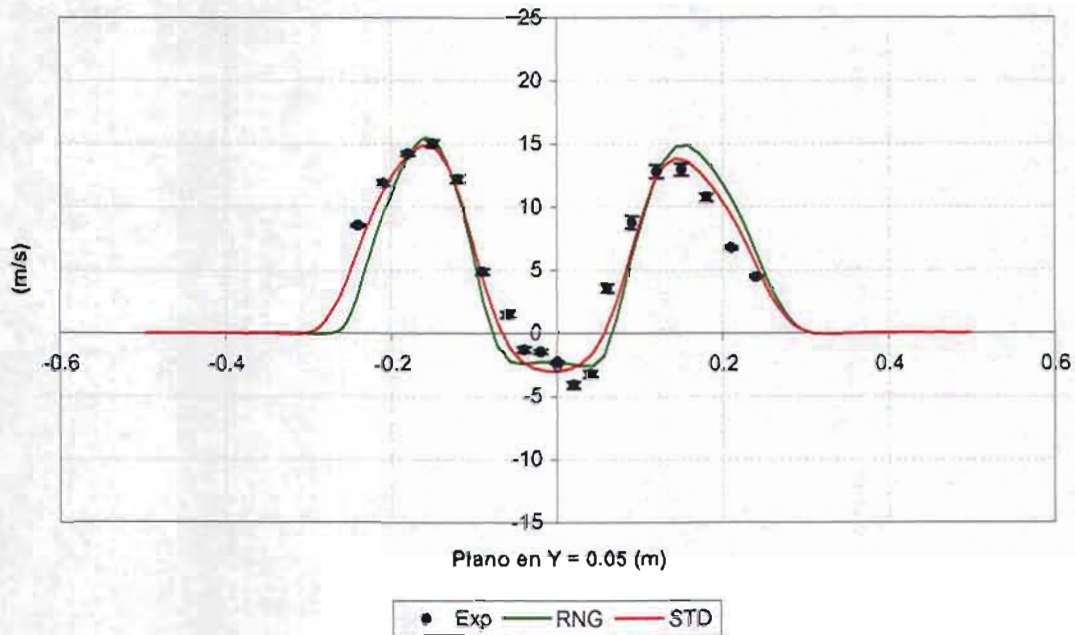
Velocidad en X



(a)

X=110, Y=50

Velocidad en X

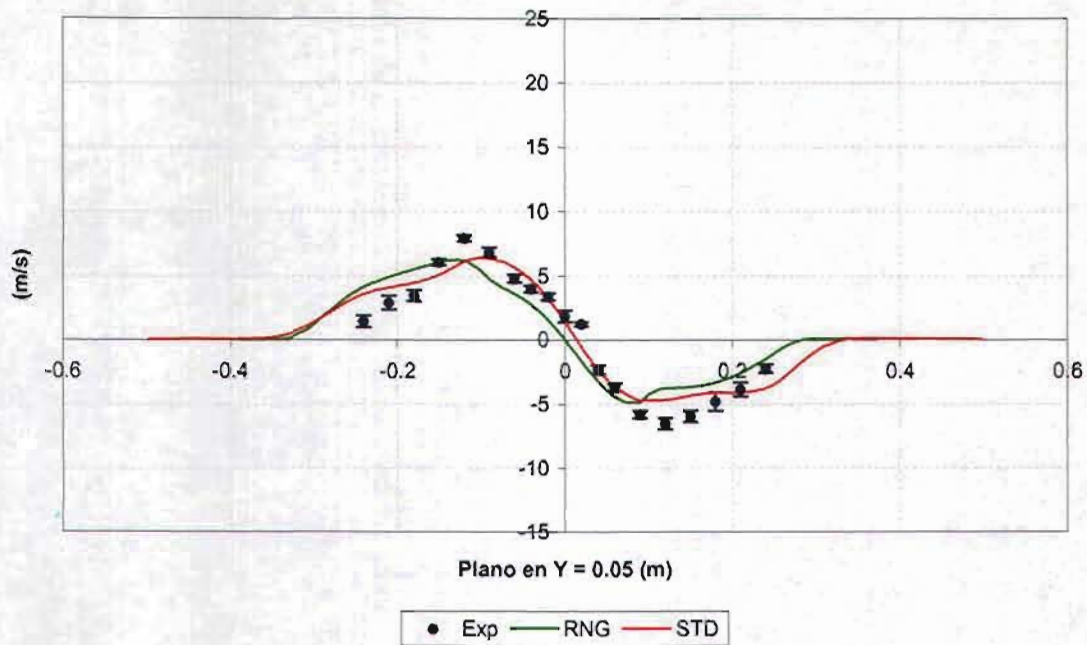


(b)

Figura 4.21 Velocidad en X en el plano  $Y_3 = 50$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

X=200, Y=50

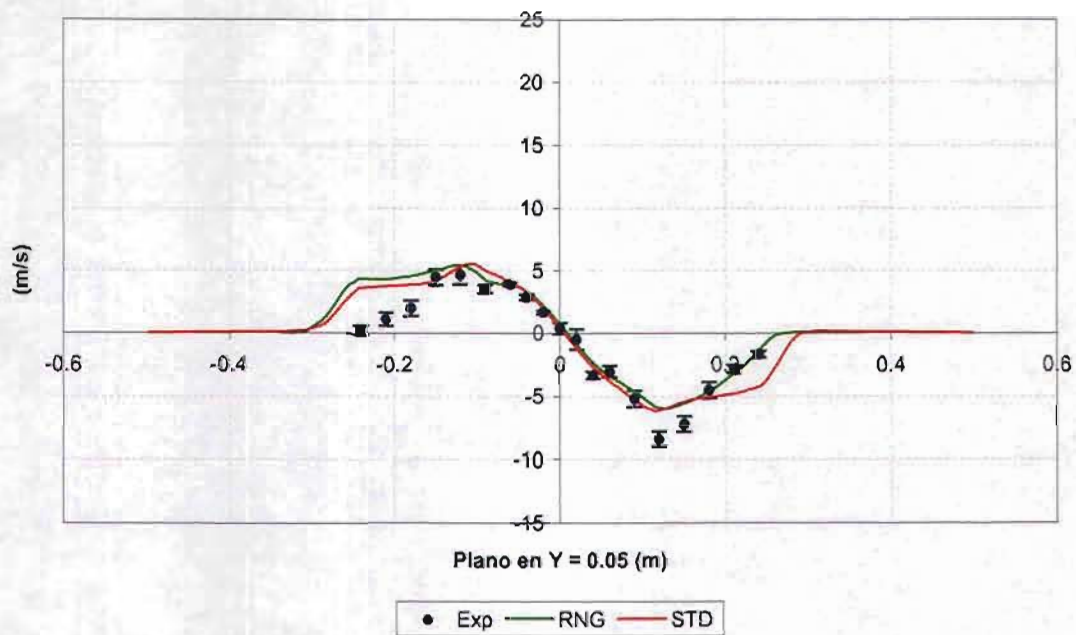
Velocidad en Y



(a)

X=110, Y=50

Velocidad en Y



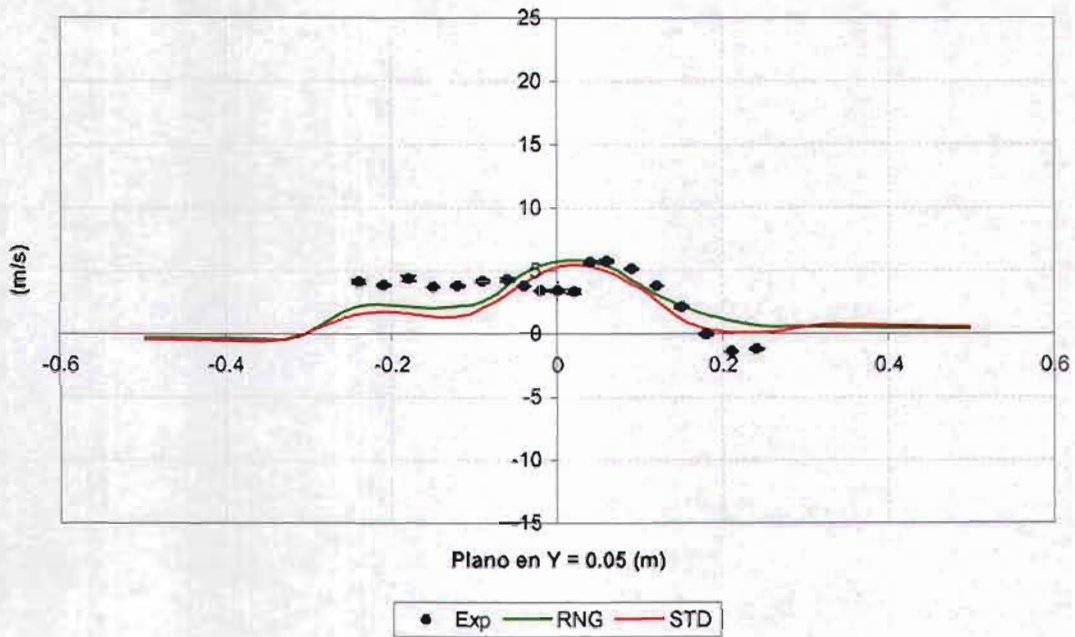
(b)

**Figura 4.22** Velocidad en Y en el plano  $Y_3 = 50$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .



X=200, Y=50

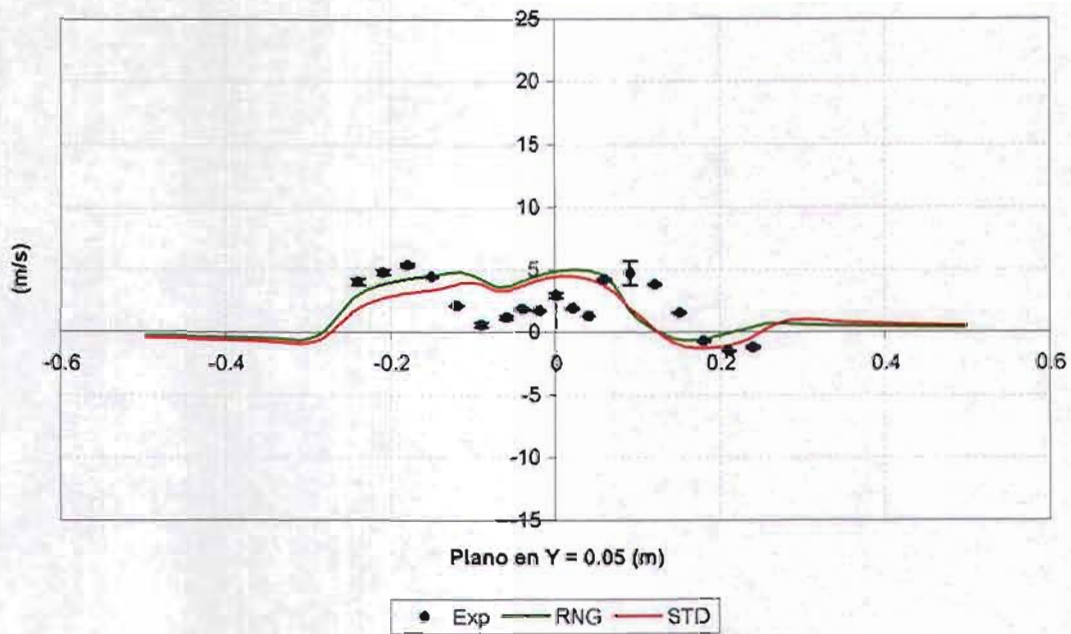
Velocidad en Z



(a)

X=110, Y=50

Velocidad en Z

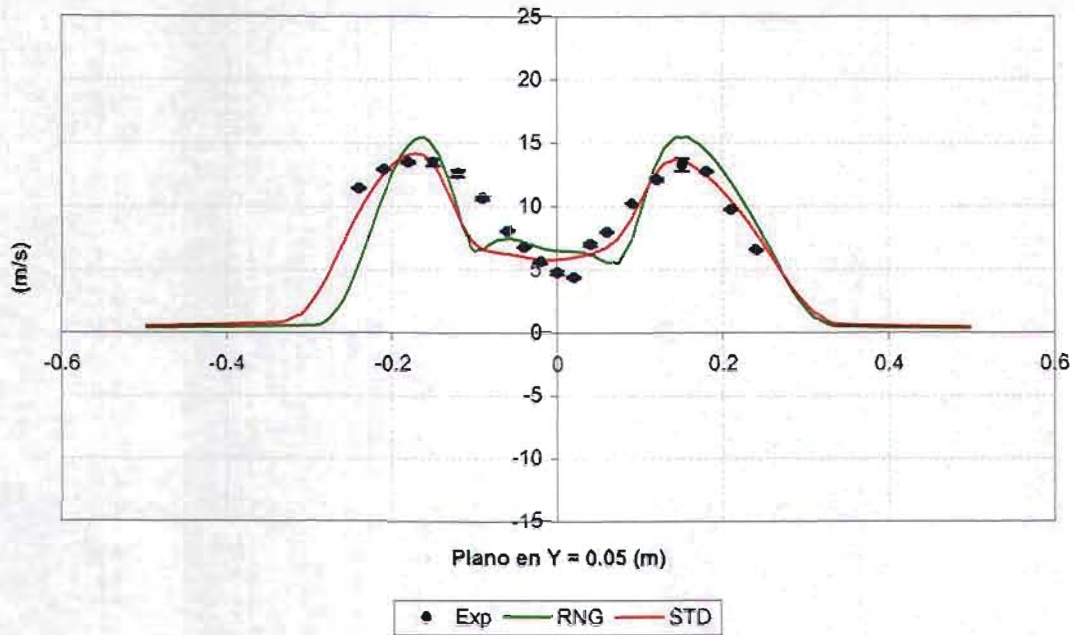


(b)

Figura 4.23 Velocidad en Z en el plano  $Y_3 = 50$  con diferente modelo de turbulencia:  
 (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

X=200, Y=50

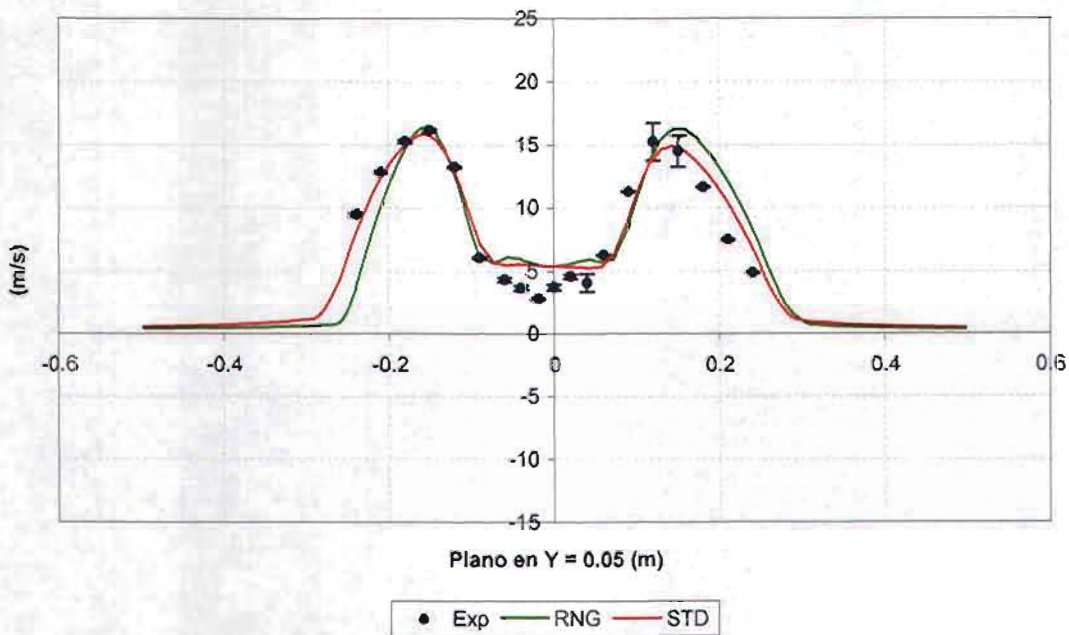
Magnitud de Velocidad



(a)

X=110, Y=50

Magnitud de Velocidad



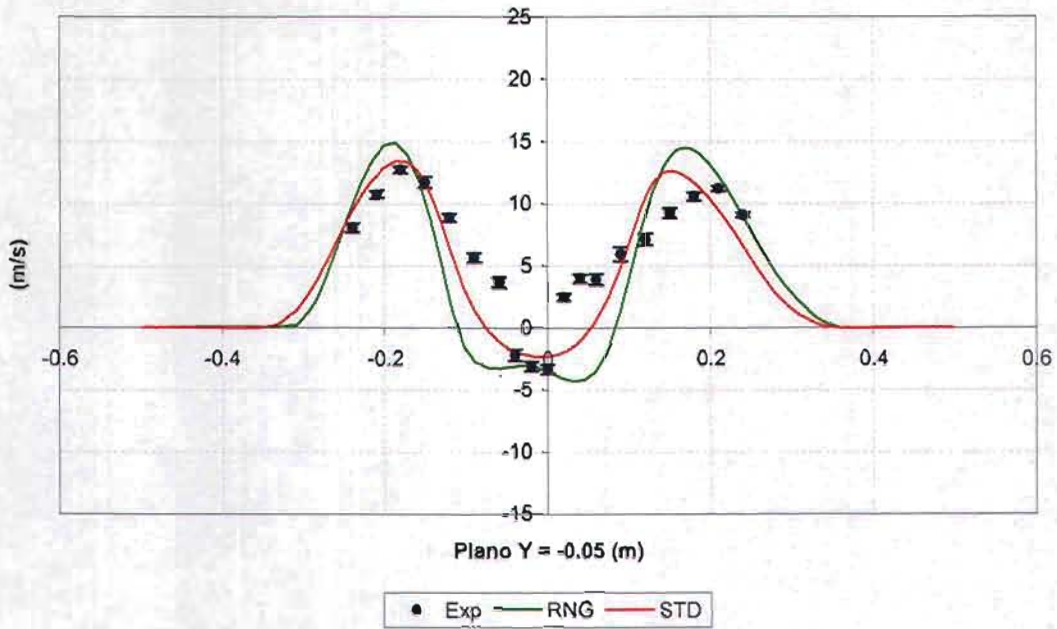
(b)

Figura 4.24 Magnitud de velocidad en el plano  $Y_3 = 50$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

ESTA TESIS NO SALI  
DE LA BIBLIOTECA

X=200, Y= -50

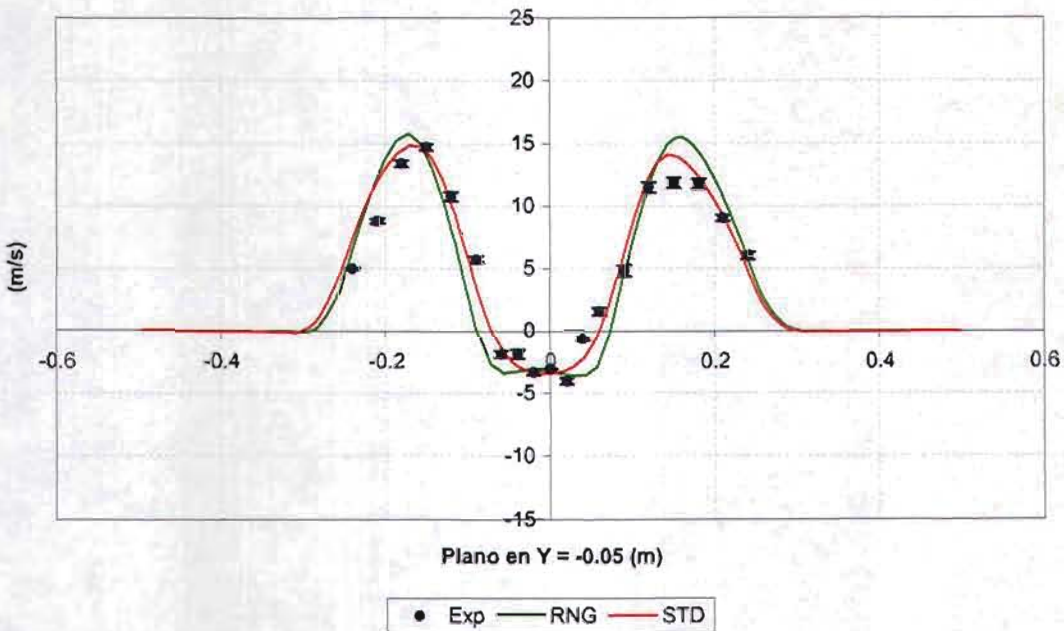
Velocidad en X



(a)

X=110, Y= -50

Velocidad en X



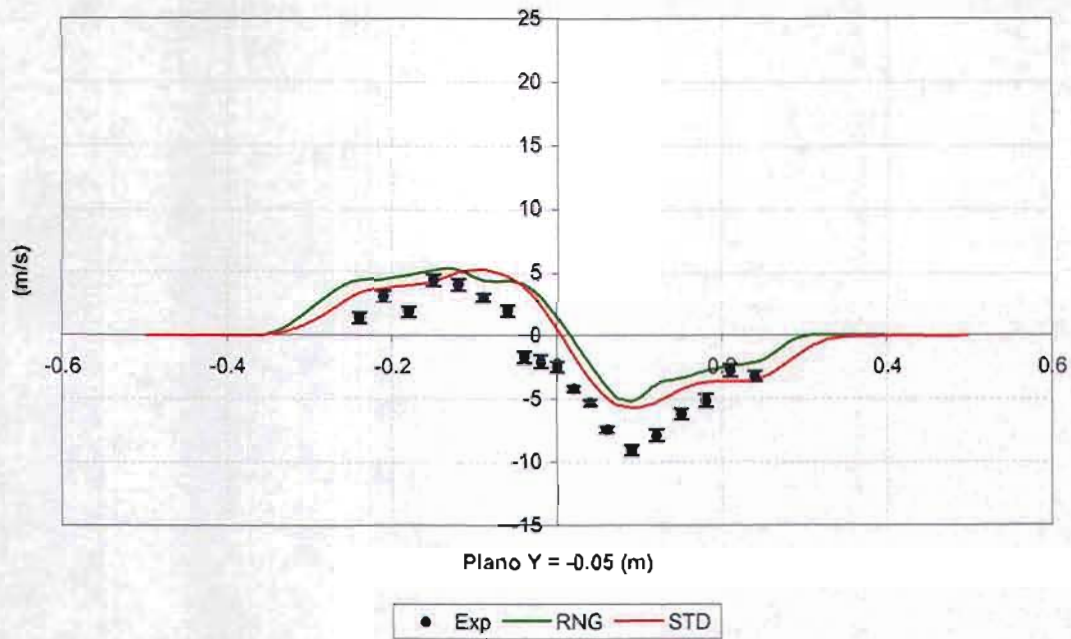
(b)

Figura 4.25 Velocidad en X en el plano  $Y_1 = -50$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .



X=200, Y= -50

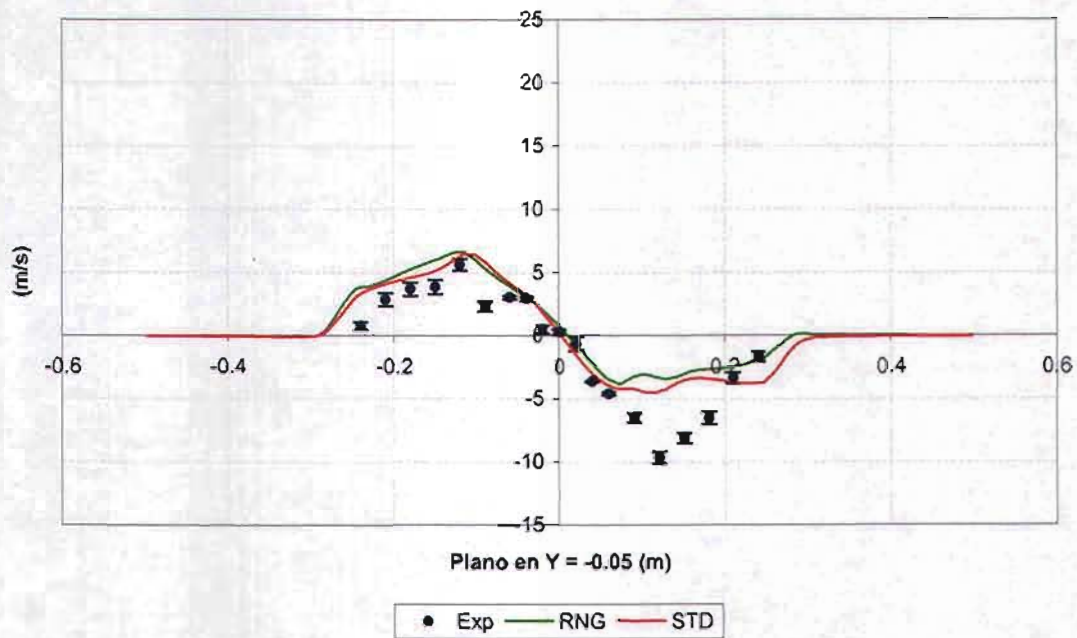
Velocidad en Y



(a)

X=110, Y= -50

Velocidad en Y

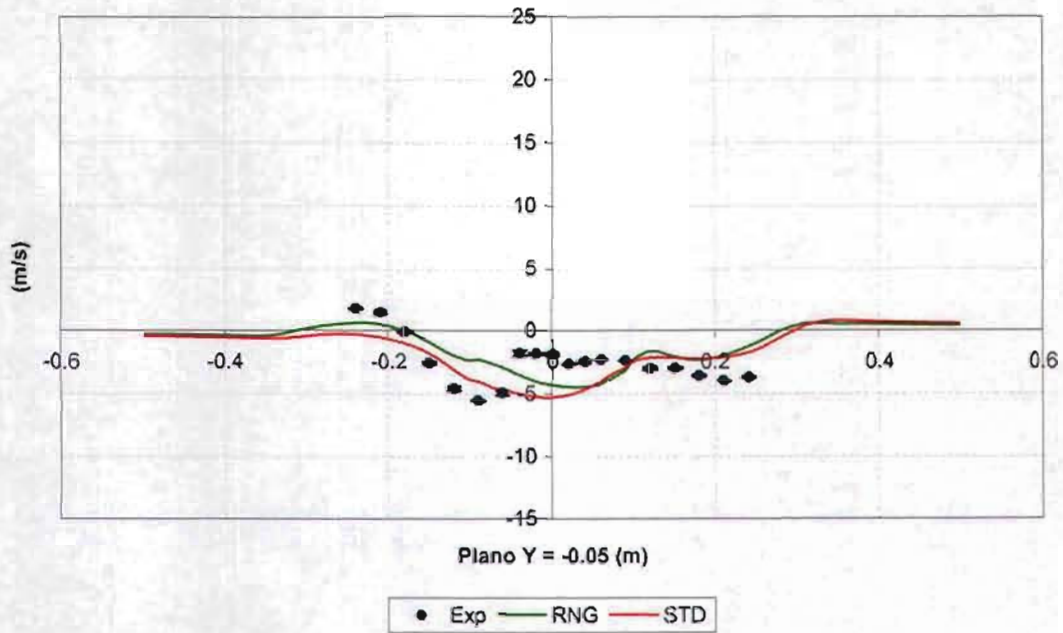


(b)

Figura 4.26 Velocidad en Y en el plano  $Y_1 = -50$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

X=200, Y= -50

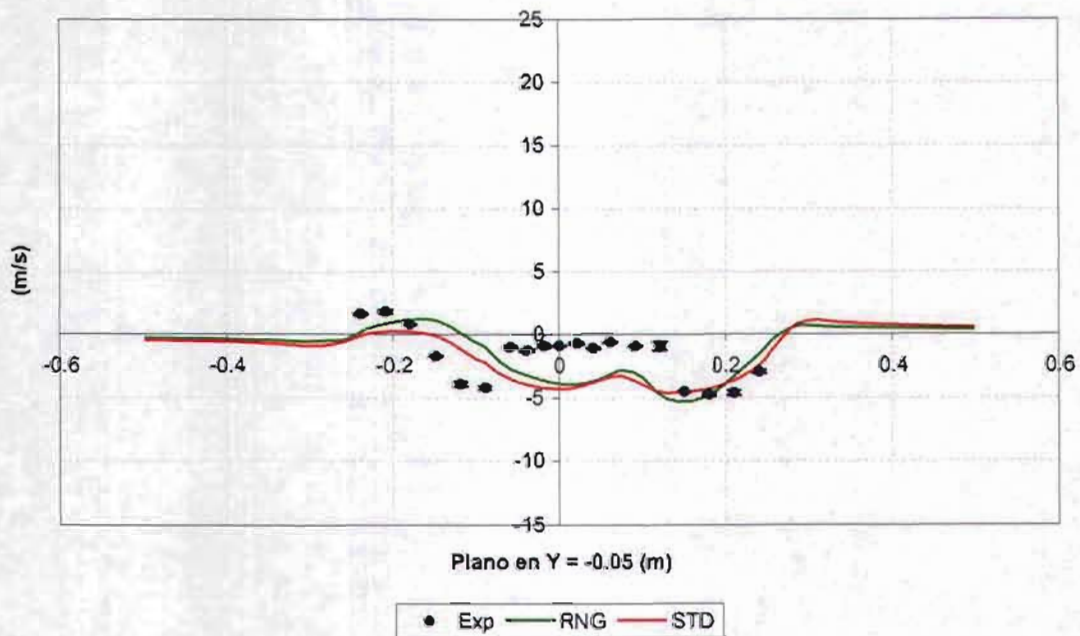
Velocidad en Z



(a)

X=110, Y= -50

Velocidad en Z



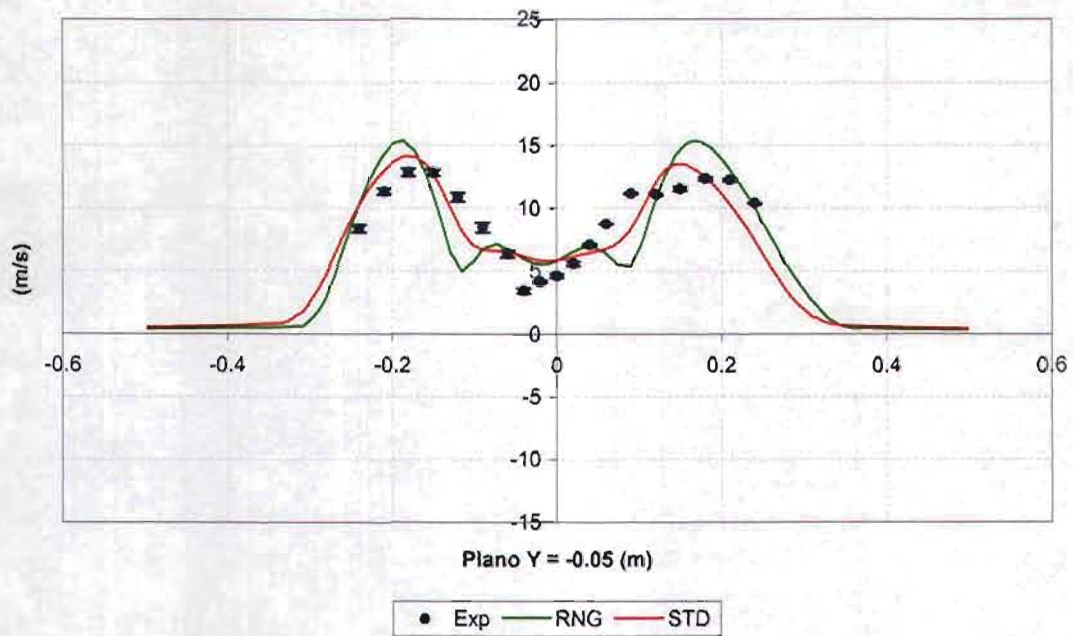
(b)

Figura 4.27 Velocidad en Z en el plano  $Y_1 = -50$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .



X=200, Y= -50

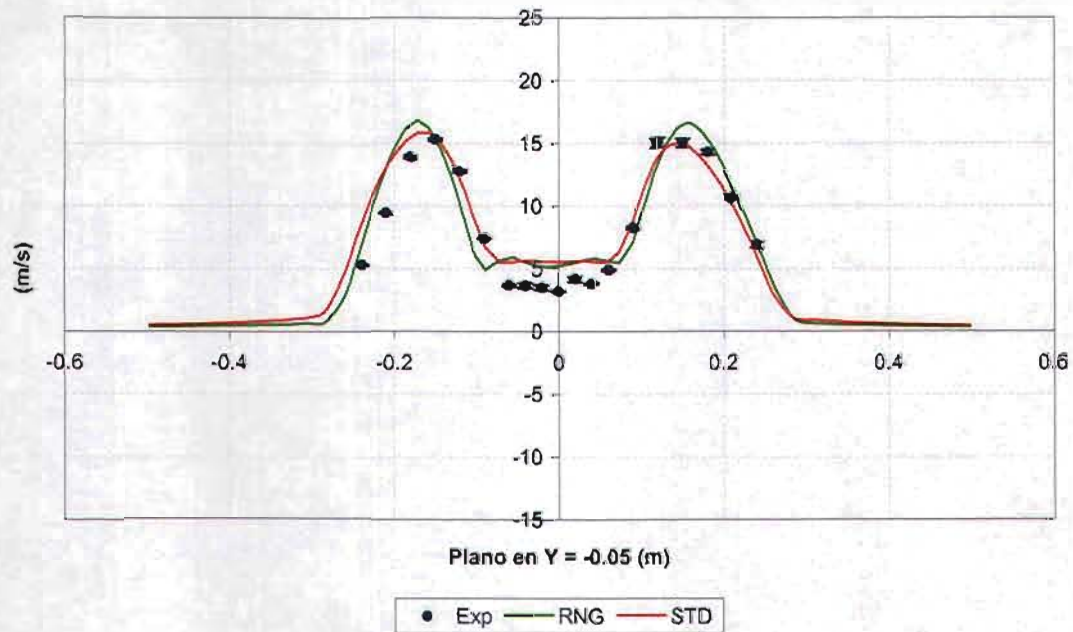
Magnitud de Velocidad



(a)

X=110, Y= -50

Magnitud de Velocidad



(b)

Figura 4.28 Magnitud de velocidad en el plano  $Y_1 = -50$  con diferente modelo de turbulencia: (b)  $X_1 = 110$ , (a)  $X_2 = 200$ .

#### 4.4 DETERMINACIÓN DE LA ZONA DE RECIRCULACIÓN

De la misma forma que se compararon los perfiles de velocidad obtenidos experimentalmente al utilizar diferentes densidades de malla y con los modelos de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar y  $RNG$ , a continuación se muestran los resultados de la zona de recirculación que genera el estabilizador.

En la figura 4.29 se muestra la zona de recirculación (ZR) de las diferentes distribuciones de malla. El modelo con menor distribución de malla, perfil morado, es el que forma la ZR más angosta y larga de todos los casos. En orden de la longitud de la ZR se observa que a medida que la densidad de la malla de los modelos aumenta la longitud se reduce, acercándose a la longitud de la ZR experimental. Este es un ejemplo claro sobre la dependencia que los resultados de la modelación tienen con respecto a la densidad de la malla. También hay que notar que las ZR de los modelos después de los 150 mm de longitud presentan una diferencia importante con respecto a la ZR experimental, esta diferencia puede reducirse para obtener resultados más cercanos a los experimentales al aumentar la densidad del modelo, sin embargo, esto implicaría que el costo de la solución de los siguientes modelos aumentara de forma importante en tiempo y en recursos de cómputo.

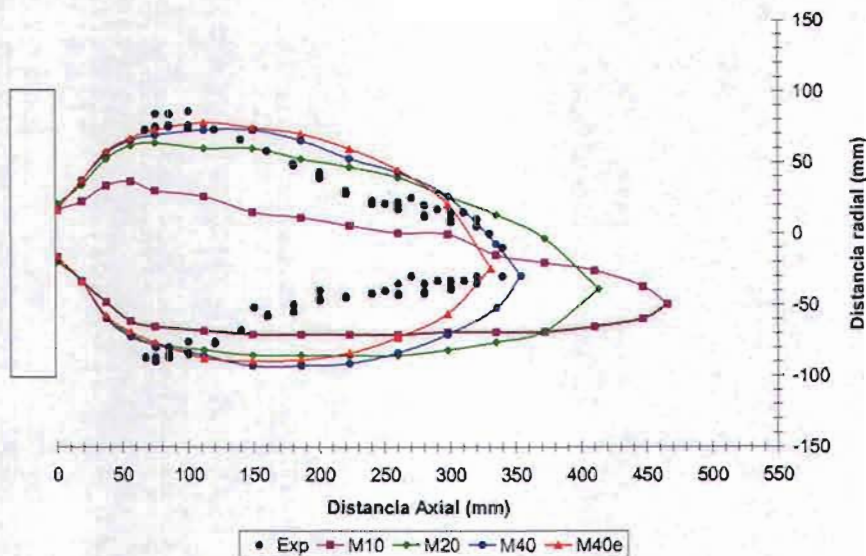


Figura 4.29 Zona de recirculación con diferentes densidades de malla ( $Y = 0$ ).

Al comparar los modelos de turbulencia estudiados se observa que el modelo  $RNG$  forma una ZR más ancha y larga que la producida por el modelo estándar, como se puede apreciar en la figura 4.30. Para esta etapa se utilizó la malla del Caso 4 mencionado en la tabla 4.2. Los resultados del modelo estándar muestran una longitud de la ZR cercana a la obtenida experimentalmente. Al igual que en el caso sobre los modelos de diferente distribución de malla, se observa que después de los 150 mm sobre el eje axial los resultados de ambos modelos se alejan de los experimentales, nuevamente se observa la influencia que la distribución de la malla tiene, ahora, en los resultados de la simulación con los modelos de turbulencia seleccionados.



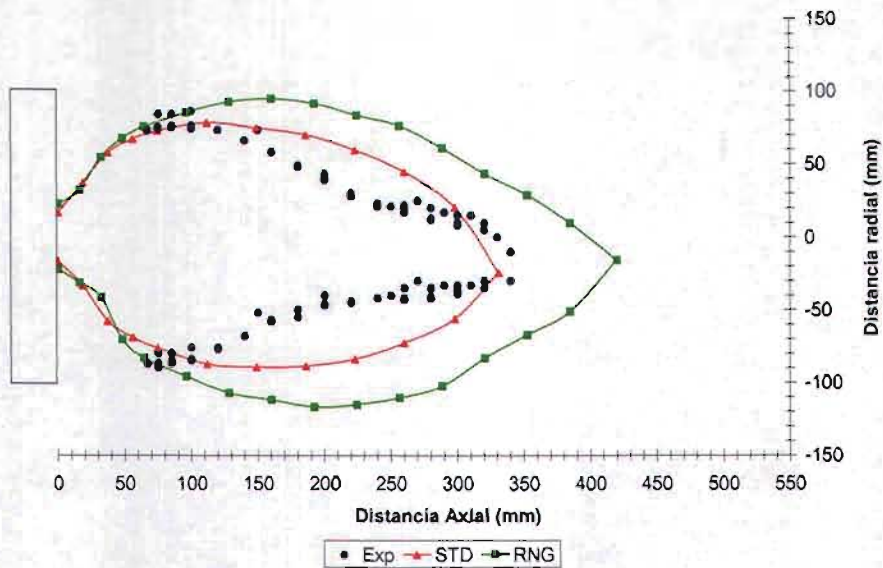


Figura 4.30 Zona de recirculación con diferentes modelos de turbulencia ( $Y = 0$ ).

Como resultado de este análisis comparativo sobre la densidad de la malla y de los modelos de turbulencia, se seleccionó la malla del Caso 4 y el modelo de turbulencia  $k - \varepsilon$  en su forma estándar para el estudio sobre la optimización de un estabilizador de flama de un quemador de combustóleo de una central termoeléctrica, el cual se desarrolla en el siguiente capítulo.

### Nomenclatura

$f_1$	Malla fina
$f_2$	Malla burda
$h$	Tamaño de la celda o volumen
$h_1$	Longitud del volumen de la malla fina
$h_2$	Longitud del volumen de la malla burda
$p$	Orden del método utilizado
$r$	Coefficiente de refinamiento entre un espacio burdo y uno fino
$\alpha$	Diferencia relativa entre mallas

### Referencias

1. Roache, P.J., **Verification and Validation in Computational Science and Engineering**, Hermosa Publishers, Albuquerque, New Mexico, 1998.
2. Bergstrom J., Gebart R., **Estimation of numerical accuracy for the flow field in a draft tube**, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, vol. 9 no. 4, 1999.

# OPTIMIZACIÓN DEL QUEMADOR

## 5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta la modelación en *Fluent* del quemador del generador de vapor de la unidad tres (U-3) de la Central Termoeléctrica, José Aceves Pozos. El desarrollo de este trabajo consta de los siguientes pasos:

- Modelación del registro de aire
- Modelación del estabilizador de flama original
- Modelación de un diseño previo (Diseño 0)
- Modelación de un estabilizador propuesto o base
- Definición del modelo final

## 5.2 MODELACIÓN DEL REGISTRO DE AIRE

El quemador del generador de vapor está conformado por un registro de aire y el venturi del quemador (garganta), que tiene la forma de una tobera convergente-divergente, dentro del cual se encuentra el estabilizador de flama y el atomizador de combustóleo, como se muestra en la figura 5.1.

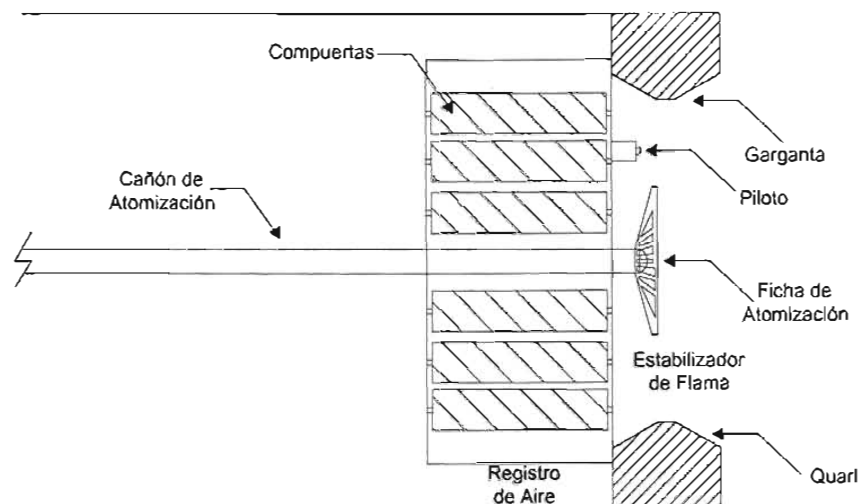


Figura 5.1 Diagrama del quemador del generador de vapor de la U-3, José Aceves Pozos.

Se desarrolló una geometría en tres dimensiones del registro de aire para su simulación, figura 5.2. Como condición de entrada se utilizó la velocidad del fluido (zona azul), la cual se determinó a partir del flujo de aire de operación a 100 % de carga que requiere el generador de vapor y que se distribuye de forma uniforme a cada quemador. A la salida del modelo se utilizó la condición de presión de salida (zona roja), mientras que las paredes se consideraron adiabáticas. Las condiciones de frontera que se utilizaron se muestran en la tabla 5.1. El modelo del registro de aire tiene un tamaño de 48,000 nodos.



**Figura 5.2** Registro de aire del quemador del generador de vapor.

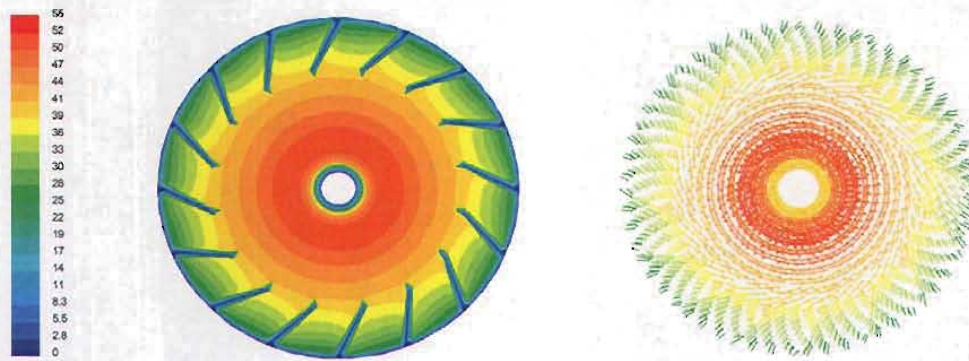
**Tabla 5.1** Condiciones de frontera utilizadas en la modelación del registro de aire.

Variable	
Fluido	Aire
Velocidad (m/s)	15.02
Temperatura del aire (°C)	300.00
Presión atmosférica (kPa)	101.325
Densidad del aire (kg/m <sup>3</sup> )	0.6161
Flujo másico (kg/s)	17.60

La simulación del registro de aire tiene como objetivo obtener un perfil de la velocidad del flujo de aire que se utilizará como condición de entrada al modelo del quemador-difusor.

En la figura 5.3 se muestra el contorno de la magnitud y de los vectores de velocidad que produce el registro. Aquí se observa el sentido y dirección que el flujo de aire adquiere a través de su paso por las compuertas del registro de aire. En esta figura se observa que el aire tiene una dirección en sentido contrario a las manecillas del reloj, vista desde el interior del hogar, comúnmente llamada “vista lado hogar.”





**Figura 5.3** Contorno y vectores de la magnitud de velocidad a la salida del registro de aire, vista desde el lado del hogar (m/s).

Para la modelación del registro de aire y quemador se utilizó el modelo de turbulencia de dos ecuaciones  $k-\varepsilon$  estándar, el cual se describió en el capítulo 2 y que se seleccionó como resultado del análisis comparativo de resultados experimentales y de la modelación de un estabilizador de flama de álabes curvos, donde se compararon las distintas modalidades del modelo  $k-\varepsilon$ , que son: estándar y *RNG*.

### 5.3 OPTIMIZACIÓN DEL ESTABILIZADOR DE FLAMA

Como parte de la optimización del estabilizador de flama se modelaron diferentes prototipos, iniciando con el estabilizador original (Diseño original) de 419.1 mm de diámetro, identificado como tipo plato o *Bluff Body*. Posteriormente se modeló un estabilizador que tiene 12 álabes curvos y un diámetro de 457 mm (Diseño 0). Este prototipo provocó problemas operativos en la unidad, obligando el diseño de otro prototipo de 20 álabes curvos con un diámetro de 406 mm que sirvió de pivote o base (Diseño base) para realizar la optimización del estabilizador final. Por último se propuso una serie de estabilizadores con el objetivo de caracterizar el comportamiento fluidodinámico del difusor optimizado (Diseños1-16). En esta parte del trabajo se variaron los siguientes parámetros geométricos del estabilizador:

- Variación del ángulo de entrada
- Variación del ángulo de salida
- Variación del diámetro del difusor
- Variación del número de alabes

En la tabla 5.2 se muestran las características geométricas de los estabilizadores estudiados, donde se evaluaron los siguientes parámetros:

- La caída de presión a través del difusor
- El número de giro generado por el difusor
- La zona de recirculación (longitud, ancho, volumen) creada frente al difusor
- La intensidad de turbulencia generada por el difusor

**Tabla 5.2** Características geométricas de los estabilizadores de flama estudiados

No.	Estabilizador	Clave	Número de álabes	Ángulo central	Ángulo periférico	Diámetro (pulgadas)	Relación $D_f/D_g$ $\frac{\text{Diámetro difusor}}{\text{Diámetro garganta}}$
1	Original	ORI	0	--	--	16.5	0.458
2	Diseño 0	D0	12	60	10	18	0.500
3	Diseño Base	DB	20	40	20	16	0.444
Variación del ángulo periférico							
4	Prototipo 1	P1	20	40	10	16	0.444
5	Prototipo 2	P2	20	40	15	16	0.444
6	Prototipo 3	P3	20	40	25	16	0.444
7	Prototipo 4	P4	20	40	30	16	0.444
Variación del ángulo central							
8	Prototipo 5	P5	20	30	20	16	0.444
9	Prototipo 6	P6	20	35	20	16	0.444
10	Prototipo 7	P7	20	45	20	16	0.444
11	Prototipo 8	P8	20	50	20	16	0.444
Variación del diámetro del difusor							
12	Prototipo 9	P9	20	40	20	12	0.333
13	Prototipo 10	P10	20	40	20	14	0.388
14	Prototipo 11	P11	20	40	20	18	0.500
15	Prototipo 12	P12	20	40	20	20	0.555
Variación del número de álabes							
16	Prototipo 13	P13	12	40	20	16	0.444
17	Prototipo 14	P14	16	40	20	16	0.444
18	Prototipo 15	P15	24	40	20	16	0.444
19	Prototipo 16	P16	30	40	20	16	0.444

En la figura 5.4 se muestra la geometría en tres dimensiones del conjunto quemador-difusor con el estabilizador de flama original, el cual es un difusor de tipo Plato o *Bluff Body*. Este estabilizador se caracteriza por ser de forma cónica y porque a través de él pasa poca cantidad de aire, además de que la zona de recirculación que forma se encuentra pegada al estabilizador de flama. En la figura 5.5 se muestra la geometría de los estabilizadores

propuestos. Los ángulos del centro y periferia de los álabes se presentan en la figura 5.6. El tamaño del modelo para el difusor original es de 98,000 celdas, mientras que el tamaño de los modelos de álabes curvos fue de 315,520 celdas. La distribución de malla empleada fue la del caso 4 que se obtuvo del análisis realizado en el capítulo 4.

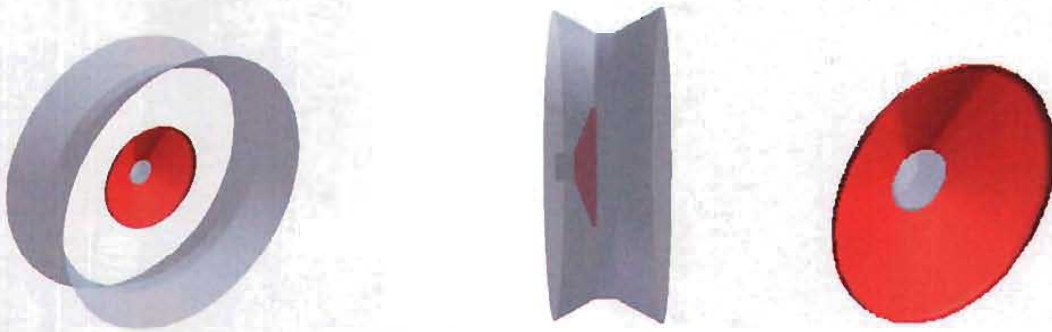


Figura 5.4 Geometría del estabilizador original.

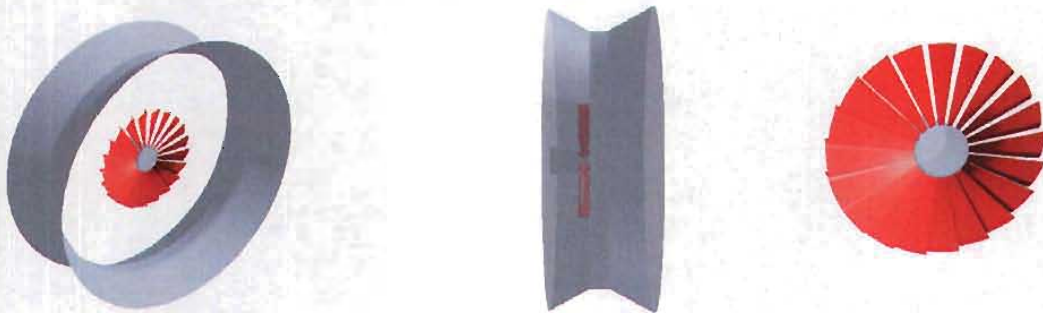


Figura 5.5 Geometría del estabilizador de álabes curvos.

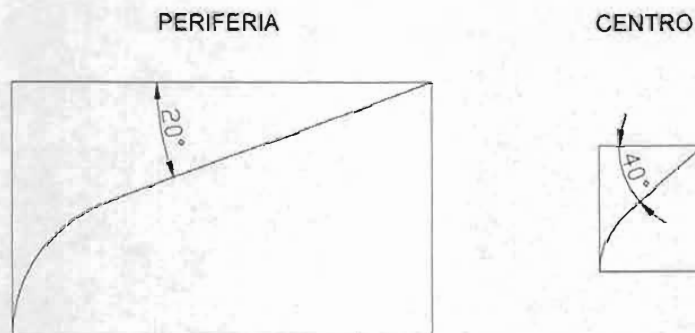


Figura 5.6 Perfil del álabe en la periferia y centro del estabilizador base.



### 5.3.1 Estabilizador original, diseño 0 y diseño base

Como punto de partida se tiene la modelación del estabilizador original, el cual operativamente producía una emisión de partículas suspendidas totales de 600 ppm y su vida útil era de 6 meses. En la figura 5.7 se muestran las zonas de recirculación (ZR) del estabilizador original (curva roja), del diseño 0 (negro) y del diseño base (verde). El difusor original produce la ZR más ancha (430 mm) y corta (768 mm) en comparación a las producidas por los diseños 0 y base, además de notar que esta ZR está muy pegada al estabilizador, lo que explica el porque presenta problemas de calentamiento debido a su exposición a alta temperatura. La ZR del diseño 0 es la mas larga (941 mm) y su ancho es parecida a la original (415 mm), esto se debe principalmente al diámetro de estabilizador. Para el diseño base se tiene una ZR de longitud intermedia a las dos anteriores, pero más angosta (301 mm) y alejada del difusor.

En la tabla 5.3 se muestran los resultados de caída de presión, número de giro, longitud, ancho y volumen de la ZR de los difusores original, diseño 0 y base. En ésta se observa que el estabilizador original es el que mayor caída de presión ( $\Delta P$ ) presenta, 2,743 Pa, el diseño base tiene la  $\Delta P$  más baja de estos tres modelos con 1,057 Pa, mientras que el diseño 0 tiene 1,608 Pa siendo menor que la del original. En otras palabras la disminución de la  $\Delta P$  entre el difusor original y los diseños 0 y base es 41.38 y 61.47 % respectivamente. En relación al número de giro se tiene que el difusor original produce un bajo número de giro, 0.2084, mientras que los diseños 0 y base tienen números de giro altos 0.9956 y 0.9521, es decir, existe un aumento en el número de giro del 377 y 356 % con respecto al que produce el estabilizador original. En relación al volumen de la ZR se observa que el diseño original es el de mayor volumen con 0.075 m<sup>3</sup>, el caso 0 es el segundo con 0.074 m<sup>3</sup> y el caso base es el menor con 0.036 m<sup>3</sup>, es decir 52 % menor que los otros dos estabilizadores.

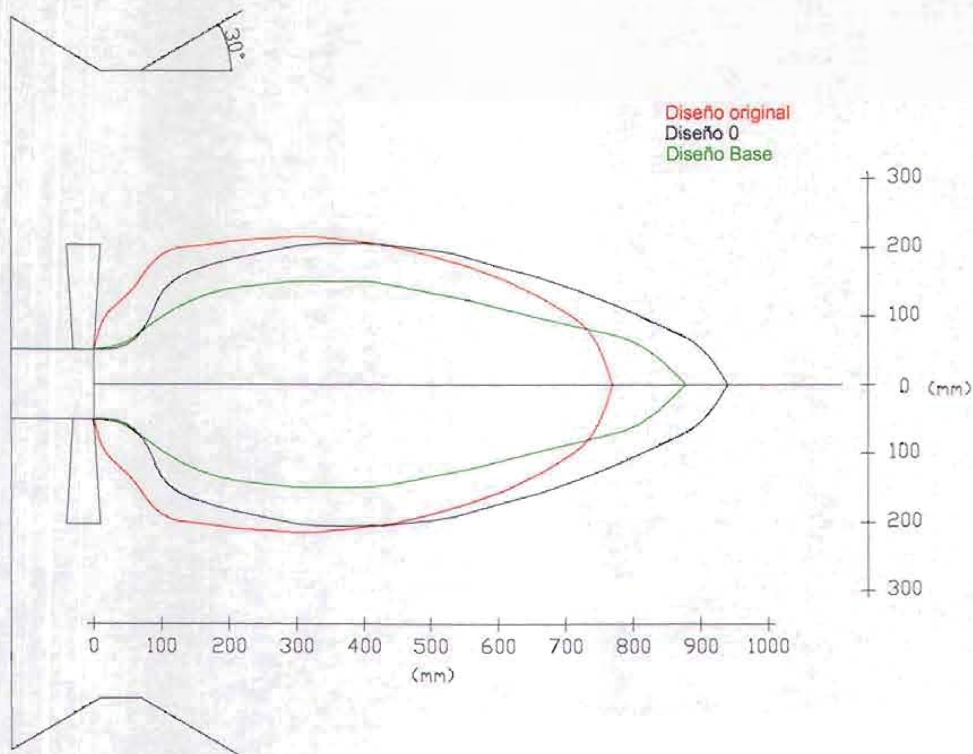
**Tabla 5.3** Resultados del difusor original, del diseño 0 y del diseño base.

No.	Estabilizador	Clave	$\Delta P$ (Pa)	Número de Giro	Longitud ZR (mm)	Ancho ZR (mm)	Volumen ZR (m <sup>3</sup> )
1	Original	ORI	2,743	0.2084	769	430	0.075
2	Diseño 0	D0	1,608	0.9956	941	415	0.074
3	Diseño Base	DB	1,057	0.9521	878	301	0.036

Un dictamen preliminar nos indica que el Diseño Base (DB) presenta las siguientes ventajas:

- Casi cuatro veces el número de giro que el original
- Una reducción del 34% en la caída de presión con respecto al Diseño 0
- La zona de recirculación se encuentra alejada del cuerpo del difusor





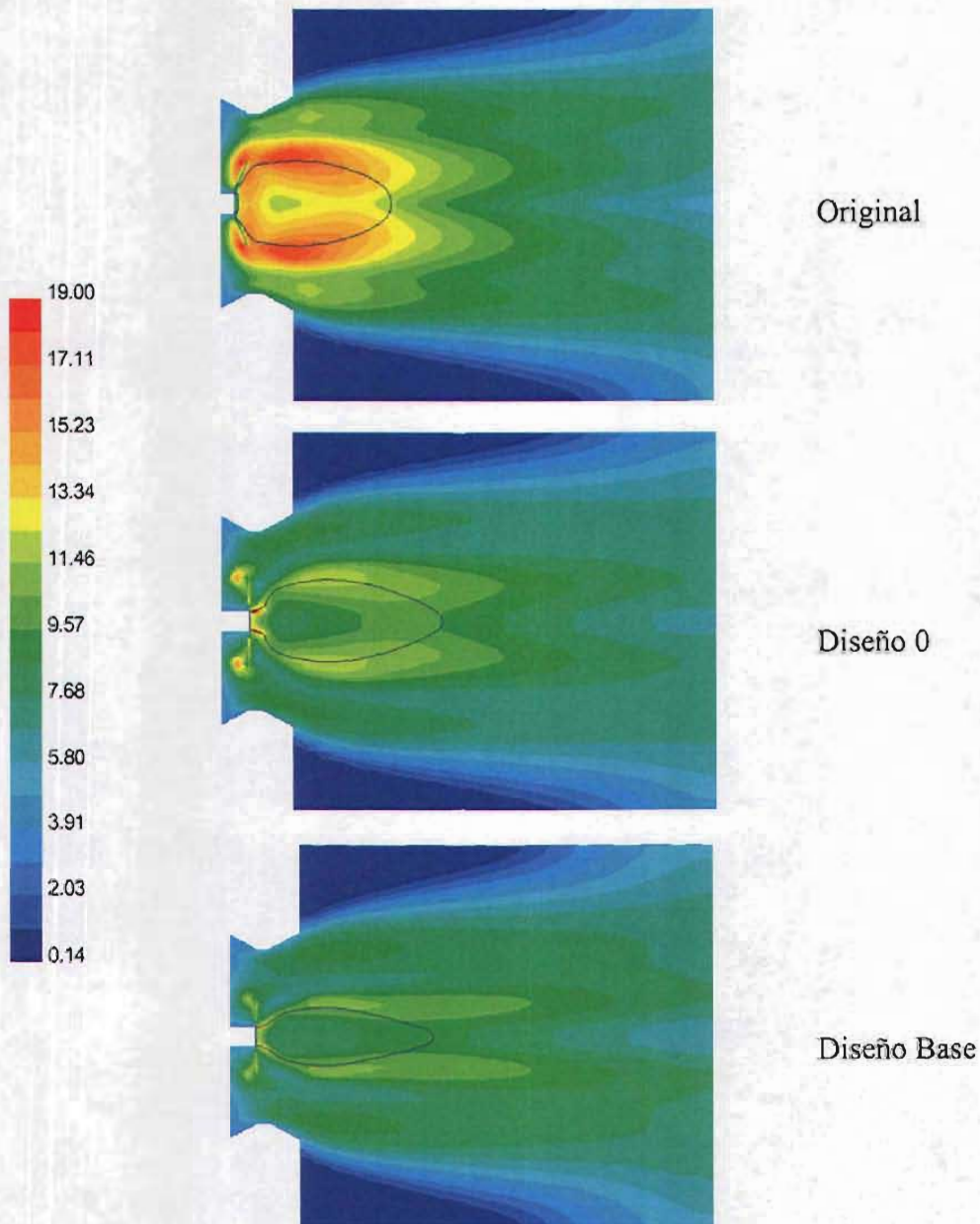
**Figura 5.7** Zonas de recirculación del difusor original, del diseño 0 y del diseño base.

En la figura 5.8 se muestran los contornos de intensidad de turbulencia y de la ZR que producen los tres estabilizadores evaluados. En el diseño original se observa que el estabilizador se encuentra rodeado por una zona de alta turbulencia, ubicándose los puntos más altos atrás del estabilizador y en la zona más ancha y a lo largo de la ZR cubriéndola casi en su totalidad, se puede decir que la intensidad de turbulencia se localiza dentro y alrededor del la ZR y que no se logra disipar aguas abajo, así mismo, se observa que en el centro de la ZR se localiza una pequeña región de baja intensidad de turbulencia.

El diseño 0 genera zonas de alta intensidad turbulencia atrás, en la parte periférica del estabilizador y en el frente, en la parte central del difusor, así como en la parte ancha de la ZR, aunque de menor intensidad que la del estabilizador original. En el centro de la ZR se encuentra una región de baja intensidad de turbulencia mayor a la del original. Así mismo, se observa que no se presenta una disipación de las zonas de intensidad de turbulencia sino que se concentran alrededor de la ZR que produce el estabilizador.

Como se mencionó en el capítulo 1, el estabilizador de diseño 0 presentó problemas operativos de vibración, lo cual se puede identificar al comparar los contornos de intensidad de turbulencia entre este difusor y el original, encontrándose que el comportamiento es muy similar entre ellos, ya que en ambos se tiene una región donde se concentra la mayor intensidad de turbulencia, la cual es alrededor del estabilizador, lo que significa que la vibración pudo ser causada por el diámetro del estabilizador ya que éste es mayor por dos pulgadas que el original.





**Figura 5.8** Intensidad de turbulencia de los diseños original, 0 y base.

Con respecto al diseño base se puede observar que los valores de intensidad de turbulencia que genera este estabilizador, son menores que los dos anteriores. Los diseños Original y 0 alcanzan valores de intensidad de turbulencia máximos de 19 y 18 % mientras que el diseño Base alcanza un valor máximo de 13 % de acuerdo con la escala de la figura 5.8. Otra diferencia que existe, es la forma de la zona de mayor turbulencia que presenta, la cual se va atenuando hasta llegar a la región de baja intensidad de turbulencia, localizada en el centro de la ZR. Finalmente la intensidad de turbulencia se separa y disipa en dos estelas, localizadas en la periferia de la zona de recirculación.

En resumen, se puede decir que los diseños de los estabilizadores original y 0 son los que presentan mayor intensidad de turbulencia, que su contorno es muy parecido y se encuentra frente al estabilizador, mientras que el diseño base presenta una intensidad de turbulencia moderada, bien distribuida en la ZR, alejada del difusor y una mejor disipación de la misma aguas abajo del estabilizador.

### 5.3.2 Variación del ángulo de la periferia

Para conocer la influencia que el ángulo periférico del estabilizador de flama produce sobre la zona de recirculación, caída de presión número de giro y la intensidad de turbulencia, se hicieron modelaciones a partir del diseño base variando los ángulos desde 10 hasta 30 grados. En la figura 5.9 se muestran las ZR que se producen al variar el ángulo de la periferia, donde se observa que el ancho de la ZR disminuye conforme el ángulo aumenta. Mientras que el diseño con un ángulo de 10 grados tiene un ancho de 359 mm, el diseño que tiene el ángulo de 30 grados disminuye a 228 mm, es decir existe una reducción del 36.4 %. Con respecto a la longitud de la ZR se observa que los diseños de 10 y 30 grados son los más cortos, con 819 y 817 mm, respectivamente, y que el diseño base, el de 20 grados, es el más largo con 877 mm, existiendo una diferencia entre éstos del 6.8 %. En esta misma figura también se puede observar que la ZR del diseño original es la más ancha, corta y pegada al difusor y que las zonas anchas de las ZR de los diseños estudiados se encuentran separadas del estabilizador.

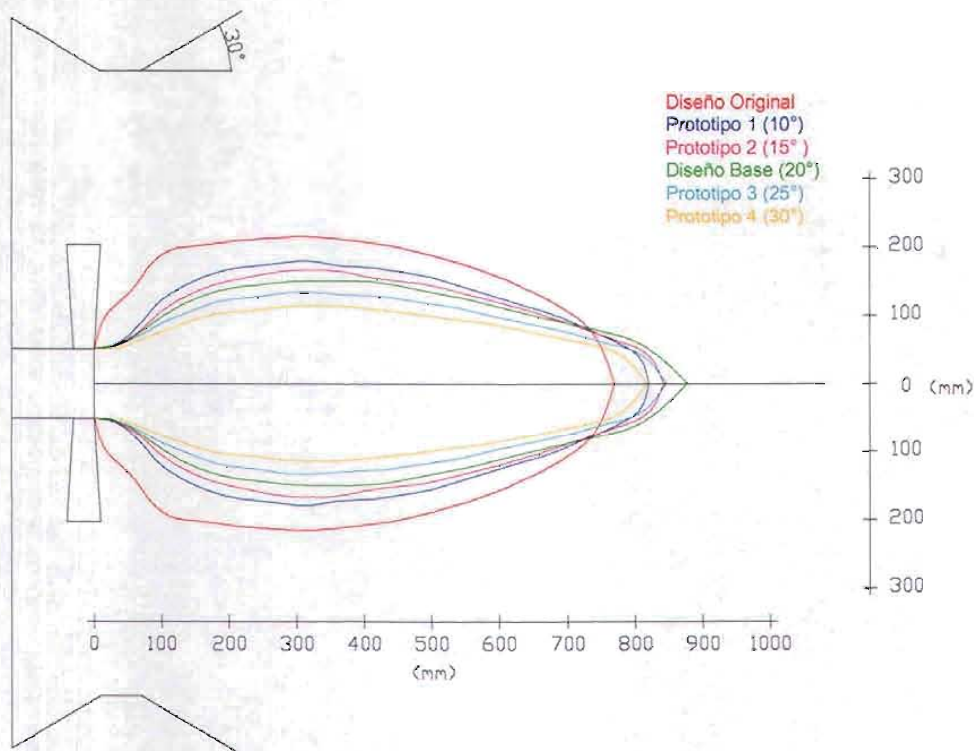


Figura 5.9 Zonas de recirculación cuando se varían los ángulos de la periferia.



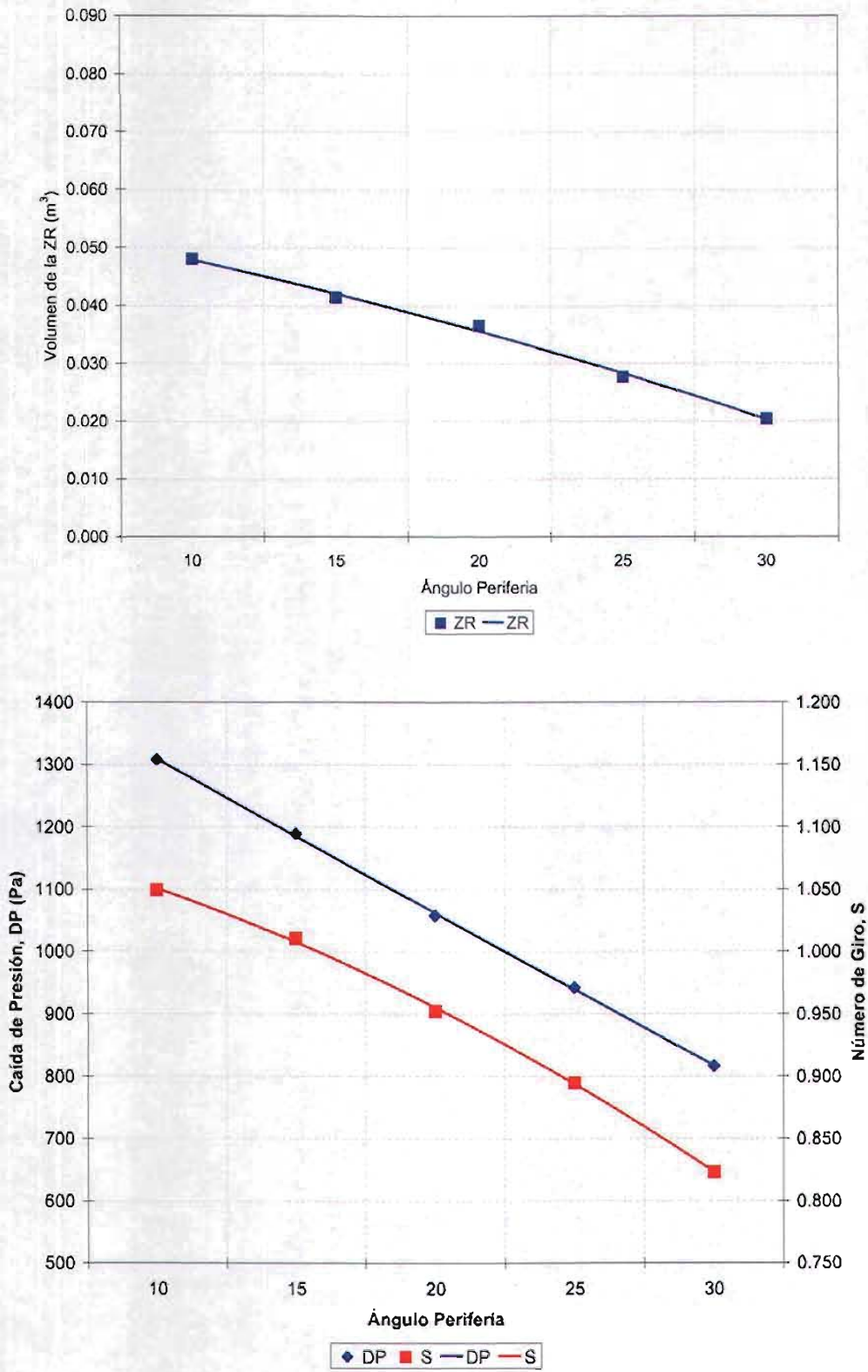
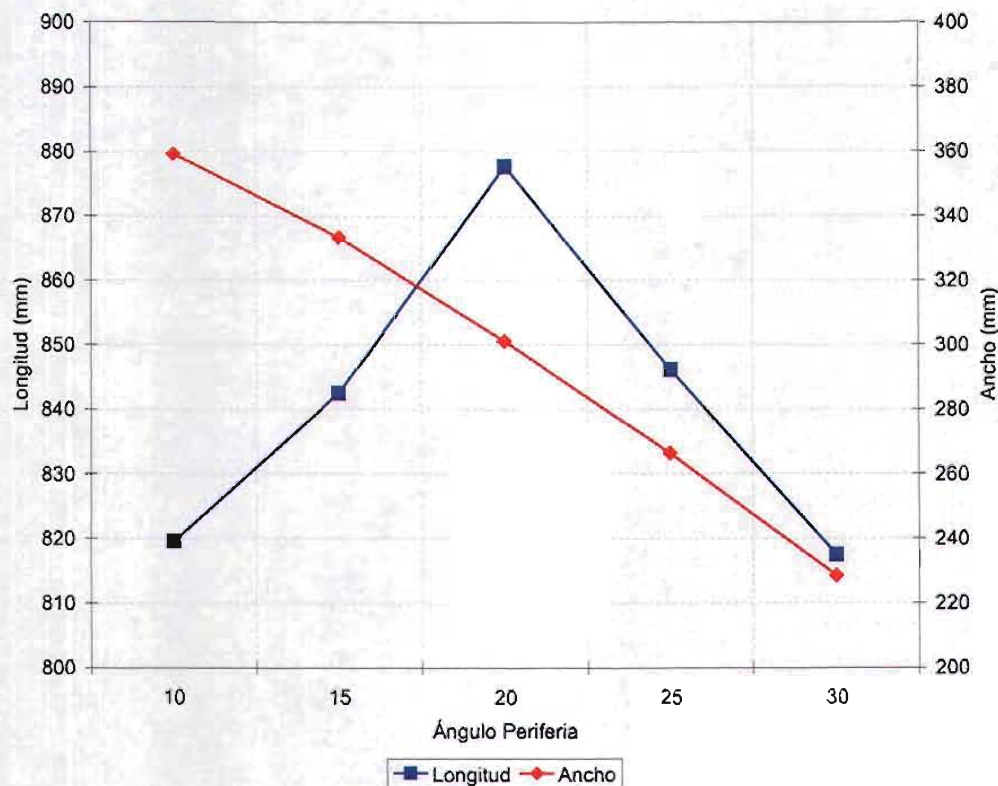


Figura 5.10 Tendencia del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro cuando se varia el ángulo de la periferia.

El comportamiento del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro es muy parecido, ambos tienden a disminuir sus valores cuando el ángulo de la periferia aumenta, de acuerdo con la figura 5.10. Las diferencias que existen entre los valores máximos y mínimos de estos parámetros son: para el volumen 58 %, para la caída de presión 38 % y para el número de giro 22 %.

En la figura 5.11 se observa que el ancho de la ZR disminuye conforme se abre el ángulo de la periferia, en cambio la longitud muestra un punto de inflexión máximo en el ángulo de 20 grados, y la longitud más corta se presenta en los ángulos de 10 y 30 grados.

En la figura 5.12 se puede observar que el difusor con 10 grados en la periferia es el que más zonas de alta turbulencia presenta, tanto en la parte periférica del estabilizador como alrededor de la zona de recirculación e incluso en la región cercana al *quarl*. Estas regiones van desapareciendo y en algunos casos atenuándose conforme aumenta el ángulo de la periferia, por ejemplo en el difusor con un ángulo de 30 grados se observa que las zonas de turbulencia, que en el difusor de 10 grados se encontraban alrededor del la ZR, tienden a ser de menor intensidad y a separarse del centro. En otras palabras, se puede decir que conforme aumenta el ángulo de la periferia la intensidad de turbulencia disminuye.



**Figura 5.11** Tendencias de la longitud y ancho de la zona de recirculación cuando se varía el ángulo de la periferia.



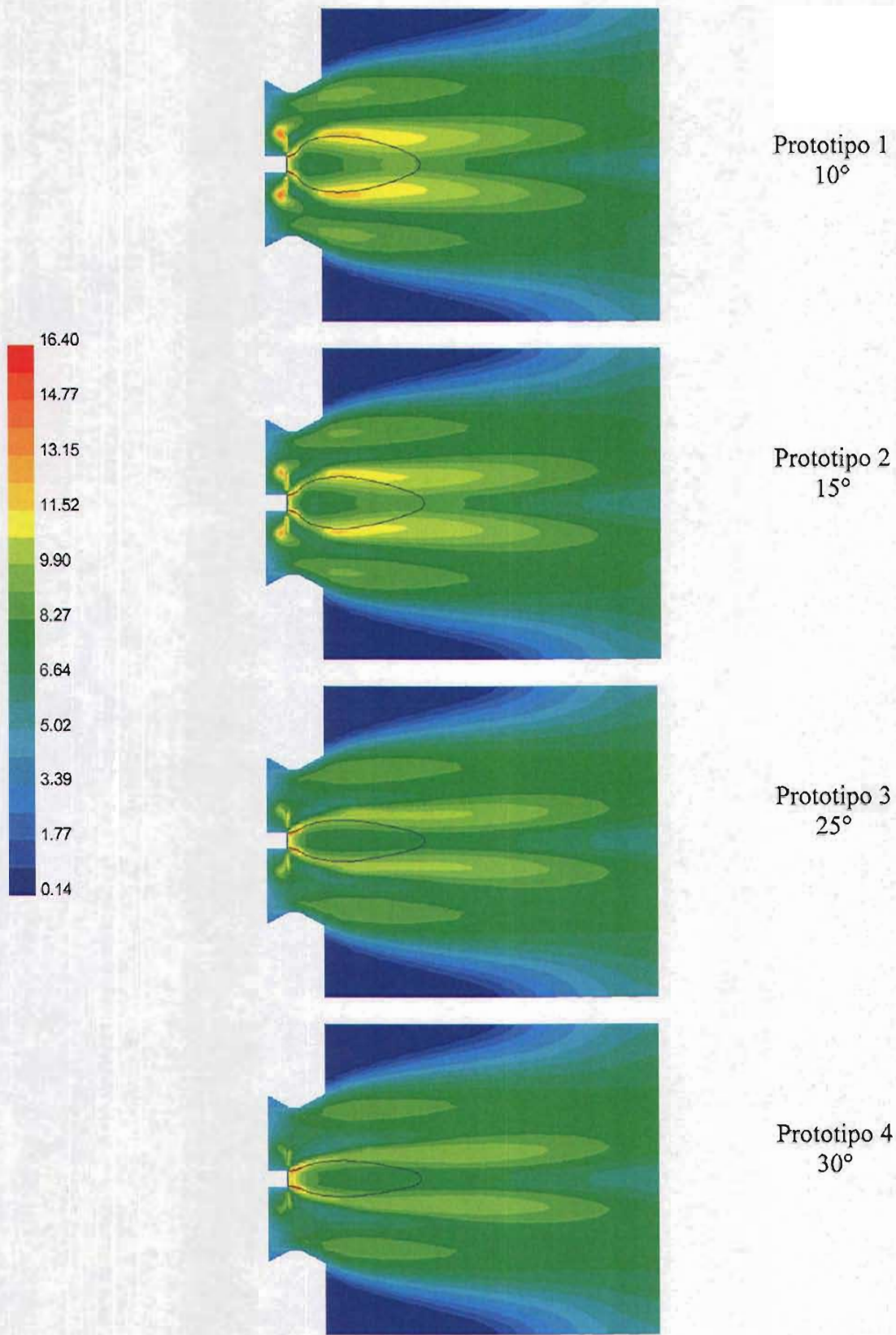


Figura 5.12 Contornos de intensidad de turbulencia cuando se varía el ángulo de la periferia.



### 5.3.3 Variación del ángulo del centro

En la figura 5.13 se muestran las zonas de recirculación de los diseños que se modelaron variando el ángulo del centro, los ángulos se variaron de 30 a 50 grados manteniendo el ángulo de la periferia constante en 40 grados. En ella se puede observar que existe muy poca diferencia, entre los prototipos evaluados, con respecto a la forma y ancho de la ZR, la del diseño base es un poco mas larga que las demás. En general las ZR son más angostas que la del diseño original aunque más largas. Se puede concluir que la zona de recirculación no se ve afectada cuando se varían los ángulos del centro del álabe.

El volumen de la ZR no se ve afectado significativamente y de acuerdo con las figuras 5.13 y 5.14 se tienen una variación del 19 % entre los 40 y 50° de ángulo central, manteniéndose aproximadamente constante el volumen desde 30 a 40 grados.

Para la caída de presión, el comportamiento que se tiene es que disminuye conforme se aumenta o abre el ángulo del centro, como se aprecia en la figura 5.14. El mismo comportamiento se presenta con el número de giro. Con el ángulo de 30 grados en el centro se tiene una caída de presión de 1,159 Pa y para el de 50 grados 927 Pa, lo que significa una reducción en la caída de presión del 20%. El número de giro tiene una reducción del 9.4% entre el difusor de 50 y el de 30 de grados.

De la figura 5.15 el ancho de la ZR disminuye 9 % al variar desde 30° a 50° el ángulo del centro, mientras que su longitud tiene un máximo a 40°.

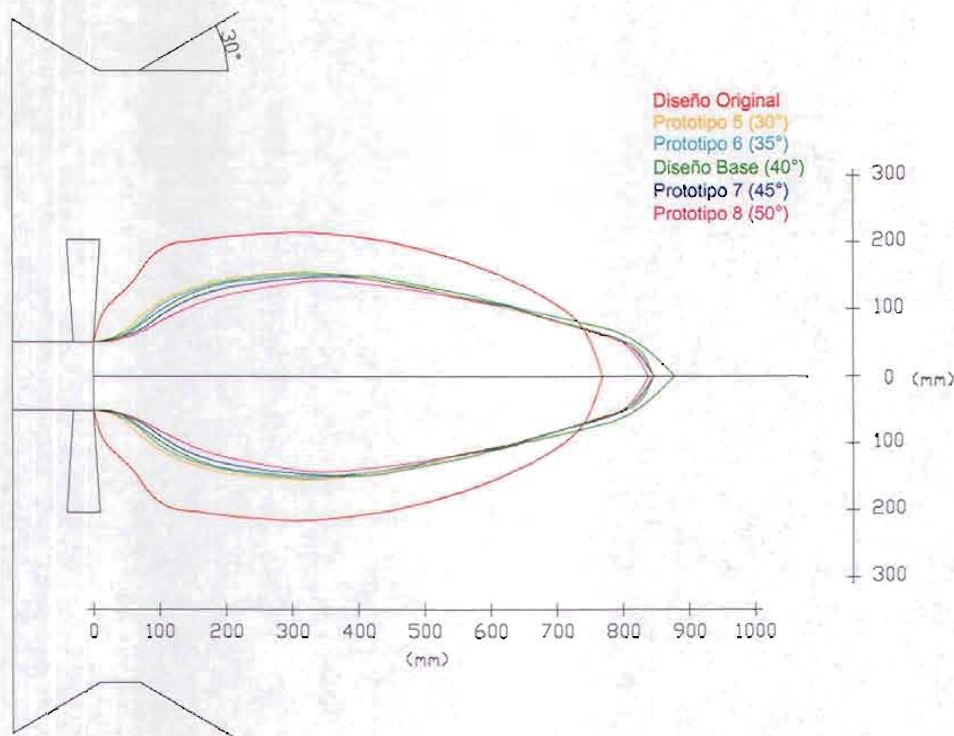
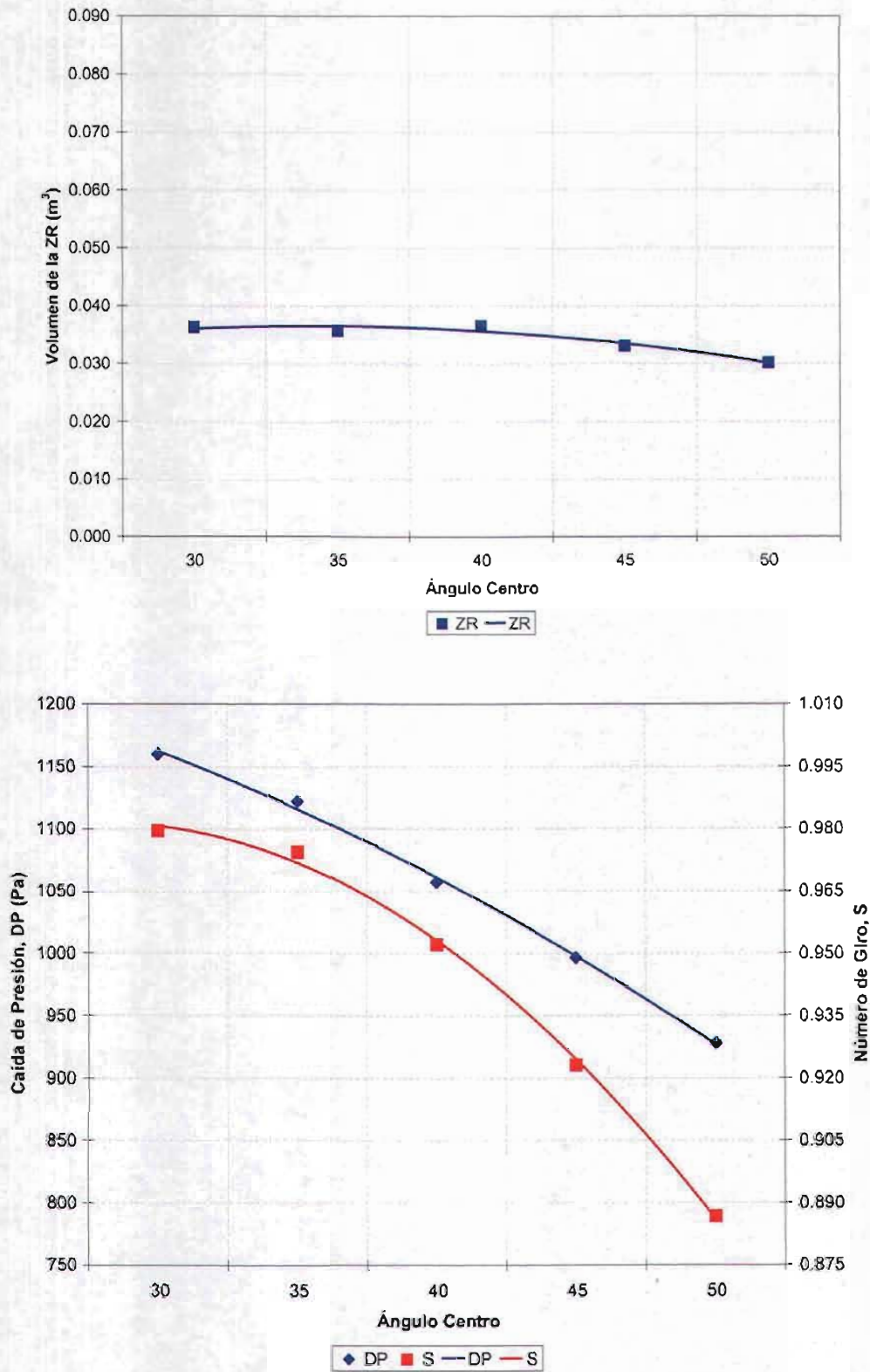


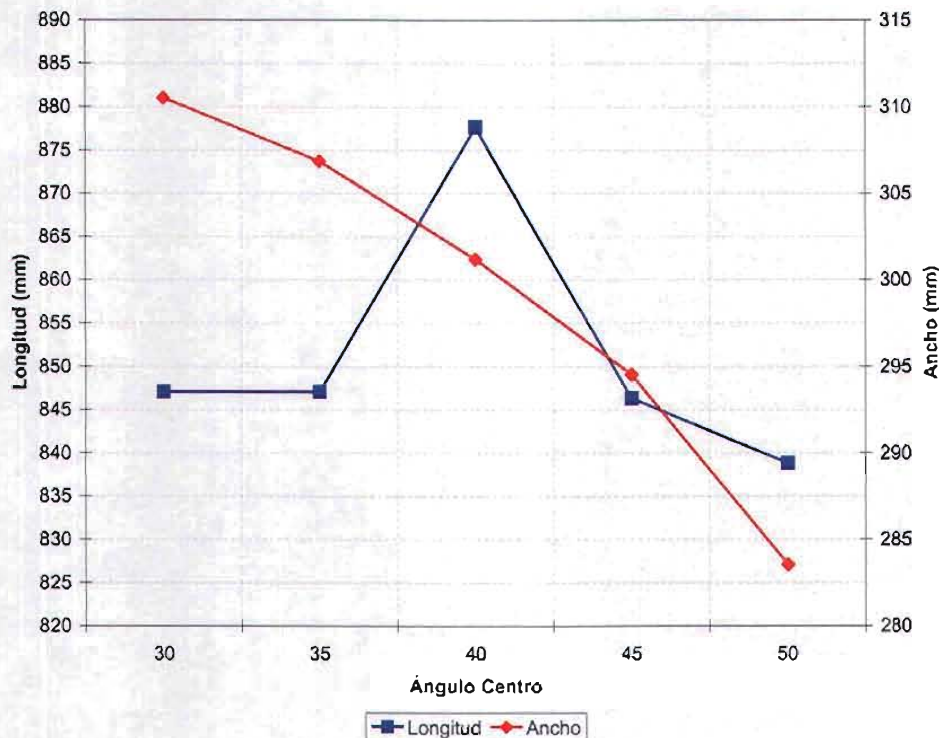
Figura 5.13 Zonas de recirculación cuando se varía el ángulo del centro.



**Figura 5.14** Tendencias del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro cuando se varía el ángulo del centro.



Los contornos de intensidad de turbulencia de los difusores que se modelaron con diferente ángulo en el centro se muestran en la figura 5.16. En ella se observa que el diseño de 30 grados tiene una región de alta intensidad de turbulencia en la parte más ancha de la ZR, a medida que el ángulo aumenta esta región disminuye de valor y se disipa, como se aprecia en el contorno del difusor con 50 grados. También se puede observar que en el centro del ZR del diseño de 30 grados existe una región de baja presión, misma que va aumentando hasta lograr separar, por el centro, las zonas de intensidad de turbulencia que se encontraban en la parte final de la ZR.



**Figura 5.15** Tendencias de la longitud y ancho de la zona de recirculación cuando se varía el ángulo del centro.

### 5.3.4 Variación del diámetro del estabilizador

En la figura 5.17 se muestran los contornos de la ZR producida al variar el diámetro del estabilizador, el diámetro original del estabilizador *Bluff Body* es de 16.5 pulgadas (419.1 mm), el del diseño previo o anterior es de 18 pulgadas (457.2 mm), mientras que el diámetro del diseño base es de 16 pulgadas (406.4 mm). En esta etapa de análisis, los diámetros que se utilizaron, manteniendo los demás parámetros constantes, van desde 12 hasta 20 pulgadas. Como se puede ver en la figura, la ZR del diseño de 12 pulgadas es la más angosta y corta mientras que la del difusor de 20 pulgadas es la más larga y ancha, alcanzado el mismo ancho de la ZR del estabilizador original pero más larga. En resumen se tiene que; a medida que el diámetro del estabilizador aumenta la zona de recirculación aumenta en sus dimensiones geométricas.

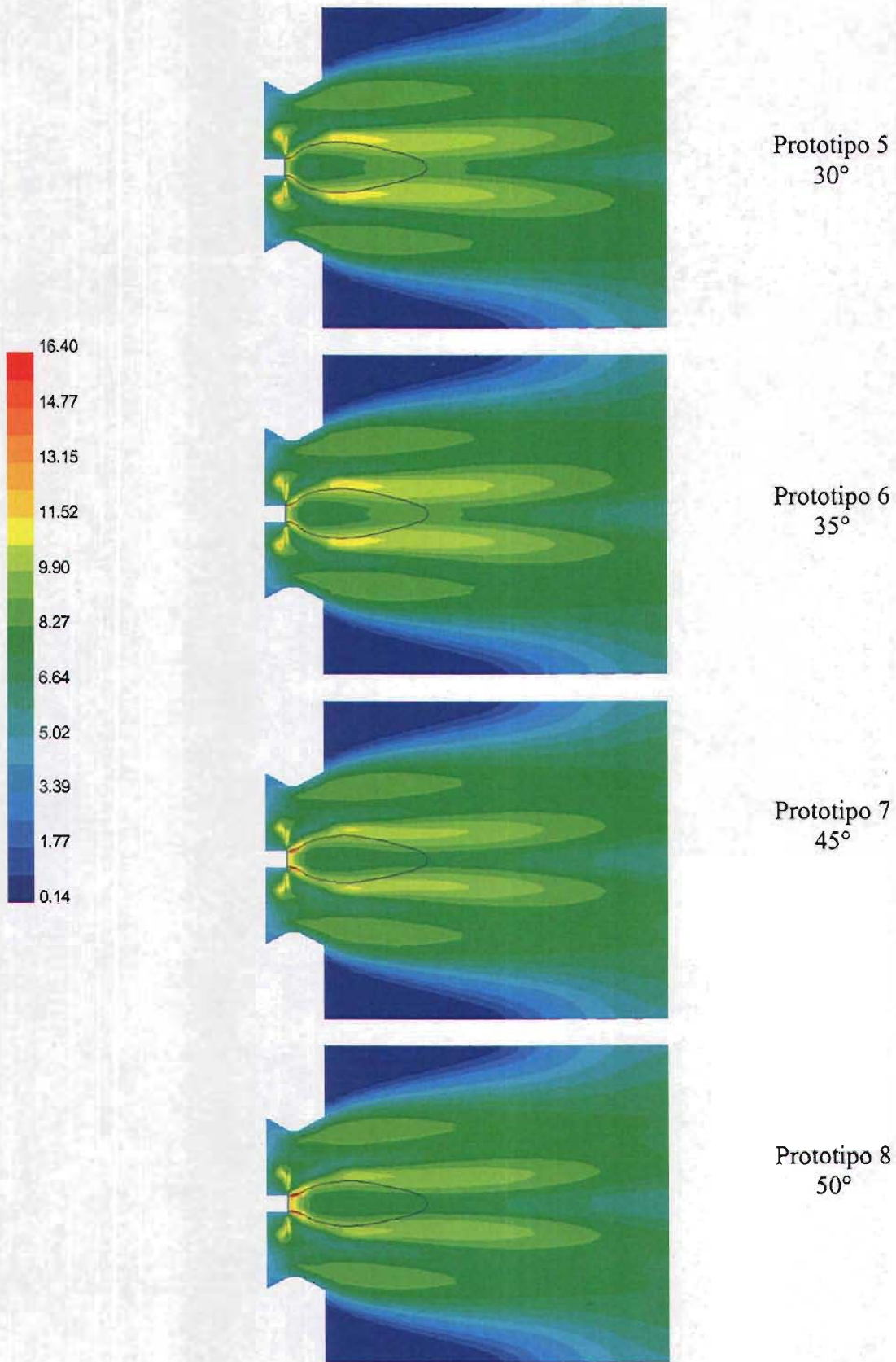
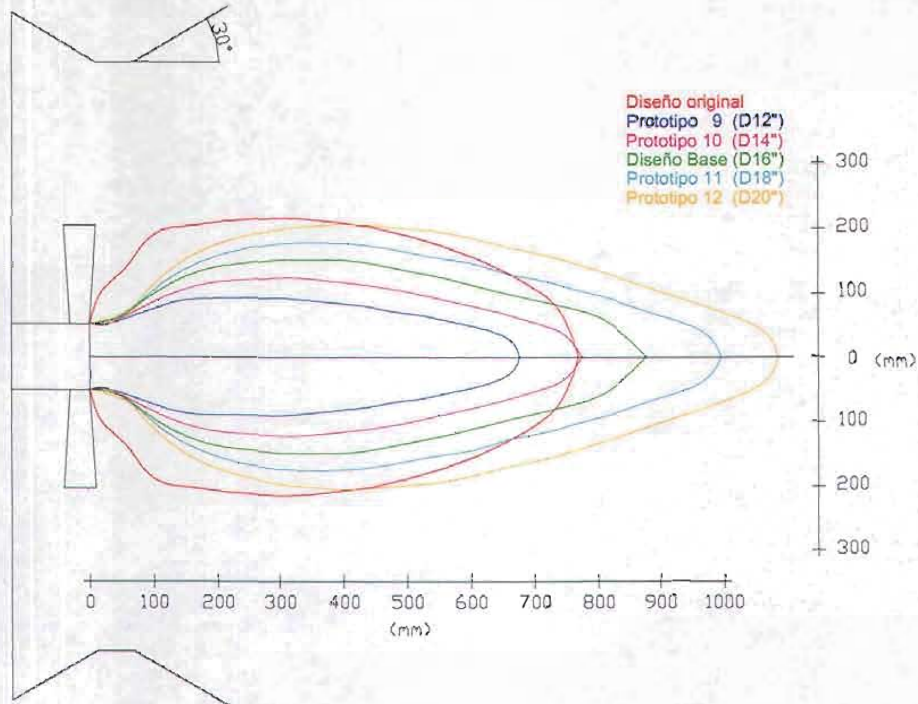


Figura 5.16 Contornos de intensidad de turbulencia cuando se varía el ángulo del centro.





**Figura 5.17** Zonas de recirculación cuando se varía el diámetro del difusor.

En la figura 5.18 se muestran los resultados de volumen de la ZR, caída de presión y número de giro, obtenidos de la modelación de los prototipos utilizados para analizar el efecto que se tienen cuando se varía el diámetro del difusor. El volumen de la ZR aumenta con el diámetro del difusor, al mismo modo que la caída de presión aumenta conforme aumenta el tamaño del estabilizador. El difusor de 12 pulgadas de diámetro tiene una  $\Delta P$  de 792 Pa mientras que el difusor de 20 pulgadas tiene una  $\Delta P$  de 1,296 Pa, esto significa que la diferencia que existe entre estos diseños es del 63.6 % en la caída de presión. También se puede observar que el número de giro aumenta en los diseños desde 12, 14 y hasta 16 pulgadas, siendo este último el de mayor valor de número de giro, con 0.9521, mientras que los diseños de 18 y 20 pulgadas presentan valores muy parecidos (0.9404) y menores al de 16 pulgadas. Por lo tanto, se puede concluir que el comportamiento del número de giro al aumentar el diámetro es de ir aumentando hasta llegar a un valor máximo para posteriormente, descender y mantener un valor constante, es decir, que el tamaño del difusor ya no afecta al número de giro una vez que alcanza su valor máximo.

Tanto la longitud como el ancho de los difusores aumentan con el diámetro, como se observa en la figura 5.19, la cual va de acuerdo a las regiones de presión negativa que se generan al presentar mayor obstáculo al paso del aire a través de los álabes del difusor.

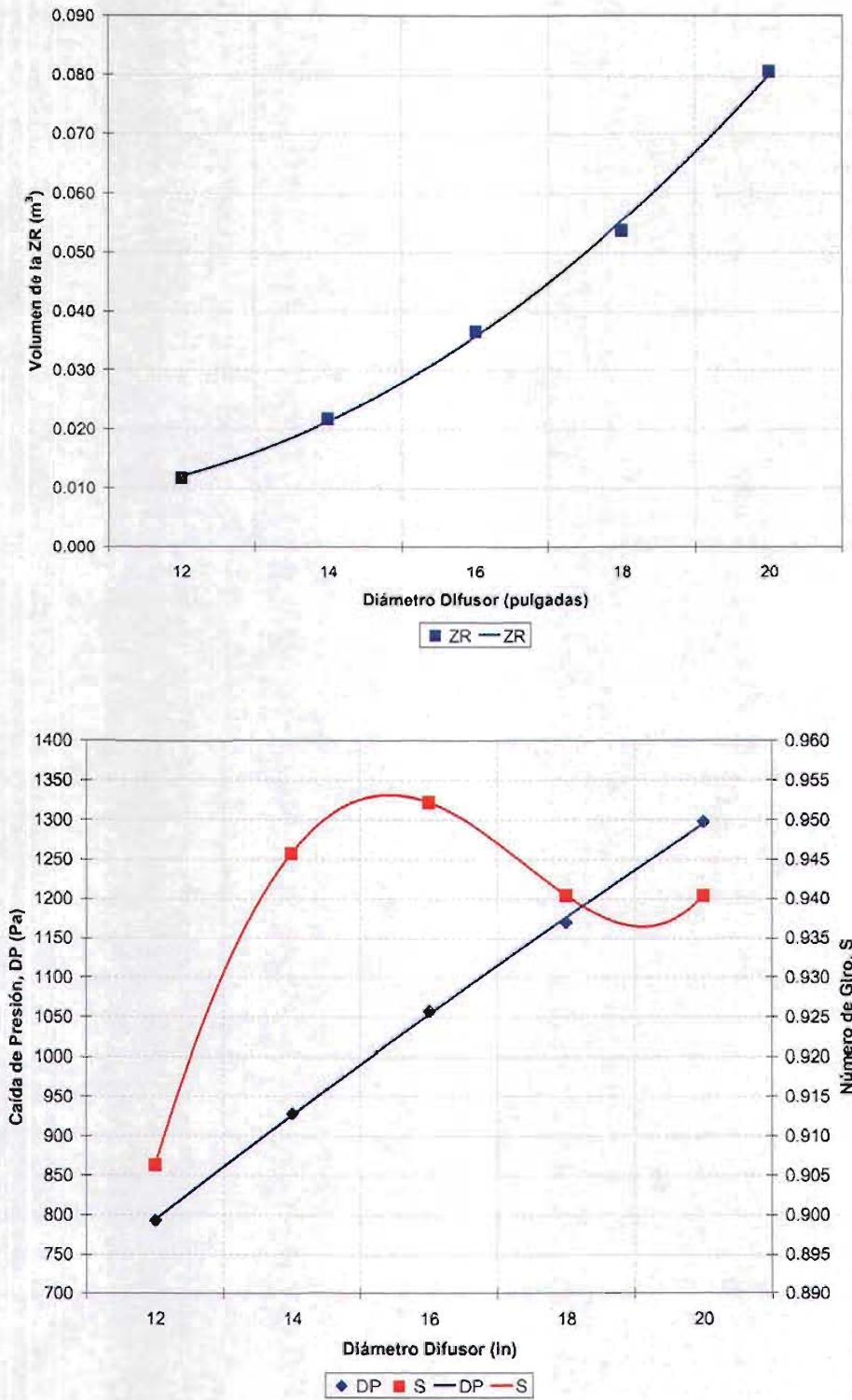
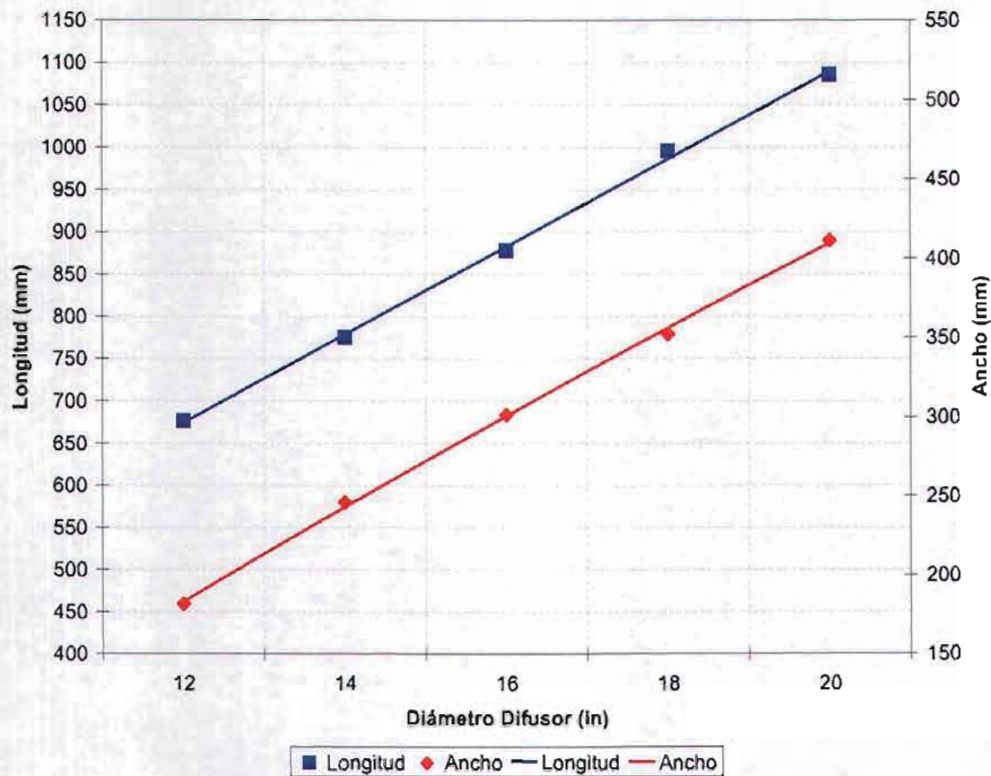


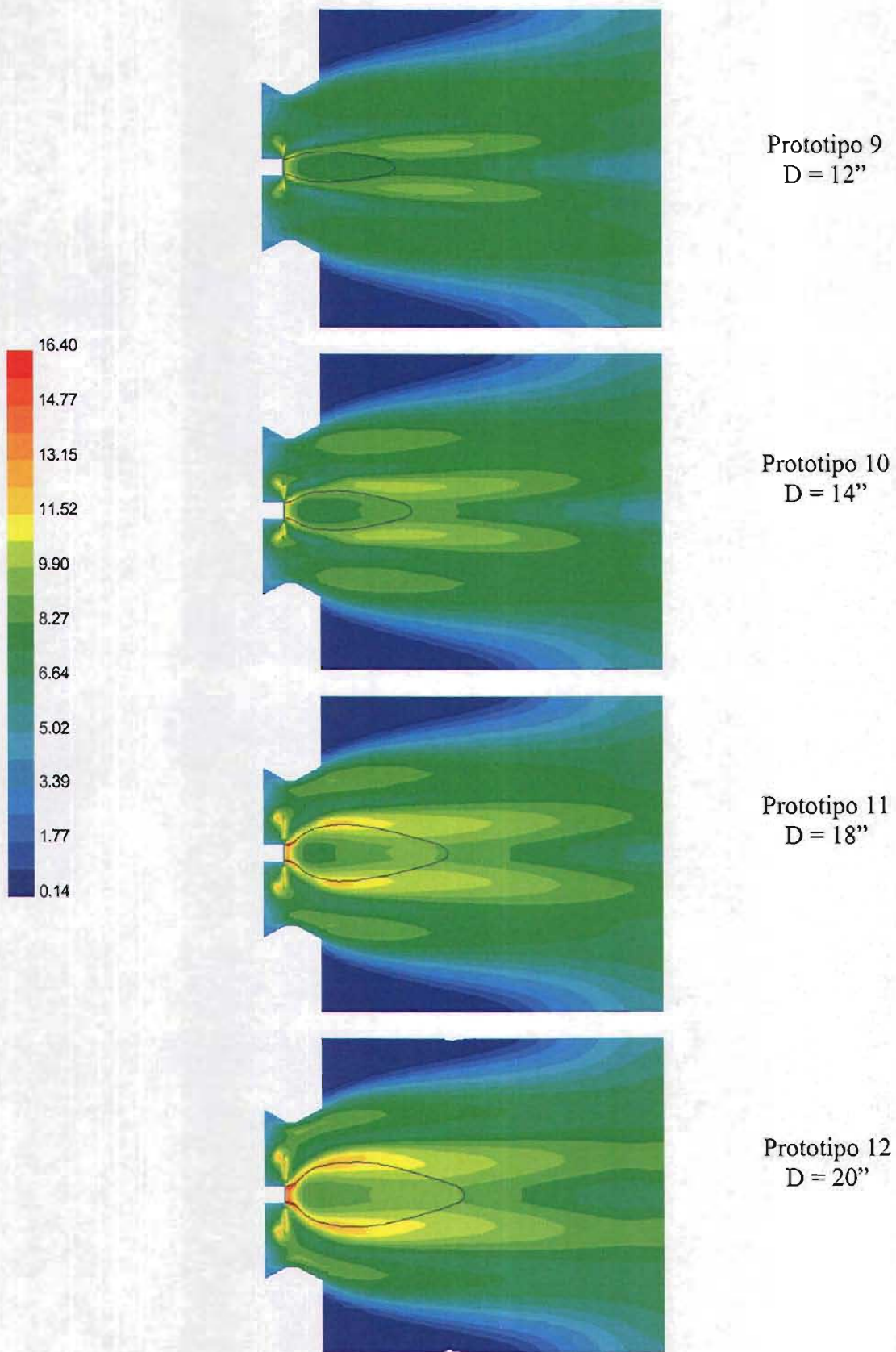
Figura 5.18 Tendencias del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro cuando se varia el diámetro del difusor.





**Figura 5.19** Tendencias de la longitud y ancho de la zona de recirculación cuando se varía el diámetro del difusor.

En la figura 5.20 se muestran los contornos de intensidad de turbulencia (IT) de los prototipos de 12, 14, 18 y 20 pulgadas de diámetro. El diseño de 12 pulgadas es el de menor intensidad de turbulencia que los demás y dentro de la ZR se tiene una región de baja intensidad en tanto que al final de la misma se definen dos estelas separadas de intensidad de turbulencia. A medida que aumenta el diámetro del estabilizador se observa que la IT se incrementa en diferentes regiones del contorno, hasta llegar al diseño de 20 pulgadas, donde existen regiones de alta turbulencia localizadas en el estabilizador, alrededor de la ZR (principalmente en la zona más ancha), y en la sección divergente del quemador (*quarl*), la cual se une con la del estabilizador. En términos generales, las regiones de alta intensidad de turbulencia se van cerrando a medida que se incrementa el diámetro del difusor, acercándose al mismo y desapareciendo las dos estelas separadas que presenta el prototipo de 12 pulgadas.

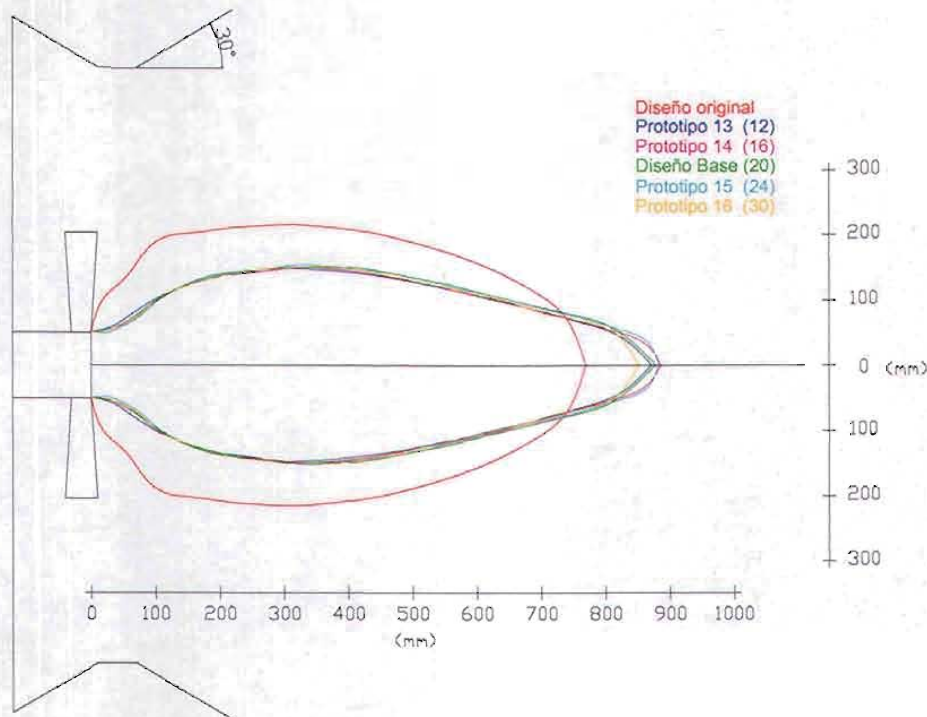


**Figura 5.20** Contornos de intensidad de turbulencia cuando se varía el diámetro del difusor.



### 5.3.5 Variación del número de álabes

En la figura 5.21 se muestran las zonas de recirculación de los prototipos que se modelaron variando el número de álabes, estos fueron para 12, 16, 20, 24, y 30 álabes curvos, siendo el de 20 álabes el diseño base. Como se puede observar, tienen la misma forma y ancho, difiriendo un poco en la longitud. El modelo de 30 álabes es el de menor longitud y el de 16 el de mayor, con 851 y 888 mm respectivamente. Todas las zonas de recirculación son mayores en longitud y más angostas con respecto a la ZR del difusor original.



**Figura 5.21** Zonas de recirculación cuando se varía el número de álabes del difusor.

En la figura 5.22 se muestran los resultados de volumen de la ZR, caída de presión y número de giro. El volumen de la ZR no varía significativamente, aunque se observa un máximo para 20 álabes. La  $\Delta P$  disminuye conforme el número de álabes aumenta, el diseño de 12 álabes presenta el valor más alto de  $\Delta P$  con 1,146 Pa y el diseño de 30 álabes tiene la  $\Delta P$  más baja con 1,027 Pa, es decir una diferencia del 10.4 % en el máximo y el mínimo valor de  $\Delta P$ . Con respecto al número de giro se tiene que el diseño de 12 álabes tiene el menor valor con 0.9347 y el de 24 álabes el de mayor valor con 0.9553, pero no tan alejado de 0.9535 generado por el difusor de 30 álabes, figura 5.23.

Los contornos de intensidad de turbulencia de los diseños con diferente número de álabes se muestran en la figura 5.24. En ella se puede observar que el diseño con 12 álabes es el que presenta más zonas de alta intensidad de turbulencia como son: frente al difusor, alrededor, dentro y al final de la ZR. En cambio, el modelo de 30 álabes presenta en el centro de la ZR una zona de baja presión, también alrededor de la ZR se observa que los valores de IT son menores con respecto al de 12 álabes, por último, al final de la ZR se

tiene valores de baja IT. Sin embargo, las dos estelas de IT se empiezan a formar a partir de los 16 álabes, por lo que se podrá seleccionar el número a partir de los 16 álabes.

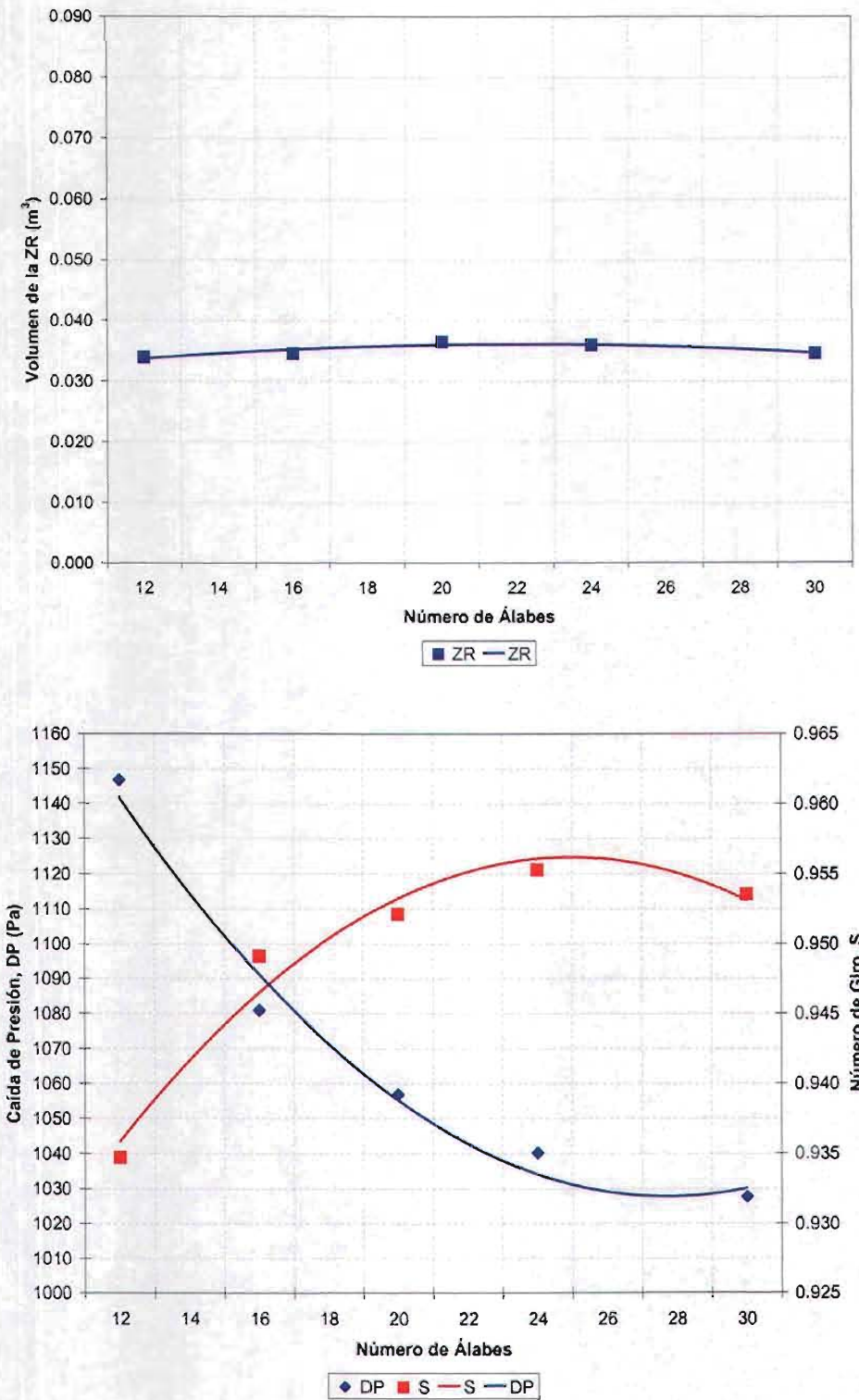
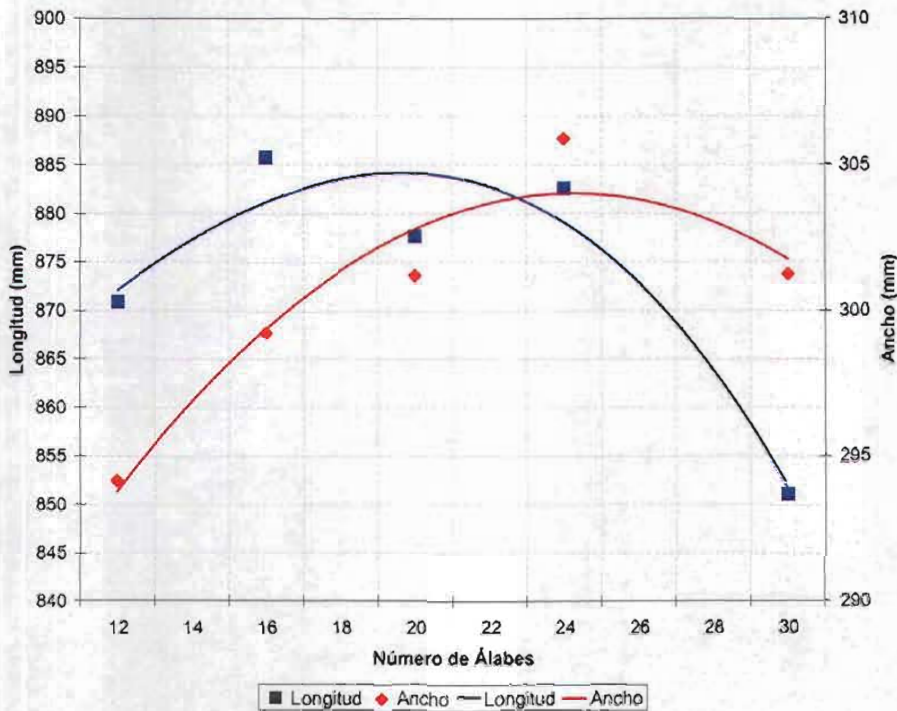


Figura 5.22 Tendencias del volumen de la ZR, caída de presión y número de giro cuando se varia el número de álabes.





**Figura 5.23** Tendencias de la longitud y ancho de la zona de recirculación cuando se varia el número de álabes.

#### 5.4 OBSERVACIONES DEL ANÁLISIS DE RESULTADOS

De los resultados mostrados anteriormente se puede concluir que el estabilizador original de tipo plato es el que presenta una zona de recirculación más ancha y pegada al estabilizador, también es el que tiene una mayor caída de presión y un número de giro menor. Este difusor tiene un periodo de vida corto, ya que, como se puede observar y confirmar en la forma de la ZR, ésta se encuentra pegada al estabilizador, provocando que éste se queme por estar expuesto a altas temperaturas. De acuerdo a los contornos de intensidad de turbulencia se observan regiones de alta intensidad provocando que la turbulencia no se disipe aguas abajo del difusor sino por el contrario que se concentren cerca del estabilizador

El estabilizador diseñado (diseño 0), presenta una ZR muy parecida al del diseño original, aunque ligeramente separada del estabilizador, la caída de presión que genera es la segunda mayor de todos los diseños anteriormente mencionados y su número de giro es casi cinco veces mayor al del original, sin embargo, este difusor presentó problemas de vibración y mala combustión en operación causando que el generador de vapor no cumpliera con la capacidad de generación de diseño. Este diseño presentó un periodo de vida de tres meses, la mitad del periodo del estabilizador original, por lo que se decidió desinstalarlo y operar con diseños originales. Al analizar el contorno de intensidad de turbulencia se puede apreciar que si bien no presenta valores parecidos al del diseño original en el contorno de la ZR, si se observa que las zonas de IT no se disipan aguas abajo como se observa en el caso **base en donde se forman dos estelas de IT.**

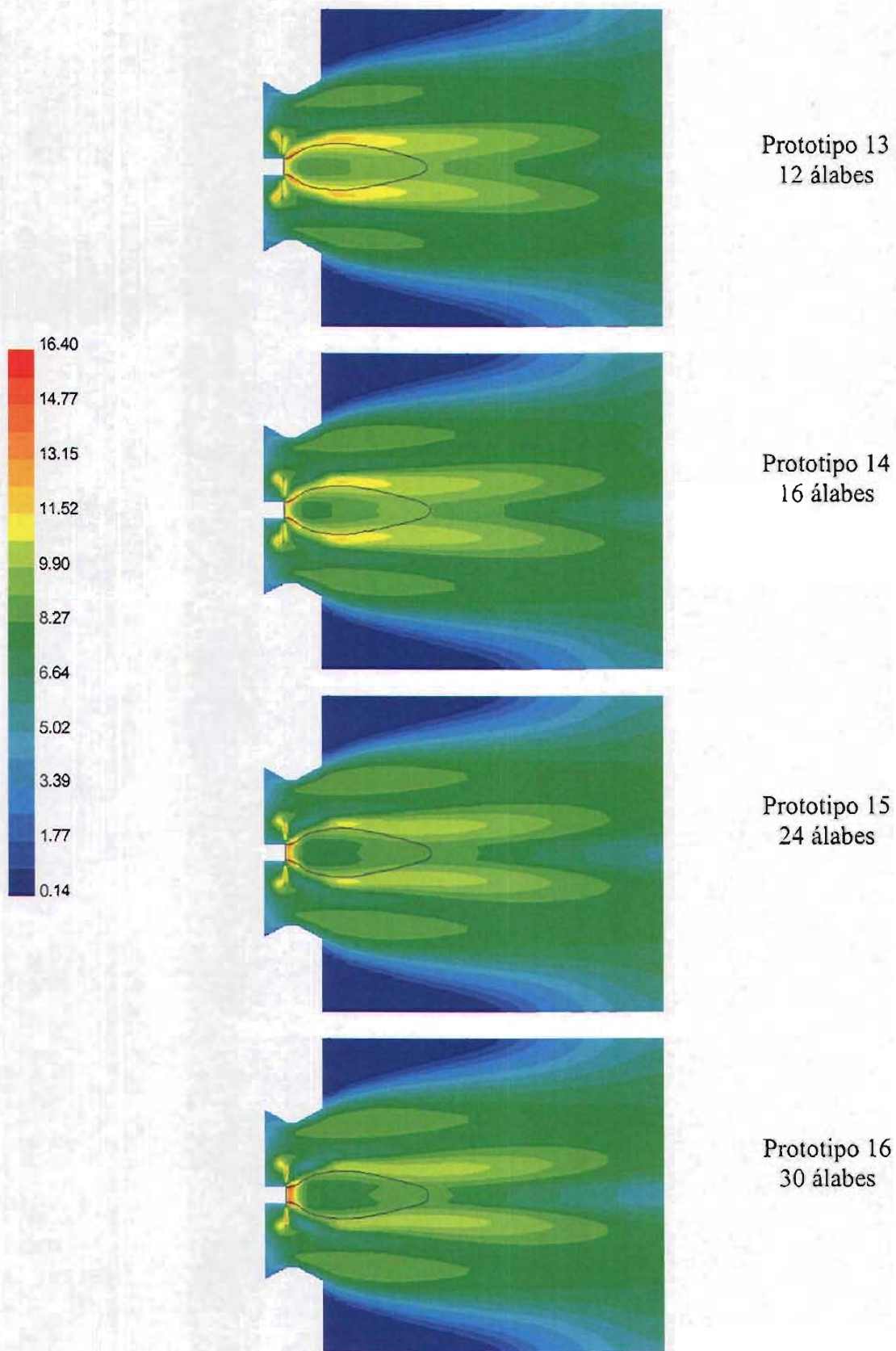


Figura 5.24 Contornos de intensidad de turbulencia cuando se varía el número de álabes



El estabilizador de flama para el caso base, presenta una zona de recirculación más angosta que los diseños original y el de 12 álabes. Con respecto a su longitud es mayor al del estabilizador original y menor al de 12 álabes. Su caída de presión se localiza por debajo de estos diseños y su número de giro es superior al de diseño y menor al difusor de 12 álabes. Su contorno de intensidad de turbulencia es completamente diferente al de los diseños anteriores, pues en este diseño se observa una dispersión simétrica y separada del centro y de la ZR de la turbulencia aguas abajo del difusor, lo que genera menor turbulencia cerca del estabilizador.

Cuando se varía el ángulo de la periferia se tiene que la ZR se vaya haciendo más angosta conforme el ángulo periférico aumenta, en cambio la longitud aumenta hasta encontrar un máximo para posteriormente reducir. La caída de presión, el número de giro y el volumen de la ZR presentan un comportamiento similar, éstos disminuyen conforme el ángulo de la periferia aumenta. El comportamiento de la turbulencia, cuando se varía el ángulo es que a menores ángulos mayor turbulencia genera el estabilizador y a medida que aumenta el ángulo ésta disminuye.

Cuando se varía el ángulo del centro la ZR de los prototipos es muy parecida en la forma y tamaño, su volumen no presenta un cambio significativo. La caída de presión y el número de giro tienden a disminuir conforma aumenta el ángulo central. Del mismo modo, la turbulencia generada por los difusores tiende a reducirse conforme aumenta el ángulo.

Cuando se varía el diámetro del estabilizador se observa que la ZR aumenta en tamaño conforme el diámetro es mayor, por lo que su volumen también presenta este comportamiento. La caída de presión aumenta en relación con el aumento del diámetro del estabilizador. Con respecto al número de giro el comportamiento es que conforme aumenta el diámetro este también lo hace hasta llegar a un máximo, posteriormente, su valor disminuye hasta permanecer constante. El comportamiento de la intensidad de turbulencia es que a medida que el difusor aumenta de tamaño este genera mayor turbulencia al fluido.

Cuando se varía el número de álabes se observa que la ZR no presenta un cambio significativo al igual que su volumen. La caída de presión tiene un comportamiento tal que cuando se aumenta el número de álabes ésta disminuye. Caso contrario sucede con el número de giro, el cual conforma aumenta el número de álabes este también aumenta hasta llegar a un valor máximo para posteriormente disminuir un poco. El comportamiento turbulento que se genera es que en difusores de menor tamaño se tiene altas zonas de turbulencia y a medida que el número de álabes aumenta ésta disminuye.

## 5.5 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS DE RESULTADOS

Un objetivo de este estudio es determinar el comportamiento de los diferentes parámetros geométricos del estabilizador de flama, requiriendo la formación de una ZR bien definida, separada del estabilizador de flama, que genere una baja caída de presión y un número de giro alto, así como una intensidad de turbulencia ubicada aguas abajo del difusor y desvaneciéndose hasta formar dos estelas.

Con base a lo anterior, se puede observar que diferentes parámetros que cumplen con el objetivo buscado son:

Para el ángulo de la periferia se ve que los ángulos 20, 25 y 30° son los que presentan una menor caída de presión aunque un número de giro y volumen también menor, asimismo son los que generan una mejor distribución de la turbulencia. Los ángulos de 10 y 15° son los de mayor caída de presión, mayor número de giro, mayor ZR y una distribución de la turbulencia pegada a la ZR. Para este parámetro geométrico se pueden considerar los ángulos 20 y 25° como los más adecuados.

Con respecto al ángulo del centro no existe una diferencia en la ZR generada por los prototipos estudiados, pero nuevamente se observa que a medida que aumenta el ángulo la caída de presión y el número de giro disminuyen, los prototipos de ángulos 40-50° son los de menor presión y giro, presentando una mejor distribución de la turbulencia, en cambio los ángulos 30 y 35° son los de mayor caída de presión, mayor número de giro y una distribución de turbulencia muy parecida a la de los prototipos de 40 y 45 grados, se puede decir que es una distribución de turbulencia aceptable. Para este parámetro geométrico se pueden considerar los ángulos 40 y 45° como los más convenientes.

Con respecto al tamaño del estabilizador se observa que la ZR y su volumen presentan cambios importantes, un difusor pequeño genera una ZR pequeña y un difusor grande presenta una ZR grande. Los prototipos de 18 y 20 álabes que son los que presentan una mayor caída de presión y un mismo número de giro pero menor al del caso base, también son los que generan mayor turbulencia cerca del estabilizador, dentro y alrededor de la ZR, estos contornos son muy parecidos a los del estabilizador de diseño 0. Los prototipos de 12 a 16 álabes son los que menor caída de presión presentan siendo el de 12 el menor. El difusor de 12 álabes tiene el número de giro más bajo de todos los prototipos y el de 14 álabes tiene un valor cercano al del caso base. Para este parámetro geométrico se pueden considerar los diámetros de 14 y 16 pulgadas como los más apropiados, cabe aclarar que un diámetro mayor no sería posible ya que en el quemador existe un piloto que está situado a una distancia radial de 8.82 pulgadas, es decir, está localizado en un diámetro de 17.65 pulgadas por lo que el estabilizador no entraría en el quemador o quedaría muy justo provocando que se modifique su diseño para respetar el espacio del piloto. Completando lo anterior es conveniente recordar que el difusor que se probó tenía un diámetro de 18 pulgadas y presentó problemas de vibración, por lo tanto, los diámetros recomendados son de 14 a 16 y/o 16.5 pulgadas como el del diseño original.

Con respecto al número de álabes se observa que la ZR no presenta un cambio significativo. Para la caída de presión se observa que los que tienen 16, 20, 24 y 30 álabes son los de menor caída de presión y de mayor número de giro. Así mismo, son los que presentan una mejor distribución de la turbulencia. El difusor de 12 álabes es el que tiene mayor caída de presión y menor número de giro, así como de un perfil de turbulencia que presenta regiones de alta turbulencia cerca del estabilizador de flama y alrededor de la ZR. Para este parámetro geométrico se pueden considerar los de 16, 20, 24 y 30 álabes, sin embargo, un difusor que contenga muchos álabes hace que su manufactura se vea limitada por el espacio en el diámetro central del difusor para colocar los álabes, por lo tanto, el número de álabes a considerar son de 16 a 20 álabes.

Los resultados anteriores ayudan en el diseño de estabilizadores de flama, ya que permiten responder preguntas del tipo que pasa si...? se cambian los ángulos del centro y periferia, el diámetro o el número de álabes, es decir, se cuenta con una guía de diseño para estabilizadores de flama.

Como resultado de lo anterior se diseñó un estabilizador de flama con 20 álabes curvos, de 16 pulgadas de diámetro con un ángulo en la periferia de 20 grados y un ángulo en el centro de 45.

En el siguiente capítulo se muestran las recomendaciones para su instalación, operación, los resultados obtenidos de la medición de partículas que se emiten con este diseño, así como una evaluación económica del cambio del estabilizador en el generador de vapor de la central termoeléctrica de Mazatlán.

### 6.1 RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN EN PLANTA

El caso de estudio de este trabajo se realizó en un generador de vapor con 16 quemadores frontales, de la central termoeléctrica “José Aceves Pozos”.

Para conocer las concentraciones de las emisiones de partículas suspendidas totales (PST), O<sub>2</sub>, CO y NO<sub>x</sub> al medio ambiente, se realizaron mediciones cuando el generador de vapor estaba operando con las piezas originales, difusor y atomizador, esta medición sirve de referencia para evaluar el beneficio logrado en la reducción de emisiones con el nuevo diseño.

Con base en los resultados de la caracterización aerodinámica y geométrica del estabilizador de flama, se construyeron 16 estabilizadores de flama de 20 álabes curvos, con un diámetro de 16 pulgadas (406.4 mm) y con ángulos en el centro y periferia de 45 y 20 grados, respectivamente.

Los difusores y atomizadores de nuevo diseño se instalaron en el generador de vapor durante su mantenimiento anual, una vez que entró en operación se realizaron mediciones de emisiones que se compararon con las del diseño original.

En la tabla 6.1 se muestra la composición y propiedades del combustóleo que se utilizó en el generador de vapor.

**Tabla 6.1** Análisis del combustóleo.

ELEMENTO	% PESO
CARBONO	84.34
HIDRÓGENO	10.45
OXÍGENO	0.73
NITRÓGENO	0.26
AZUFRE	3.74
CENIZAS	0.075
HUMEDAD	0.4
PCS	10,027 kcal/kg



Las concentraciones de O<sub>2</sub>, CO y NO<sub>x</sub> se determinaron mediante celdas electroquímicas con un analizador de gases portátil *Land Combustión*, las PST se determinan por el Método 5 de EPA (isocinético) [1], la eficiencia del generador de vapor se determina mediante un programa de cómputo el cual se basa en el método de pérdida de calor del código ASME, norma PTC. 4.1 [2].

En la tabla 6.2 se presentan los resultados de las mediciones de emisiones y eficiencia del generador. En ella se puede observar que las PST se redujeron un 43.7 %, al pasar de 587 mg/m<sup>3</sup> N con el diseño original a 330 mg/m<sup>3</sup> N, con el nuevo diseño, quedando dentro de norma [3]. Con respecto a la generación de óxidos de nitrógeno, éstos se redujeron un 3 %. Los valores de emisiones de NO<sub>x</sub> y PST obtenidos con el nuevo diseño se encuentran por debajo de norma para la concentración de oxígeno con que se midió. La eficiencia del generador de vapor aumentó un 0.36 % y se logró generar 300 MW en verano, carga que la unidad no podía generar al utilizar el diseño original del quemador.

**Tabla 6.2** Resultados de operación del generador de vapor

Concepto	Dimensión	Diseño Original	Diseño Nuevo
Carga	MW	274	300
Oxígeno en ductos	%	1.0	1.0
Oxígeno chimenea	%	5.36	5.07
Monóxido de carbono	ppm N	308	Menos de 5 ppm
Partículas suspendidas totales	mg/m <sup>3</sup> N	587	330
Óxidos de nitrógeno	ppm N	182	290
Eficiencia	%	86.48	86.84

Este generador presentó un problema de vibración cuando se instaló el prototipo anterior de difusor (12 álabes). Al entrar en operación el generador con este nuevo diseño el problema de vibración ya no se presentó. Esto se debe a que la generación de intensidad de turbulencia de este último es menor y se encuentra alejada del difusor lo que permite una mayor estabilidad de la flama.

## 6.2 RECOMENDACIONES OPERATIVAS

De la experiencia que se obtuvo del difusor modificado para este generador de vapor y sumando la de otros diseños en diferentes centrales termoeléctricas, se derivan las siguientes recomendaciones operativas, para el mejor funcionamiento de los quemadores y por lo tanto, del propio generador de vapor:

1. Cumplir estrictamente con el programa de limpieza de los quemadores, para evitar el deterioro prematuro de los atomizadores.



2. Utilizar vapor sobrecalentado con al menos 100 °C de sobrecalentamiento, para mejorar la atomización del combustible y así reducir más las PST.
3. Realizar inspecciones visuales de las flamas para detectar anomalías, como ensuciamiento en quemadores, paredes, bancos de tubos. Así como la detección de ensambles incorrectos de los quemadores
4. Mantener la presión de vapor constante, de acuerdo al diseño del atomizador.
5. Monitorear el O<sub>2</sub> y CO para mantener una combustión óptima. Para estos quemadores que operan a 1.0 % de O<sub>2</sub> las emisiones de CO deben ser menores de 40 ppm.
6. Operar el sistema de combustión con los siguientes parámetros principales:

PARÁMETRO	UNIDADES	VALORES
Carga	MW	285 – 300
Presión de vapor de atomización	Kg/cm <sup>2</sup>	15.00
Temperatura de combustible	°C	130
Número de quemadores en servicio	Unidades	16
Oxígeno en PAR's (mínimo)	%	1.10

(PAR's) Precaentadores de aire regenerativos

7. La recomendación de operar con los 16 quemadores en servicio a máxima carga, se basa en que de esta manera se minimizan las caídas de presión en el sistema aire-gases al operar con todos los registros de aire abiertos, obteniéndose una carga mayor, en caso de que los ventiladores de tiro forzado se encuentren saturados.
8. Bajo estas condiciones finales de operación y para un valor de oxígeno cercano al 1.0 % se mantienen dentro de norma las emisiones de NO<sub>x</sub> y PST y con valores de CO menores a 40 ppm.

El cumplimiento de estas recomendaciones tiene como resultado que se mejore el proceso de combustión, se reduzca la emisión de contaminantes, y el ensuciamiento del generador de vapor, lográndose una mejor operación, con menores costos de producción.

### 6.3 ANÁLISIS ECONÓMICO

Con base en las eficiencias del generador de vapor obtenidas con el cambio del estabilizador y con la del diseño original y con el consumo de combustible que se tenía con el diseño *Bluff Body*, se determina el flujo de combustible que se ahorra al mejorar las condiciones operativas del generador de vapor, para ello se emplea la siguiente ecuación:

$$W_c = \left( \frac{\eta_1 - \eta_2}{\eta_2} \right) (W_2) \quad (6.1)$$

Sustituyendo los valores de las eficiencias y del consumo de combustible, se tiene

$$W_c = \left( \frac{86.84 - 86.48}{86.48} \right) 69,000 = 287.23 \text{ kg/h}$$

El flujo de combustible que se ahorra por la instalación del nuevo estabilizador es de 287.2 kg/h. Considerando que la unidad opera 8,000 horas al año y un precio del combustóleo de 1.8 pesos/kg [4], entonces, se obtiene un ahorro anual en pesos de:

$$\left( 287.23 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left( \frac{1.8 \text{ pesos}}{\text{kg}} \right) \left( \frac{8,000 \text{ h}}{\text{año}} \right) = 4'140,000 \text{ pesos/año}$$

El ahorro económico por concepto de consumo de combustible es de: 4'140,000 pesos al año. Por lo tanto, si el costo por el cambio de diseño de los quemadores (difusores y atomizadores) es de 192,000 pesos, entonces el tiempo de recuperación de la inversión es de 17 días. Por lo tanto, la Central Termoeléctrica obtiene beneficios en costos de operación del generador de vapor, de mantenimiento (al tener menor ensuciamiento), se tiene un mayor factor de planta y una reducción de emisiones contaminantes al medio ambiente, en un plazo de amortización corto.

### Nomenclatura

$W_c$	Ahorro de combustible
$\eta_1$	Nueva eficiencia del generador de vapor
$\eta_2$	Eficiencia anterior del generador de vapor
$W_2$	Flujo de combustible anterior

### Referencias

1. EPA Method 5, **Determination of Particulate Emissions from Stationary Sources** –40 CFR 60 – Chapter I Part 60 - Appendix A.
2. ASME **Power Test Codes, Steam Generating Units** PTC 4.1, The American Society of Mechanical Engineers, USA, 1965.
3. NOM-085-ECOL-1994, Norma Oficial Mexicana, **Contaminación atmosférica – Fuentes fijas**, Diario Oficial de la Federación, 2 de diciembre, 1994.
4. Información de la Central Termoeléctrica José Aceves Pozos, de Mazatlán, Sinaloa.

### CONCLUSIONES

---

---

Las conclusiones que se obtiene del desarrollo de este trabajo de investigación son las siguientes:

1. Se obtienen resultados congruentes entre la modelación física y la computacional. Por lo tanto, dada su agilidad y bajo costo es más recomendable la modelación computacional de fluidos.
2. Se logró el objetivo de optimización del sistema de combustión del generador de vapor de la unidad tres de la Central Termoeléctrica José Aceves Pozos de Mazatlán, Sinaloa, con las modificaciones resultantes del estudio realizado. Esto se reflejó en la mejora obtenida en el difusor de nuevo diseño en lo referente a:
  - Estabilidad de la flama
  - Reducción de PST sin incremento en los NOx (mejor distribución del aire de combustión)
  - Intensidad de turbulencia
  - Tamaño y forma de la zona de recirculación (alejada del paño del difusor, lado hogar)
3. La Dinámica de Fluidos Computacional es una herramienta útil para predecir fenómenos de flujo de fluidos. Para la modelación de quemadores no es la excepción, ya que permite predecir la forma de la zona de recirculación, la caída de presión y los contornos de intensidad de turbulencia que genera el estabilizador de flama. La ventaja de usar esta herramienta se debe a su relativa simplicidad, su bajo costo y poco tiempo para obtener un resultado. Además, si se toma en cuenta que es posible realizar variaciones de los parámetros geométricos, así como de las condiciones de frontera, se tiene una gran ventaja con respecto a la representación del fenómeno de forma experimental, ya que para el caso de quemadores se requiere la construcción y prueba de varios modelos de acrílico a escala y contar con equipos sofisticados de medición, lo que implica una inversión económica importante y un tiempo mayor para obtener resultados.
4. Es importante realizar un análisis sobre la dependencia de la malla en los resultados de la modelación, ya que existen diferencias cuando se utiliza distinta densidad de malla. Este análisis sirve para determinar la capacidad del equipo de cómputo para



realizar la modelación de un fenómeno, pues a mayor densidad de malla mayor son los requerimientos de memoria del equipo de cómputo y de tiempo de solución, por lo tanto, las características del equipo de cómputo determinan el tamaño de la densidad de la malla a del modelo.

5. De las variantes del modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$ : estándar y *RNG* y de acuerdo a los resultados experimentales que se obtuvieron con el tubo *Pitot* de cinco orificios, se tiene que el modelo que mejor representa a éstos en la modelación de un estabilizador de flama de álabes curvos es el modelo  $k-\varepsilon$  estándar.
6. Del análisis de los parámetros geométricos del estabilizador de flama se obtuvo el diseño de un difusor de 20 álabes curvos de 16 pulgadas de diámetro, con ángulos de 45 y 20 grados en el centro y periferia. Este estudio es útil para conocer el efecto que cada parámetro geométrico produce en la formación de la zona de recirculación, en la caída de presión, número de giro así como de la intensidad de turbulencia. En resumen este análisis sirve para definir los parámetros geométricos óptimos del estabilizador de flama.
7. De los resultados obtenidos en campo del nuevo diseño de estabilizador de flama, se concluye que las emisiones a la atmósfera de PST se reducen en un 34 %, logrando que las emisiones se encuentren bajo el límite permitido por la norma ecológica. Por otro lado, las emisiones de  $\text{NO}_x$  se mantienen también abajo de los niveles de la norma.
8. Se logró un diseño de difusor que no causa vibración al generador de vapor, obteniendo con esto una buena operación del generador de vapor, al poder alcanzar una generación de 300 MW, operando con menores excesos de aire y menores consumos de combustible. El beneficio económico que se obtiene por ahorro de combustible es del orden de 4'140,000 pesos por año.
9. Se reducen las salidas no programadas por reparación o cambio de partes de quemadores, bancos de tubos de sobrecalentadores y paredes de agua, así como para lavado y reemplazo de canastas de los precalentadores de aire regenerativos.
10. Si bien el trabajo de modelación se realizó en frío, es decir sin combustión, se recomienda como trabajo futuro la modelación del proceso de combustión, con el objetivo de conocer la distribución de temperatura. Así como estimar la emisión de contaminantes producidas, conocer la distribución de flujos térmicos en el generador de vapor y predecir los consumos de combustible y los flujos de agua de atemperación.