



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ESTUDIO NUMÉRICO DE LA CIRCULACIÓN DEL FLUJO EN EL
INTERIOR DE UNA CALDERA PIROTUBULAR**

AUTORES:

ROMERO ANDRAL

TORREALBA LUIS

VALENCIA, FEBRERO 2015



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ESTUDIO NUMÉRICO DE LA CIRCULACIÓN DEL FLUJO EN EL
INTERIOR DE UNA CALDERA PIROTUBULAR**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

AUTORES:

ROMERO ANDRAL

TORREALBA LUIS

VALENCIA, FEBRERO 2015



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado *“Estudio numérico de la circulación del flujo en el interior de una caldera pirotubular”*, realizado por los bachilleres: ROMERO R. ANDRAL J. titular de la cédula de identidad número: V-20.663.348, TORREALBA LUIS titular de la cédula de identidad número: V-21.021.104; hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. Gruber Caraballo
Tutor

Prof. Aquiles Vera
Jurado

Prof. Nilo Espinoza
Jurado

VALENCIA, FEBRERO 2015

AGRADECIMIENTO

En primer lugar agradecer a DIOS por habernos guiado por el camino del bien y darnos la fortaleza para seguir adelante y luchar por alcanzar las metas.

A cada uno de los que son parte de mi familia, a mis PADRES: LUIS TORREALBA y MARITZA RODRIGUEZ, mi segunda madre MI ABUELA Hilda.; por siempre haberme dado su fuerza y apoyo incondicional que me ha ayudado y llevado hasta donde estoy ahora. – Luis.

Agradecido estoy de mis padres ANDRAL Y NAYIVE DE ROMERO por su apoyo incondicional, sus oraciones, su ayuda y palabras me han llevado a seguir a la meta sin importar los tropiezos.

A mi amiga la ING. GLENIS ADRIANZA por su sin igual ayuda, su grata compañía, su gran amistad, sus sabias palabras, sus enseñanzas que siempre he atesorado en mi corazón, por tenerme paciencia, por su sinceridad, por confiar en mí y ser tan especial, gracias pues eres una pieza irremplazable en mi vida. – Andral.

A nuestros compañeros que han estado a lo largo de la carrera y ahora son parte de nuestra cadena de amigos y quienes siempre han estado cuando los hemos necesitado, de los cuales hemos aprendido muchas cosas.

A nuestro tutor GRUBER CARABALLO quien se ha convertido en nuestro amigo, gracias por su colaboración y orientación, también por su paciencia, disponibilidad y dedicación para que este trabajo se realizara con el mayor de los éxitos.

DEDICATORIA

Dedicamos este Trabajo Especial de Grado a Dios y a nuestros Padres. A Dios ya que sin Él nada somos y ha estado con nosotros en cada paso que damos, protegiéndonos y dándonos fortaleza para continuar; a nuestros padres, quienes a lo largo de nuestras vidas han velado por nuestro bienestar y educación, siendo el apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se nos presentaron sin dudar ni un solo momento en nuestra capacidad. Es por ellos que somos lo que ahora celebramos.

RESUMEN

El siguiente trabajo presenta el estudio de la circulación de flujo en el interior de una caldera pirotubular mediante el uso de la dinámica de fluidos computacional(CFD por sus siglas en inglés), la cual se basa en el uso del método de volumen finitos para la discretización, solución y postprocesamiento de las ecuaciones de gobierno aplicadas a un sistema, que en éste caso se trata del dominio fluidizado de un haz tubular en el interior de una caldera marca continental cuya capacidad es de 125 BHP, buscando inducir la recirculación de vapor en el interior de la misma para su interpretación física prediciendo acertadamente el comportamiento del fluido y los fenómenos reales.

El uso de una herramienta CAD para el diseño geométrico y del CFD para el análisis de los mismos, genera disminución en los costos para el diseño de recipientes a presión y la modificación de sus componentes.

NOMENCLATURA

Variable	Descripción	Valor
A	Área	m ²
c _p	Calor específico a presión constante	J/Kg.K
c _v	Calor específico a volumen constante	J/Kg.K
q	Cantidad total de transferencia de calor	J
σ	Coefficiente de tensión superficial	N/m
h _c	Coefficiente de transferencia de calor por convección	W/m ² .K
k	Conductividad térmica	W/m.K
ρ	Densidad del fluido	Kg/m ³
D	Diámetro	m
α	Difusividad térmica	m ² /s
e _c	Energía cinética	J/Kg
u	Energía interna	J
e _p	Energía potencial	J/kg
E	Energía total	J
h	Entalpía	J/Kg
q''	Flujo de calor	W/m ²
L	Longitud	m

m	Masa	Kg
N_B	Número de burbujas	-
P	Presión absoluta	Pa
P_v	Presión de la burbuja	Pa
P_{sat}	Presión de saturación	Pa
p'	Presión modificada	Pa
P_r	Presión relativa	Pa
r	Radio cilíndrico	m
R_B	Radio de la burbuja	m
T	Temperatura	K
T_B	Temperatura de la burbuja	K
T_∞	Temperatura del fluido	K
T_s	Temperatura de superficie	K
W	Trabajo	J
ΔP	Variación de Presión	Pa
v	Velocidad	m/s
ν	Viscosidad cinemática	m ² /s
μ	Viscosidad dinámica	Pa.s
V	Volumen	m ³

CONSTANTES

Constante	Descripción	Valor
β'	Modelo de turbulencia κ - ω	0.09
α	Modelo de turbulencia κ - ω	5.9
β	Modelo de turbulencia κ - ω	0.075
σ_k	Modelo de turbulencia κ - ω	2
σ_ω	Modelo de turbulencia κ - ω	2

ÍNDICE GENERAL

Contenido	Pág
<i>AGRADECIMIENTO</i>	iii
<i>DEDICATORIA</i>	iv
<i>RESUMEN</i>	v
<i>NOMENCLATURA</i>	vi
<i>CONSTANTES</i>	viii
<i>ÍNDICE DE FIGURAS</i>	xii
<i>ÍNDICE DE TABLAS</i>	xv
<i>INTRODUCCIÓN</i>	1
<i>CAPÍTULO I</i>	3
<i>EL PROBLEMA</i>	3
1.1. Planteamiento del Problema.	4
1.2. Formulación.	5
1.3. Justificación.	5
1.4. Objetivos.	6
1.4.1. Objetivo General.....	6
1.4.2. Objetivos Específicos.	6
1.5. Limitaciones.....	7
1.6. Alcance.	7
1.7. Antecedentes.	7

<i>CAPÍTULO II</i>	11
<i>MARCO TEÓRICO</i>	11
2.1 Generación de vapor.	12
2.2 Calderas.....	13
2.3 Clasificación general de las calderas.	13
2.3.1. Atendiendo a la posición relativa de los gases calientes y del agua.	13
2.3.2. Por la posición de los tubos.	14
2.3.3. Por la forma de los tubos.	14
2.3.4. Por la naturaleza del servicio que prestan.....	14
2.3.5. Según la presión de trabajo.....	15
2.3.6. Por su generación.....	15
2.3.7. Por su ingreso de agua a la caldera.	15
2.3.8. Atendiendo a la circulación de los gases.	15
2.3.9. Respecto a su forma de calefacción.....	15
2.4. Calderas pirotubulares.	16
2.5. Ventajas.....	19
2.6. Desventajas.	19
2.7. Dinámica de Fluidos Computacional.....	20
2.7.1. Discretización espacial. [5].....	21
2.7.2. Calidad de Malla. [5]	23
2.7.3. Modelos de turbulencia. [2].....	24
<i>CAPÍTULO III</i>	36
<i>MARCO METODOLÓGICO</i>	36

3.1. Nivel de la investigación.....	37
3.2. Tipo de investigación.....	37
3.3. Aspectos administrativos.....	37
3.3.1. Recursos Humanos.....	37
3.3.2. Recursos Materiales.....	37
3.3.3. Recursos Institucionales.....	38
3.4. Fases de la investigación.....	38
3.4.1. Definición del Problema.....	38
3.4.2. Revisión Bibliográfica.....	38
3.4.3. Selección del Modelo Matemático.....	39
3.4.4. Digitalización de la Geometría.....	40
3.4.5. Configuración de la Discretización Espacial del Dominio.....	40
3.4.6. Configuración del Dominio, Condiciones de Borde y Criterios de Convergencia.....	42
3.4.7. Configuración del Solver.....	53
3.4.8. Iteración, Obtención y Validación de Resultados.....	55
<i>CAPÍTULO IV</i>	56
<i>RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS</i>	56
<i>CAPÍTULO V</i>	73
<i>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</i>	73
<i>REFERENCIAS</i>	76

ÍNDICE DE FIGURAS

Contenido	Pág
Figura 2.1. Caldera Pirotubular.	16
Figura 2.2. Mallas estructuradas.....	22
Figura 2.3. Mallas no estructuradas.....	23
Figura 3.1 Dominio fluidizado de la caldera.....	41
Figura 3.2 Geometría de la caldera en la interfaz de ANSYS.....	41
Figura 3.3. (a) Malla generada en la caldera. (b) Cantidad de nodos y elementos definidos en la realización de la malla.	42
Figura 3.4. (a) Definición de las propiedades del dominio (agua). (b) Definición de las propiedades del dominio (vapor de agua).	44
Figura 3.5. Definición de los modelos de transferencia de calor y turbulencia.	45
Figura 3.6. Definición de los modelos pares de flujos.	46
Figura 3.7. Condiciones de inicialización.	47
Figura 3.8. Configuración inicial del flujo.	48
Figura 3.9. Definición de los parámetros de entrada.....	49
Figura 3.10. Definición de los valores de fluidos de entrada.	50
Figura 3.11. Definición de los parámetros de salida.	50
Figura 3.12. Definición de parámetros de temperatura fijas en paredes.	51
Figura 3.14. Definición de las propiedades de pared adiabática.	53

Figura 3.15. Configuración de los parámetros de convergencia de la simulación numérica.	54
Figura 3.16. Interfaz Ansys una vez culminado la simulación.	55
Figura 4.1 Gráfica de masa y momento.	58
Figura 4.2 Gráfico de transferencia de calor.	59
Figura 4.3 Modelo de turbulencia SST.	60
Figura 4.4 Gráfico de la fracción de volumen de agua.....	60
Figura 4.5 Gráfico de convergencia del “Wall Scale”.	61
Figura 4.6a Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera a 0,14 m	62
Figura 4.6b Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera a 0,6 m	63
Figura 4.7a Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera. $y = - 0.5$ m, plano XZ.	66
Figura 4.7b Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera. $y = - 0.27$ m, plano XZ.	66
Figura 4.7c Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera. $y = 0$ m, plano XZ.....	67
Figura 4.7d Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera. $y = 0.15$ m, plano XZ.....	68
Figura 4.7e Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera. $y = 0.3$ m, plano XZ.....	68
Figura 4.8a Plano ilustrativo de los vectores de velocidad del flujo a 0,14 m de la tapa posterior de la caldera.	69

Figura 4.8b y 4.8c Plano ilustrativo de los vectores de velocidad del flujo a 0.6 m y 1.2 m de la tapa posterior de la caldera.	70
Figura 4.8d Plano ilustrativo de los vectores de velocidad del flujo a 2.3 m de la tapa posterior de la caldera.....	71
Figura 4.8e y 4.8f. Planos ilustrativos de los vectores de velocidad del flujo 3 m y 3.6 m de la tapa posterior de la caldera.	72

ÍNDICE DE TABLAS

Contenido	Pág
Tabla. 4.1. Configuración de parámetros de simulación.....	57

INTRODUCCIÓN

Los generadores de vapor son equipos con amplias aplicaciones en la industria, alcanzando un gran desarrollo tecnológico, su uso generalizado se debe a que muchos de los procesos de manufactura requieren vapor para la fabricación de sus productos. Estos recipientes a presión suministran energía en alguna parte de diversos procesos de fabricación.

En el interior de la caldera existe una serie de fenómenos termodinámicos que dan lugar a la generación de vapor, estos se deben estudiar para conocer a fondo el proceso interno de la caldera y evaluar las condiciones de operación óptimas para el correcto funcionamiento del equipo.

Existen dos métodos fundamentales para analizar sistemas de ingeniería relacionados con la circulación de fluidos: la experimental y el cálculo. El primero conlleva, por lo general la construcción de modelos a escala que son probados en bancos de ensayo u otras instalaciones adecuadas; mientras que el segundo implica la resolución de ecuaciones diferenciales complejas mediante el uso de computadoras lo que se conoce como Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). En la ingeniería moderna se aplican ambos métodos, juntos se complementan entre sí, permitiendo el estudio detallado de fenómenos involucrados dentro de la caldera. Es por ello que se recurre a la herramienta computacional que permite simular la circulación de flujo en el interior de la caldera y conocer de manera visual estos fenómenos termodinámicos. En primer lugar, se explican las situaciones que generan la necesidad de investigar en este campo de la ingeniería, además se delimita la investigación según sus alcances y las limitaciones presentes, seguidamente se exponen las nociones teóricas básicas

necesarias para la ejecución. Por último, se explica el procedimiento a seguir para obtener los resultados esperados.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

El planteamiento del problema define la necesidad existente y da lugar al desarrollo de este proyecto de investigación. Se definen los objetivos a cumplir para la realización del proyecto y obtener soluciones concretas para dicha problemática.

Se genera una justificación que detalla la importancia del trabajo de investigación, de igual forma se desarrollan el alcance y las limitaciones, factores que integran el proyecto; y por último se consideran los antecedentes, trabajos previos que fundamentan al proyecto elaborado.

1.1. Planteamiento del Problema.

Las calderas son intercambiadores de calor en el que la energía se aporta generalmente por un proceso de combustión, o también por el calor transferido en un gas que circula a través de ella. En ambos casos, el calor aportado se transmite a un fluido, que a su vez puede o no vaporizarse.

Teniendo en cuenta el diseño, las calderas para generación de vapor en plantas industriales, se clasifican en dos grandes grupos: pirotubulares, o de tubos de humos; y acuotubulares, o de tubos de agua. Para el caso de las pirotubulares, estas se denominan así por ser gases calientes procedentes de la combustión de un gas, los que circulan por el interior de tubos cuyo exterior está bañado por el agua de la caldera.

El combustible se quema en un hogar donde tiene lugar la transmisión de calor por radiación, y los gases resultantes se les hace circular a través de los tubos que constituyen el haz tubular de la caldera, donde tiene lugar el intercambio de calor por conducción y convección. Según sea una o varias las veces que los gases pasan a través del haz tubular, se tienen las calderas de uno o varios pasos. En el caso de calderas de varios pasos, en cada uno de ellos, los humos solo atraviesan un determinado número de tubos, cosa que se logra mediante las denominadas cámaras de humos. Una vez realizado el intercambio térmico, los humos son expulsados al exterior a través de la chimenea. Todo esto sucede sin que puedan medirse las variables termodinámicas y/o fluidodinámicas involucradas y así conocer más a fondo el fenómeno del intercambio de calor en el interior de las calderas.

Las tecnologías de simulación complementan de una manera eficaz y económica la realización del modelo de una caldera pirotubular, desarrollando un conjunto de técnicas por ordenador que generan resultados aceptables a través de la dinámica de

fluidos computacional o CFD por sus siglas en ingles. Gracias a estos avances podemos ver en detalle muchos procesos termodinámicos que antes eran imposibles visualizar.

La gran fidelidad con los casos reales que se puede conseguir a través de las técnicas CFD no evita que se haga necesario asegurar la precisión de los resultados obtenidos con los modelos planteados. Esto se logra en dos pasos: verificación y validación. La verificación consiste en asegurar que el modelado matemático ha sido resuelto correctamente. El proceso de validación tiene como objetivo confirmar que el modelado matemático obtiene una solución correcta, es decir, si se ha elegido bien el modelo físico que describe el proceso. Este trabajo trata de validar un modelo de combustión con los datos experimentales obtenidos de los ensayos con la caldera real en laboratorio.

1.2. Formulación.

¿Qué resultados trae la aplicación de la dinámica de fluidos computacional en el estudio de la circulación del flujo en el interior de una caldera pirotubular, considerando las ecuaciones de gobierno, los parámetros involucrados, el modelo matemático, la técnica numérica para la geometría de la caldera, analizando las condiciones a las que podría estar sometido el flujo?

1.3. Justificación.

La realización de esta investigación permitirá ampliar el conocimiento de la circulación de flujo en el interior de una caldera pirotubular a través del estudio numérico, implementando el método de dinámica de fluidos computacional, evitando de esta manera la realización de cálculos manuales innecesarios y reduciendo así el tiempo empleado; así como también permitir observar el comportamiento real sin la elaboración de ensayos en bancos de pruebas reales.

La utilización de estas herramientas computacionales es de gran importancia en la ingeniería mecánica específicamente en el área térmica, utilizado para estudiar el comportamiento de distintos fluidos en gran variedad de máquinas térmicas. No obstante, este método y sus amplias aplicaciones permiten determinar el equipo que se desea estudiar, lo que hace una manera práctica, económica y versátil dicha realización.

1.4. Objetivos.

1.4.1. Objetivo General.

Analizar numéricamente la circulación del flujo en el interior de una caldera pirotubular.

1.4.2. Objetivos Específicos.

- Identificar los parámetros involucrados en la circulación del flujo en el interior de una caldera pirotubular.
- Aplicar las ecuaciones de gobierno para la circulación del flujo en el interior de una caldera pirotubular.
- Establecer el modelo matemático y la técnica numérica adecuada a la geometría de una caldera pirotubular y al comportamiento de contorno del modelo.
- Simular la circulación del flujo en el interior de una caldera pirotubular y obtener los resultados en forma de data, representaciones gráficas de las variables y/o videos.
- Presentar resultados obtenidos.

1.5. Limitaciones.

- Pocas fuentes bibliográficas referentes al estudio numérico de las calderas pirotubulares.
- Desconocimiento del comportamiento real del flujo dentro de las calderas pirotubulares.
- Tiempo de preparación y aprendizaje para el manejo del software seleccionado (ANSYS CFX) para la ejecución del proyecto de investigación, ya que el tiempo de simulación es un poco extenso tomando en cuenta la complejidad de este método, y que el aprendizaje del mismo es autodidáctico.
- En la actualidad la Escuela de Ingeniería Mecánica carece de un banco experimental en el Laboratorio de Térmica en donde se pueda validar los resultados del estudio.

1.6. Alcance.

La elaboración del proyecto de investigación se enfocará en el análisis numérico de la circulación de flujo en el interior de una caldera pirotubular, con la finalidad de realizarlo en el período de tiempo establecido sin indagar este fenómeno en otros tipos de calderas, su efecto en la transferencia de calor y en la generación de vapor. La simulación estará demarcada al modelo numérico seleccionado.

1.7. Antecedentes.

Adam y Marchetti (1999) [1], desarrollaron un simulador dinámico de las calderas de agua en tubos con recirculación natural, el tipo de equipo muy utilizado en las industrias de generación de vapor, ya sea como fuente de energía o para proporcionar capacidades de calefacción en plantas de proceso. Se basaron en una combinación de

dos modelos no lineales, uno para la evaporación en los tubos verticales y el otro para la separación de fases en el tambor de vapor. Las respuestas dinámicas de todas las variables mostraron la consistencia de la representación del modelo con el comportamiento esperado.

Hagga y Putkonen (2004) [10], realizaron nuevos desarrollos tecnológicos, han hecho posible sacar ventajas de economías de escala cuando se construyen estas nuevas líneas de pulpage. Obviamente las Calderas Recuperadoras han tenido que crecer en tamaño con el fin de cumplir con las necesidades de producción que demandan estas grandes y nuevas líneas de pulpa de madera. Esta publicación presenta la experiencia operacional en algunas Calderas Recuperadoras de tamaño XL (extra grande) seleccionadas en Escandinavia, en el Sur Este Asiático y en Sudamérica así Como también en el desarrollo tecnológico de Calderas Recuperadoras que hacen que este crecimiento progresivo en tamaño y capacidad sean posibles.

Se considera también en este trabajo las últimas características tecnológicas de Calderas Recuperadoras incluyendo la posibilidad de manejar otros combustibles además del licor negro como lo son los gases diluidos y concentrados no condensables de las fábricas de pulpa y los gases húmedos del estanque disolvedor. También se consideran los últimos desarrollos para quemar licor negro con alto contenido de sólidos. El diseño mecánico y la operación de estas grandes calderas recuperadoras se presentan incluyendo las experiencias obtenidas en los últimos 15 años.

Rivas et al; (2005) [12], ofrecieron un sistema asistido por computador para la detección de fallas en calderas pirotubulares. Presentaron algoritmos que posibilitan la detección rápida de fallas basados en la obtención de cambios de parámetros de los procesos que se desarrollan en las mismas, producidos por un fallo y en la modificación del algoritmo de estimación para acelerar la identificación del valor final de dicho cambio. Los resultados de la simulación mostraron la efectividad y robustez del sistema

propuesto en la detección de fallos, por lo que dicho sistema puede encontrar una amplia aplicación práctica no solo en calderas pirotubulares, sino además en otras clases de plantas, equipos y procesos industriales.

Iguarán y Martínez (2008) [8], establecieron un conjunto de parámetros asociados al diseño y construcción de una mini caldera pirotubular como elemento constitutivo de un proceso donde se utiliza vapor, contando así con diez tubos lisos, cuatro bridas, un quemador de tiro forzado que trabaja con gas natural, realizaron el control de llama con una tarjeta programada desarrollando el proceso de construcción mediante la norma ASME lo que indica que se siguieron lineamientos comerciales para el diseño y fabricación, demostrando la gran importancia que tiene el acogerse a los códigos que son los que se utilizan en el desarrollo real.

García E. Raquel (2008) [6], partió de la idea de modelar un proceso de postcombustión dentro de una cámara de recuperación de un central de ciclo combinado, conociéndolo de forma analítica pero no desde el punto de vista gráfico.

Para realizar dicho estudio partieron de condiciones de funcionamiento y diseño de instalación totalmente reales, simulando mediante un programa llamado COMSOL Multiphysics, demostrando así la capacidad de modelar cualquier fenómeno físico que un ingeniero puede describir mediante ecuaciones con derivadas parciales, transferencia de calor, movimiento de fluidos, entre otros.

Desam et al; (2009) [4], realizaron un estudio en la biomasa el cual tendrá un papel crucial en el futuro energético para compensar las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) de la generación de energía. Entre las diversas tecnologías de biomasa a fuego, la combustión con lecho fluidizado es ideal para los combustibles de alto contenido de humedad con bajo contenido de energía. En las calderas que operan con lecho fluidizado burbujeante (BFB), el lecho es operado por lo general en un estado rico en

combustible, mientras que el resto del aire de combustión se añade por encima de este a través de un sistema de aire para la combustión completa. Esta puesta en escena de aire actúa como principal medida para controlar las emisiones de óxido de nitrógeno (NOx), por lo que las regulaciones son cada vez más estrictas. El diseño del sistema de aire para los futuros productos de BFB con bajas emisiones, es una tarea difícil debido a un gran número de factores tales como el número de etapas de aire de combustión, el número de puertos, el puerto espaciado y puerto impulso con restricciones adicionales sobre otros parámetros de funcionamiento, caracterizado agotamiento y la transferencia de calor. En este escenario, el uso de herramientas de modelación numérica como la dinámica de fluidos computacional (CFD) ofrece invaluable apoyo en la evaluación de nuevos conceptos de diseño.

Gutiérrez F. J. (2011) [7], realizó un estudio en las calderas pirotubulares, donde el gas de combustión pasa al interior de los tubos de caldera, y el calor se transfiere al agua a través de estos. Un modelo dinámico se ha desarrollado para el análisis de rendimiento de la caldera, y Matlab ha sido aplicada para su integración. El modelo matemático desarrollado se basa en los principios de la conservación de masa, energía y cantidad de movimiento. En el modelo, las dos partes de la caldera (fuego / gas y agua / vapor lados), el economizador, el sobrecalentador y la recuperación de calor se consideran. El modelo desarrollado puede capturar la dinámica del nivel de la caldera y la presión de la caldera con la confianza, y es adecuado para acercarse al rendimiento de la caldera y, por lo tanto, para diseñar y probar una estrategia de control para dichas calderas.

Además, dieron una idea de la dinámica de rendimiento no sólo durante las condiciones de funcionamiento nominal, o comportamiento transitorio cuando se cambia un parámetro, sino también para la puesta en marcha. El modelo propuesto puede ser fácil de implementar y por lo tanto, es útil para ayudar a los ingenieros de la planta e incluso para los futuros operadores de formación.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

A continuación se presentan las definiciones básicas que permiten ampliar y fortalecer los términos relacionados con el tema en estudio. De igual forma, es posible establecer los criterios de estudio y las ecuaciones que rigen los modelos matemáticos necesarios para llevar a cabo la investigación, las cuales describen el comportamiento del fluido en las calderas pirotubulares, a través de modelaciones numéricas de los fenómenos de funcionamiento y se realiza una descripción del procedimiento para resolver problemas usando el método CFD (Dinámica Computacional de Fluidos).

Por otra parte se incluyen los datos de investigaciones anteriores que sirven de fundamento para elaborar un desarrollo basado en demostraciones.

2.1 Generación de vapor.

El vapor de agua es un fluido de gran importancia para los procesos industriales entre los cuales se encuentran las industrias químicas, petroquímicas, farmacéutica, la elaboración de alimentos y bebidas, producción de papel y aún más importante para la generación de energía eléctrica. Existe una gran variedad de razones por las que se usa el vapor en la industria:

- Es limpio.
- Tiene un buen coeficiente de transferencia térmica.
- Es transportado por la presión generada por lo tanto no requiere de bombas para ser transportado.
- Tiene un elevado poder calorífico por unidad de masa, es decir, permite transportar una enorme cantidad de energía de un lugar a otro por cada unidad de masa.
- Transfiere calor a una temperatura constante que a su vez es controlada por la presión.

Sin embargo existen desventajas al generar vapor:

- La oxidación debido al oxígeno presente en el agua.
- Tratamiento del agua usada para eliminar las impurezas.
- Liberación de gases contaminantes.
- Las tuberías que transportan el vapor deben estar aisladas para evitar la pérdida de calor.

Para la generación de vapor es necesario transmitir el calor juntamente con un cambio de fase, esto implica la adición o sustracción de grandes cantidades de energía calorífica

a temperatura constante o en su defecto con un mínimo rango de variación, estos procesos son más complejos que un simple intercambio de calor entre fluidos. [13]

La unidad generadora de vapor se usa para entregar a disponibilidad el calor de un combustible a un fluido, cambiando su fase de líquido a vapor saturado a la temperatura y presión requerida. Este generador está constituido por una caldera con su hogar, puede incluir elementos de absorción de calor como un precalentador de aire, un economizador y un sobrecalentador, además de equipos de instrumentación y control para un correcto funcionamiento de la unidad.

2.2 Calderas.

Las calderas son recipientes a presión diseñados para generar vapor de agua, tienen una tipología de tipo carcasa-tubos como otros intercambiadores de calor en el que los gases calientes producidos en un proceso de combustión ceden calor a través de la gran superficie de los tubos al agua de alimentación de la caldera que se convierte en vapor. El sistema de combustión está integrado en esta tipología tubular de distintas maneras según la caldera. [3]

2.3 Clasificación general de las calderas.

Las calderas de vapor se clasifican:

2.3.1. Atendiendo a la posición relativa de los gases calientes y del agua.

- **Pirotubulares.** En este caso el vapor se forma en el exterior de los tubos, mientras que los gases de combustión van por el interior de los tubos. Este tipo

de calderas se utilizan mucho en la industria pero no en las centrales termoeléctricas ya que producen vapor a baja presión y normalmente saturado.

- **Acuotubulares.** Como su nombre indica el agua de alimentación circula por el interior de los tubos. Tienen la ventaja de que producen vapor sobrecalentado a elevadas presiones, lo que las hace más adecuadas para su uso en centrales termoeléctricas de vapor de gran potencia.

2.3.2. Por la posición de los tubos.

- Verticales.
- Horizontales.
- Inclinados.

2.3.3. Por la forma de los tubos.

- De tubos rectos.
- De tubos curvados.

2.3.4. Por la naturaleza del servicio que prestan.

- Fijas.
- Portátiles.
- Locomóviles.
- Marinas.

Las calderas también se pueden clasificar de acuerdo a su uso.

2.3.5. Según la presión de trabajo.

- Baja presión: de 0 a 2,5 Kg/cm². (0 – 35,5) psi
- Media presión: de 2,5 a 10 Kg/cm². (35,5 – 142,2) psi
- Alta presión: de 10 a 220 Kg/cm². (142,2 – 3129) psi
- Supercríticas: más de 200 Kg/cm². (3129) psi

2.3.6. Por su generación.

- De agua caliente.
- De vapor saturado o recalentado.

2.3.7. Por su ingreso de agua a la caldera.

- Circulación natural: el agua se mueve por efecto térmico.
- Circulación forzada: el agua circula mediante el impulso de una bomba.

2.3.8. Atendiendo a la circulación de los gases.

- Recorrido en un sentido (de un paso).
- Con retorno simple (de dos pasos).
- Con retorno doble (de tres pasos).

2.3.9. Respecto a su forma de calefacción.

- Cilíndrica sencilla de hogar exterior.
- Con un tubo hogar (liso o corrugado).
- Con dos tubos hogares (liso o corrugado).

- Con tubos Galloway.

La elección de una caldera para un servicio determinado depende del combustible de que se disponga, tipo de servicio, capacidad de producción de vapor requerida, duración probable de la instalación, y de otros factores de carácter económico.[14]

2.4. Calderas pirotubulares.

En estas calderas los gases de la combustión son obligados a pasar por el interior de los tubos que se encuentran sumergidos en el agua. El conjunto, agua y tubos de gases, se encuentra rodeado por una carcasa exterior. Los gases calientes, al circular por los tubos, ceden calor sensible, el cual se trasmite al agua. [15]



Figura 2.1. Caldera Pirotubular.

Sin embargo las calderas no solo son tubos, sino que están conformadas de otras partes que ayudan a un correcto funcionamiento y desempeño de las mismas. A

continuación se presenta un resumen de las partes constitutivas de las calderas pirotubulares horizontales con sus respectivas descripciones:

- **Quemador**, es el dispositivo de la caldera encargado de generar la llama que provocará la liberación de energía del combustible atomizado. Generalmente los quemadores de las calderas son de llama turbulenta no premezclada, es decir, que a la zona donde se está generando la llama llega por separado el aire y el combustible.
- **El hogar o cámara de combustión**, es en esta parte de la caldera en donde se realiza la reacción química del combustible (combustión) lo cual produce la liberación de la energía del combustible que se transferirá al agua. El hogar debe tener la longitud suficiente y el diámetro apropiado para asegurar que exista una total combustión del combustible que se está utilizando para obtener una eficiencia mayor del equipo.
- **El haz de tubos**, está compuesto por múltiples tubos de menor diámetro que el hogar, por los cuales solo circulan productos de combustión a temperaturas aproximadas de 1000°C a la entrada del haz. Lo que se hace en esta parte de la caldera es capturar la mayor parte de la energía de dichos gases calientes para pasarlos finalmente, al igual que en el hogar, al agua que está en la parte exterior de los tubos. Es importante indicar que en muchas de las ocasiones los gases calientes se hacen pasar más de una vez en el agua de la caldera, esto se debe a que hay que aprovechar al máximo la energía que aún se encuentra en los gases calientes para así lograr una mayor eficiencia en el equipo. Esto se lo logra colocando otro haz con menor número de tubos que el paso anterior, para tratar de mantener la misma tasa de transferencia de calor, obteniendo un coeficiente convectivo interior un poco más elevado que el paso anterior, a pesar de que la

temperatura de los productos de combustión se vea disminuida. Con esto se logra extraer la mayor cantidad de energía disponible de los productos de combustión hasta obtener temperaturas de salida de los mismos alrededor de 250°C que es un parámetro normal para calderas que están bien diseñadas. Se debe destacar que el hogar es considerado como el primer paso de la caldera y luego se cuentan los haces de tubos existentes. Generalmente las calderas piro-tubulares horizontales son de 2, 3 y hasta 4 pasos.

- **La coraza**, es básicamente un cilindro construido de acero dentro del cual se encuentran alojado de manera integral la cámara de combustión y el haz de tubos.
- **Chimenea**, es por donde salen los productos de combustión hacia el medio ambiente.
- **Dispositivos de control y seguridad**, que sin duda alguna son aquellos que garantizan el correcto funcionamiento del equipo, este se regula en función del fluido utilizado mediante termostatos para las calderas de agua caliente, agua sobrecalentada y fluido térmico; y mediante presostatos para las calderas de vapor.[9]

Para las calderas de vapor con nivel de agua definido, el control de dicho nivel en el interior de la caldera se puede controlar de las maneras siguientes:

- Control de nivel Todo-Nada.
- Control de nivel continuo: nivel de agua, caudal de vapor consumido y caudal de agua de aporte.

Las calderas de vapor suelen estar provistas de dispositivos de seguridad y accesorios que garantizan un funcionamiento correcto y seguro.

- Bomba de alimentación, tiene la función de llevar el agua que se encuentra en el tanque de condensados hacia el interior de la caldera elevando la presión desde la que se encuentra en el tanque de condensado hasta una presión igual o mayor a la presión de operación de la caldera. [11]

2.5. Ventajas.

- Menor costo inicial, debido a la simplicidad de diseño en comparación con las acuotubulares de igual capacidad.
- Mayor flexibilidad de operación, ya que el gran volumen de agua permite absorber fácilmente las fluctuaciones en la demanda de vapor.
- Menores exigencias de pureza en el agua de alimentación, porque las incrustaciones formadas en el exterior de los tubos son más fáciles de atacar y son eliminadas por las purgas.
- Facilidad de inspección, reparación y limpieza.
- Simplicidad en su instalación que solo exige la cimentación y las interconexiones de la caldera a las redes de agua, vapor, combustible y electricidad, disponibles previamente en la fábrica.

2.6. Desventajas.

- Mayor tamaño y peso que las acuotubulares de igual capacidad.
- Mayor tiempo para subir presión y entrar en funcionamiento.
- Gran peligro en caso de explosión o ruptura, debido al gran volumen de agua almacenado.

- No son empleadas para altas presiones.

2.7. Dinámica de Fluidos Computacional.

La dinámica de fluidos computacional o CFD (Computational Fluid Dynamics) se ocupa de la solución de las ecuaciones fluido-dinámicas en computadoras, relacionando el uso de la computación con la investigación de la dinámica de fluidos. El CFD requiere un número poco significativo de restricciones y ofrece una descripción completa de todo el campo de flujo para cada una de las variables.

La dinámica de fluidos computacional discretiza un flujo continuo a través de un dominio, es decir, las variables de campo se aproximan por un número finito de valores en puntos llamados nodos, juntamente con ellos las ecuaciones de movimiento en las que se obtienen los valores de todos los nodos arrojando una solución aproximada con la que se pueden simular los fenómenos presentes en dicho dominio.[2]

La calidad de la discretización efectuada está directamente ligada a la exactitud de los resultados arrojados, esto se debe a que el análisis numérico será aplicado sobre cada nodo independientemente del resto del dominio y las diversas condiciones aplicadas sobre este a partir del cual se resuelve las ecuaciones.

La exactitud de las interpolaciones puede ser ajustada para obtener una mayor aproximación y por ende una mayor calidad del estudio numérico. Otra manera de aumentar la calidad es de incrementar el número de nodos, esto usando elementos con mayor cantidad de nodos o aumentando el número de elementos del dominio.

El procedimiento para realizar un estudio numérico mediante la dinámica de fluidos computacional será descrito a continuación:

- Generar una geometría que represente el dominio de estudio mediante herramientas computacionales de diseño CAD.
- Discretizar el dominio (generar el mallado).
- Establecer las condiciones de borde en cada frontera o cara del dominio, a partir de las cuales se resolverán las ecuaciones del gobierno.
- Configurar el fluido o los fluidos a estudiar juntamente con sus propiedades.
- Seleccionar los parámetros numéricos, los algoritmos de solución y/o los criterios de convergencia que determinan la exactitud de la simulación.
- Realizar el proceso de iteración de cada nodo considerando el error mínimo permisible para un correcto estudio.
- Trazar y analizar gráficamente las variables del estudio numérico que a su vez permitirán una sencilla visualización de los resultados obtenidos.

2.7.1. Discretización espacial. [5]

Es la partición del dominio de estudio a un número finito de subdominios (elementos) que representan los volúmenes de control sobre los cuales se aplican las ecuaciones de gobierno. Cabe destacar que las características geométricas de estos subdominios están ajustados a la geometría del dominio que a su vez el conjunto de estos elementos dan lugar a la calidad del estudio del dominio.

Existen diversos tipos de discretización ligados directamente a la geometría de cada elemento y su cualidad de adaptarse mejor a la complejidad espacial del dominio estudiado. Básicamente existen dos tipos de mallado:

- **Mallas estructuradas:** cada punto de la malla está inequívocamente identificado por los índices i, j, k , en coordenadas cartesianas. Las celdas de la malla son

cuadriláteros en 2-D y hexaedros en 3-D. La principal ventaja del mallado estructurado reside en la ordenación de los elementos en memoria, ya que de esta forma, el acceso a las celdas vecinas a una dada resulta muy rápido y fácil, sin más que sumar o restar un número al valor del índice correspondiente.

Un ejemplo del tipo de malla estructurada es el método de barrido o SweptMesh: este método consiste en barrer o extruir un cara o una superficie hacia una dirección especificada (hacia el interior del dominio por defecto). Este método genera elementos prismáticos a lo largo del barrido.

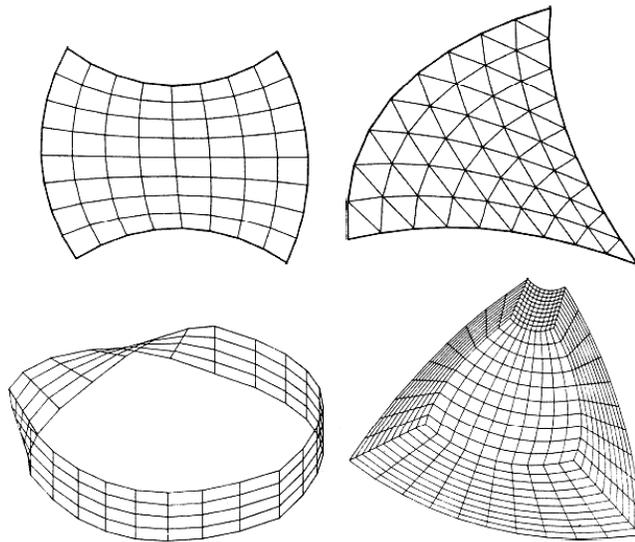


Figura 2.2. Mallas estructuradas.

- **Mallas no estructuradas:** estas ofrecen gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas. Su principal ventaja reside en que los triángulos (2-D) o los tetraedros (3-D), se pueden generar automáticamente, independientemente de la complejidad del dominio. Por otro lado la desventaja de este tipo de mallado es el espacio que la malla ocupa en un computador, es decir, requieren más memoria que los mallados estructurados.

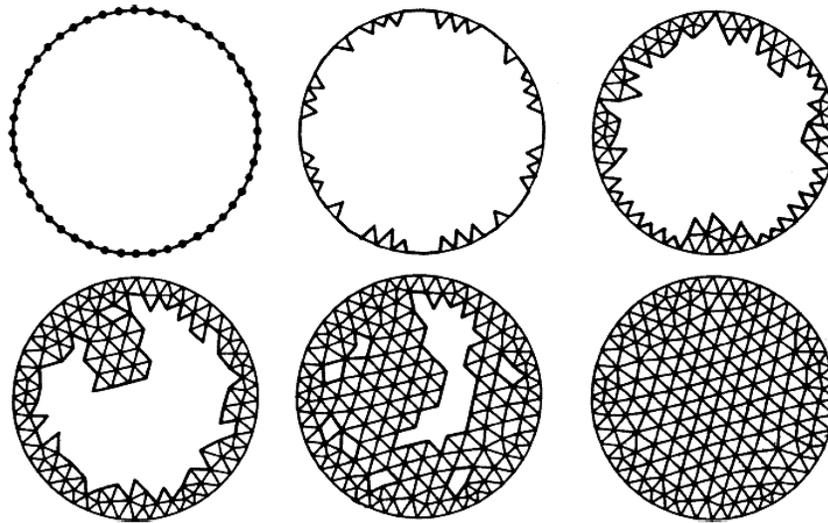


Figura 2.3. Mallas no estructuradas.

Un ejemplo del mallado no estructurado es el métodos tetrahédrico (Tetrahedrons) que establece elementos tetrahédricos como elementos principales desde el seno del dominio. Existen dos opciones de algoritmos para este método: uno es PatchConforming: este genera una malla en función al mínimo tamaño de elemento que se puede generar en las caras de la geometría, el otro es PatchIndependent por el contrario puede despreciar elementos en función a la proporción global de la malla.

2.7.2. Calidad de Malla. [5]

Dependen de la complejidad geométrica del dominio mallado. Elementos de mala calidad pueden conducir a resultados imprecisos o no lograr ningún resultado. Además de calidad el mallado debe ser eficiente considerando que un mayor número de elementos requieren más recursos de cómputo (memoria / tiempo de procesamiento). Debemos buscar un balance entre la fidelidad de la simulación con los recursos

disponibles. En la calidad del mallado están involucrados tres parámetros importantes que a su vez dependen de la geometría del dominio. Estos son:

- **Ortogonalidad del mallado.** Representa el ángulo existente entre caras de elementos adyacentes, este ángulo difiere de la geometría del elemento, por ejemplo: para un cuadrilátero el ángulo óptimo se haya cuando las caras son perpendiculares entre sí, es decir, un ángulo de 90° ; para elementos de caras triangulares el ángulo óptimo es de 60° . La ortogonalidad también se refiera al ángulo entre las aristas que conforman los elementos.
- **Factor de expansión de malla.** Es la medida en que varía el volumen entre elementos adyacentes, esta relaciona el radio máximo con el mínimo del volumen de control.
- **Radio de malla.** Relaciona la máxima distancia y la mínima área adyacente a cada nodo analizando la medida a la que varía el volumen entre elementos a lo largo del dominio.

2.7.3. Modelos de turbulencia. [2]

Cada vez que la turbulencia está presente en algún fenómeno físico, aparece como el factor dominante sobre las otras variables del problema. Por ello, una acertada modelación de la turbulencia aumenta en gran medida la calidad de los resultados obtenidos. Los flujos turbulentos se caracterizan por las fluctuaciones en sus variables fluidodinámicas (presión, velocidad, temperatura, concentración) en espacios y tiempos pequeños. Se producen fluctuaciones no estacionarias en flujos inicialmente estacionarios.

La turbulencia se compone de las fluctuaciones en el campo de flujo en tiempo y espacio. Se trata de un proceso complejo, sobre todo porque es tridimensional, inestable y se compone de muchas escalas. Puede tener un efecto significativo en las características del flujo. La turbulencia se produce cuando las fuerzas de inercia en el fluido se vuelven significativas en comparación con las fuerzas viscosas, y se caracteriza por un alto número de Reynolds.

Los flujos turbulentos en números de Reynolds realistas abarcan una amplia gama de escalas de longitud y de tiempo turbulentos, y que generalmente implican escalas de longitud mucho menor que la más pequeña malla de volumen finito, que se puede utilizar prácticamente en un análisis numérico. La Simulación Numérica Directa (DNS) de estos flujos requeriría potencia de cálculo que es varios órdenes de magnitud mayor que la disponible en un futuro previsible.

Para activar los efectos de la turbulencia que se predijo, una gran cantidad de investigación se ha concentrado en CFD métodos que hacen uso de modelos de turbulencia. Modelos de turbulencia se han desarrollado específicamente para dar cuenta de los efectos de la turbulencia sin recurrir a una prohibitivamente malla fina y simulación numérica directa.

2.7.3.1. Modelo Eddy Viscosity.[2]

Una propuesta sugiere que la turbulencia se compone de pequeños remolinos que se están formando y disipando de forma continua, y en el que se asume las tensiones de Reynolds a ser proporcional en el sentido de gradientes de velocidad. Esto define un "modelo de viscosidad de remolino".

La hipótesis viscosidad de remolino supone que el esfuerzos de Reynolds puede estar relacionado con los gradientes de velocidad media y Eddy (turbulento) de

viscosidad por la hipótesis de la difusión de gradiente, de una manera análoga a la relación entre los tensores de tensión y deformación en el flujo newtoniano laminar:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k}) \quad 2.27$$

Donde μ_t es la viscosidad de remolino o viscosidad turbulenta, que debe ser modelado.

Análoga a la hipótesis de viscosidad turbulenta es la hipótesis de la difusividad de remolino, que establece que los flujos de Reynolds de un escalar se relaciona linealmente con el gradiente escalar media:

$$-\rho \overline{u_i \phi} = \Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \quad 2.28$$

Donde Γ_t es la difusividad de remolino, y esto tiene que ser prescrita. La difusividad de torbellino se puede escribir como:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad 2.29$$

Donde Pr_t es el número de Prandtl turbulento. La difusividad de torbellino entonces se prescribe utilizando el número de Prandtl turbulento.

Las ecuaciones anteriores pueden expresar fluctuaciones turbulentas en términos de funciones de las variables medias sólo si la viscosidad turbulenta se conoce. Tanto κ - ϵ

y κ - ω son modelos de turbulencia de dos ecuaciones que utilizan esta variable. El promedio de las ecuaciones de transporte de Reynolds puede convertirse en:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad 2.30$$

Donde S_M es la suma de las fuerzas del cuerpo, y μ_{eff} es la viscosidad efectiva definida por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad 2.31$$

Y p' es una presión modificada, que se define por:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad 2.32$$

2.7.3.2. Modelo de turbulencia κ - ϵ . [2]

Los modelos de turbulencia de dos ecuaciones se usan muy ampliamente, ya que ofrecen un buen compromiso entre el esfuerzo y la precisión numérica computacional. Los modelos de dos ecuaciones son mucho más sofisticados que los modelos de ecuaciones cero. Tanto la velocidad y la escala de longitud se resuelven usando ecuaciones de transporte separadas (de ahí el término de "dos ecuaciones").

En los modelos de dos ecuaciones, la escala de turbulencia y velocidad se calcula a partir de la energía cinética turbulenta, que se proporciona a partir de la solución de su ecuación de transporte. La escala de longitud turbulenta se estima a partir de dos

propiedades del campo de turbulencia, por lo general la energía cinética turbulenta y su tasa de disipación. La tasa de disipación de la energía cinética turbulenta se proporciona desde la solución de su ecuación de transporte.

κ es la energía cinética de turbulencia y se define como la variación de las fluctuaciones en la velocidad, mientras que ϵ es la disipación de los remolinos de turbulencia (la velocidad a la que las fluctuaciones de velocidad se disipan) considerando el tiempo.

El modelo κ - ϵ introduce dos nuevas variables en el sistema de ecuaciones. La ecuación de continuidad es entonces:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad 2.33$$

La ecuación de momento se convierte en la misma ecuación 2.30.

El modelo κ - ϵ como el modelo de ecuaciones cero, se basa en el concepto de viscosidad de remolino, además asume que la viscosidad de turbulencia está vinculada a la energía cinética y la disipación de la turbulencia a través de la relación:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad 2.34$$

Donde C_μ es una constante cuyo valor es 0.09.

Los valores de κ y ε vienen directamente de las ecuaciones de transporte diferencial de la energía cinética y la tasa de disipación de la turbulencia:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \kappa) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa - \rho\varepsilon + P_{\kappa b} \quad 2.35$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{\kappa} (C_{\varepsilon 1} P_\kappa - C_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad 2.36$$

Donde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_κ y σ_ε son constantes cuyos valores son 1.44, 1.92, 1 y 1.3 respectivamente. P_κ es la producción de turbulencia debido a las fuerzas viscosas que se modela usando:

$$P_\kappa = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_\kappa}{\partial x_\kappa} \left(3\mu_t \frac{\partial U_\kappa}{\partial x_\kappa} + \rho\kappa \right) \quad 2.37$$

2.7.3.3. Modelo de turbulencia κ - ω . [2]

Una de las ventajas de la formulación κ - ω es el tratamiento de la cercanía de la pared para los cálculos de bajo número de Reynolds. El modelo no involucra las complejas funciones de amortiguación no lineales requeridos para el modelo κ - ε y, por tanto es más preciso y más robusto. Un bajo número de Reynolds en el modelo κ - ε típicamente requeriría una resolución cerca de la pared de $y^+ < 0.2$, mientras en el modelo κ - ω requeriría por lo menos $y^+ < 2$. En los flujos industriales, aunque no se puede garantizar en la mayoría de las aplicaciones, un nuevo tratamiento cerca de la pared fue

desarrollado para los modelos κ - ω , que permite un cambio suave desde un Reynolds bajo a una formulación de la función de la pared.

Los modelos κ - ω asumen que la viscosidad de turbulencia está vinculada a la energía cinética y la frecuencia turbulenta a través de la relación:

$$\mu_t = \rho \frac{\kappa}{\omega} \quad 2.38$$

El punto inicial de la formulación 2.37 es que el modelo κ - ω desarrollado por Wilcox da solución a dos ecuaciones de transporte:

La energía cinética de la turbulencia κ .

$$\frac{\partial(p\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \kappa) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa - \beta' \rho \kappa \omega + P_{\kappa b} \quad 2.39$$

La frecuencia de la turbulencia ω .

$$\frac{\partial(p\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{\kappa} P_\kappa - \beta \rho \kappa \omega^2 + P_{\omega b} \quad 2.40$$

Las constantes del modelo son:

$$\beta' = 0.09 \quad \alpha = 5/9 \quad \beta = 0.075 \quad \sigma_\kappa = 2 \quad \sigma_\omega = 2$$

Además de las variables independientes, la densidad y el vector de velocidad se tratan como cantidades conocidas por el método de Navier-Stokes. P_κ es la tasa de producción de turbulencia que se calcula como en la ecuación 2.37.

El modelo SST (Shear Stress Transport) de κ - ω considera el transporte de la tensión de cizallamiento turbulento y da predicciones muy precisas de la aparición y la cantidad de separación de flujo bajo gradientes de presión adversas. El comportamiento de transporte adecuado puede obtenerse a través de un limitador para la formulación de la viscosidad de Eddy:

$$v_t = \frac{\alpha * \kappa}{\text{máx}(\alpha * \omega, SF_2)} \quad 2.41$$

F_2 es una función de mezcla similar a F_1 , la que restringe el limitador de la capa de la pared frontera y S es una medida invariable de la velocidad de deformación.

Las funciones de mezcla son críticos para el éxito del método. Su formulación se basa en la distancia más cercana a la superficie y en las variables de flujo.

$$F_1 = \tanh(\text{arg}_1^4) \quad 2.42$$

Con:

$$\text{arg}_1 = \text{mín} \left(\text{máx} \left(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\kappa}{CD_{\kappa\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \quad 2.43$$

Donde “ y ” es la distancia a la pared más cercana, “ ν ” es la viscosidad cinemática y:

$$CD_{\kappa\omega} = \text{máx} \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10} \right) \quad 2.44$$

$$F_2 = \tanh(\text{arg}_2^2) \quad 2.45$$

Con:

$$\text{arg}_2 = \text{máx} \left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad 2.46$$

Las ecuaciones desde la 2.42 hasta la 2.46 son relaciones auxiliares usadas para la obtención de la viscosidad.

2.7.3.4. Transferencia de calor en flujos multifásicos homogéneos. [2]

La versión multifásica de la transferencia de calor del tipo “total energy” se generaliza de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (r_\alpha \rho_\alpha h_{\alpha, tot}) - r_\alpha \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla * (r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha h_{\alpha, tot}) \\ = \nabla * (r_\alpha \lambda_\alpha \nabla T_{\alpha t}) + r_\alpha \nabla * (U_\alpha * T_\alpha) + S_{E_\alpha} + Q_\alpha \\ + \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_{\beta s, tot} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_{\alpha s, tot}) \end{aligned} \quad 2.47$$

Donde:

- $h_\alpha, T_\alpha, \lambda_\alpha$ denotan la entalpía estática, la temperatura y la conductividad térmica de la fase α .
- S_{E_α} describe una fuente de calor externa.
- Q_α denota la transferencia de calor entre fases, de la fase α a las demás fases.
- El término $\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_{\beta s, tot} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_{\alpha s, tot}$ representa la transferencia de calor inducida por la transferencia de masa entre fases.

2.7.3.5. Modelo de Rayleigh-Plesset. [2]

La ecuación de Rayleigh-Plesset proporciona la base para la ecuación de control de la velocidad de generación de vapor y la condensación. La ecuación de Rayleigh-Plesset que describe el crecimiento de una burbuja de gas en un líquido viene dada por:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{P_v - P}{\rho_f} \quad 2.48$$

Donde R_B representa el radio de la burbuja, P_v es la presión en la burbuja (se supone que la presión de vapor a la temperatura del líquido), P es la presión en el líquido que rodea la burbuja, ρ_f es la densidad del líquido, y σ es el coeficiente de tensión superficial entre el líquido y vapor. Tenga en cuenta que este se deriva de un equilibrio mecánico, suponiendo que no hay barreras térmicas para el crecimiento de la burbuja. Despreciando los términos de segundo orden (que es apropiado para bajas frecuencias de oscilación) y la tensión superficial, esta ecuación se reduce a:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2 P_v - P}{3 \rho_f}} \quad 2.49$$

La tasa de cambio de volumen de la burbuja como sigue:

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2 P_v - P}{3 \rho_f}} \quad 2.50$$

Y la tasa de cambio de la masa de la burbuja es:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2 P_v - P}{3 \rho_f}} \quad 2.51$$

Si hay N_B burbujas por unidad de volumen, la fracción de volumen r_g se puede expresar como:

$$r_g = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad 2.52$$

Y la tasa de transferencia total de masa de por unidad de volumen es:

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2 P_v - P}{3 \rho_f}} \quad 2.53$$

Esta expresión se ha derivado asumiendo crecimiento de la burbuja (vaporización). Se puede generalizar para incluir la condensación de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2 |P_v - P|}{3 \rho_f}} \text{sgn}(P_v - P) \quad 2.54$$

Donde F es un factor empírico que puede diferir para la condensación y la vaporización, diseñado para tener en cuenta el hecho de que pueden ocurrir en diferentes tipos de (condensación es por lo general mucho más lento que la vaporización).

A pesar de que la ecuación 2.55 se ha generalizado para la vaporización y condensación, se requiere la modificación adicional en el caso de vaporización que a su vez inicia en los sitios de nucleación (más comúnmente gases no condensables), como la fracción de volumen de vapor aumenta, la densidad de sitios de nucleación debe disminuir en consecuencia, ya que hay menos líquido. Para la vaporización, en la ecuación 2.55 se sustituye $r_{nuc}(1 - r_g)$ para dar:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1 - r_g)\rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2 |P_v - P|}{3 \rho_f}} \text{sgn}(P_v - P) \quad 2.55$$

Donde r_{nuc} es la fracción de volumen de los sitios de nucleación. La ecuación 2.54 se mantiene en el caso de la condensación. Para obtener una velocidad de transferencia de masa de la interfase, se requieren nuevos supuestos con respecto a la concentración de burbujas y el radio.

El modelo de cavitación Rayleigh-Plesset implementado en CFX usa parámetros por defecto cuyos valores son:

$$R_B = 1 \mu m \quad R_{nuc} = 5E - 4 \quad F_{vap} = 50 \quad F_{cond} = 0.01$$

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

A continuación se define el nivel y tipo de investigación que se estará realizando, se determinan los recursos disponibles y necesarios para la ejecución del proyecto.

Se detalla el procedimiento empleado para la realización de la investigación mediante el uso de una herramienta computacional de fluidos (CFD) para la simulación numérica de la recirculación de fluido en una caldera pirotubular.

3.1. Nivel de la investigación.

El desarrollo de la investigación consiste en analizar el comportamiento del flujo en el interior de una caldera pirotubular aplicando la dinámica de fluidos computacional (CFD), en vista de que esta herramienta no ha sido aprovechada para llevar a cabo un estudio como este, la investigación es de tipo exploratoria, por otra parte describe el comportamiento del flujo considerando las variables involucradas en dicho sistema, por tal motivo la investigación también es descriptiva.

3.2. Tipo de investigación.

La investigación consiste en la obtención y análisis de los datos arrojados por la herramienta computacional CFX Solver, observando el comportamiento del flujo en el interior de una caldera pirotubular. De igual forma se procura simular el comportamiento del flujo bajo la manipulación de variables que lo integran e interpretar los resultados que cada variable manipulada produce en éste. De este modo se puede decir que la investigación es de tipo experimental.

3.3. Aspectos administrativos.

3.3.1. Recursos Humanos.

Esta investigación cuenta con el aporte del tutor académico así como el aporte personal docente especializado en el área de Térmica y Energética.

3.3.2. Recursos Materiales.

Es necesario contar con un computador capaz de trabajar con las exigencias del software de simulación requerido para realizar el estudio.

De igual forma obtener información referente a programas relacionados con el CFD a través de tesis, textos y tutoriales de simulaciones previamente elaboradas.

3.3.3. Recursos Institucionales.

- Biblioteca Rental de Ingeniería Mecánica “Ingeniero Carlos Pérez Silva” de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.
- Fundación centro de documentación e información. Biblioteca Central de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.
- Laboratorio Virtual de la Universidad de Carabobo REDUC.

3.4. Fases de la investigación.

3.4.1. Definición del Problema.

Es la primera fase de toda investigación, consiste en plantear la necesidad existente, el de esta investigación es estudiar la circulación del flujo en el interior de una Caldera Pirotubular mediante la Dinámica de Fluidos Computacional.

3.4.2. Revisión Bibliográfica.

Realizar estudios previos de investigación para la recopilación de trabajos que estén relacionados con el tema a desarrollar con la finalidad de identificar los parámetros involucrados en la recirculación del flujo en el interior de una caldera. Es necesario incluir las teorías necesarias y cualquier monografía que proporcione datos valiosos para la investigación.

- Selección del modelo de la caldera a estudiar.

- Seleccionar un modelo de caldera comercial cuyos parámetros hayan sido correctamente ensayados y documentados.
- Técnicas de recolección de datos.

La técnica a utilizar para la recolección de datos se basa fundamentalmente en el estudio del material bibliográfico de tesis, artículos y revistas relacionadas principalmente con el campo de las simulaciones numéricas de fluidos compresibles a través de la tubería de una caldera. Otra parte importante incluye la revisión de tutoriales y la realización de cursos, que vayan dirigidos al aprendizaje de los manejos de software de tipo CFD.

3.4.3. Selección del Modelo Matemático.

Implantar las ecuaciones fundamentales que rigen el comportamiento de fluido es esencial para el conocimiento de los fenómenos físicos presentes en el fluido. Una vez realizada la revisión bibliográfica y su posterior interpretación, se procede a la selección de los modelos matemáticos más adecuados a utilizar para el análisis numérico.

Además de las ecuaciones de conservación (continuidad y energía) y de acuerdo con las investigaciones realizadas, el modelo matemático más usado para la generación de burbujas de vapor es el de Rayleigh-Plesset, el cual define el diámetro de la burbuja generada con dicho fenómeno con alta precisión; de igual forma se usa el modelo de turbulencia SST en vista de que este arroja mejores resultados que el común $k-\epsilon$ cuando se tiene un cambio de fase de un fluido por transferencia de calor. [2]

3.4.4. Digitalización de la Geometría.

La geometría de la caldera utilizada en el presente estudio se generó con el uso de una herramienta de diseño asistido por computadora (AutoCAD) la cual permite dibujar con precisión la isometría requerida, debido a que el diseño de la caldera seleccionada no se encontraba al alcance en formato dwg, fue necesario crear la geometría en su totalidad. Se toma como características fundamentales, diámetros de tubería de acero comercial, para acercar los resultados a la realidad. Esta geometría es exportada a la herramienta computacional “Ansys®DesignModeler”, perteneciente al software “Ansys® 13.0”, donde se le realizan nuevas modificaciones y detalles que hacen posible su manipulación a través de la herramienta de mallado seleccionada.

3.4.5. Configuración de la Discretización Espacial del Dominio.

Para ello es necesario establecer el tipo de dominio, listar todos los fluidos que intervienen o tienen la posibilidad de intervenir así como el comportamiento de los fluidos respectivos en la simulación, además se establecen los modelos de transferencia de calor más recomendables para realizar la simulación numérica.

Sabiendo esto, luego de disponer de una geometría se procede a la generación del dominio fluidizado. El dominio fluidizado no es más que delimitar todos los espacios por los cuales transita el fluido a través de la caldera. En las figura 3.1 se observa el dominio conseguido empleando la misma herramienta CAD y aplicando diversidad de herramientas. El archivo definitivo debe ser exportado con extensión “.sat” para asegurar su compatibilidad con el simulador.

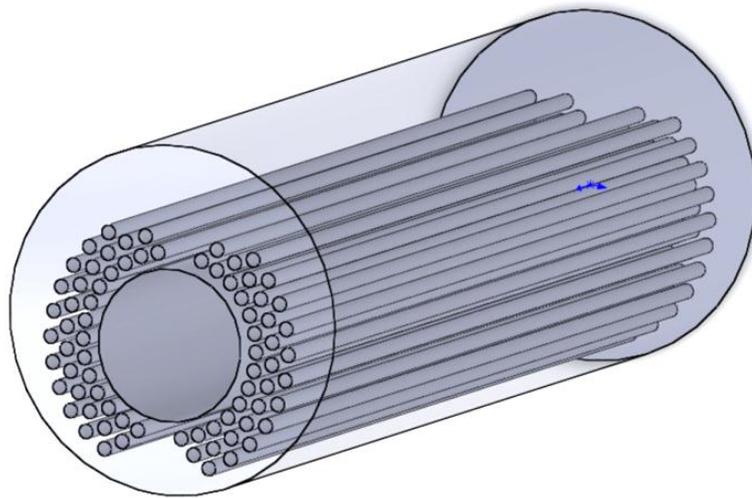


Figura 3.1 Dominio fluidizado de la caldera.

Una vez generado el dominio fluidizado es introducido en el software de análisis numérico CFD, se especifican las unidades de las dimensiones y se genera, alcanzando en el modelador una geometría tal como se muestra en la figura 3.2.

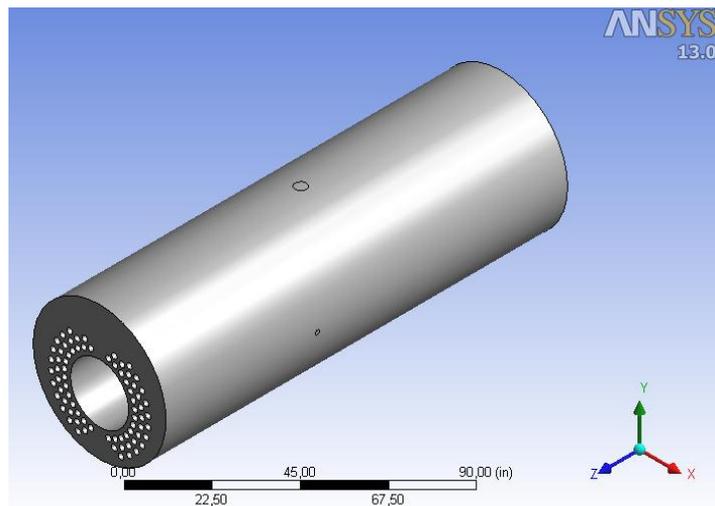


Figura 3.2 Geometría de la caldera en la interfaz de ANSYS.

Se verifican las condiciones establecidas y se genera la malla a través de la definición del número de nodos que proporcionan la exactitud de estudio (Figura 3.3.).

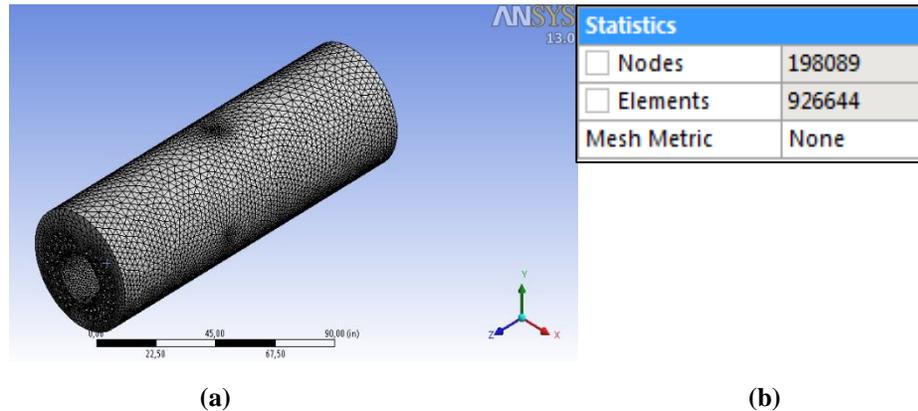


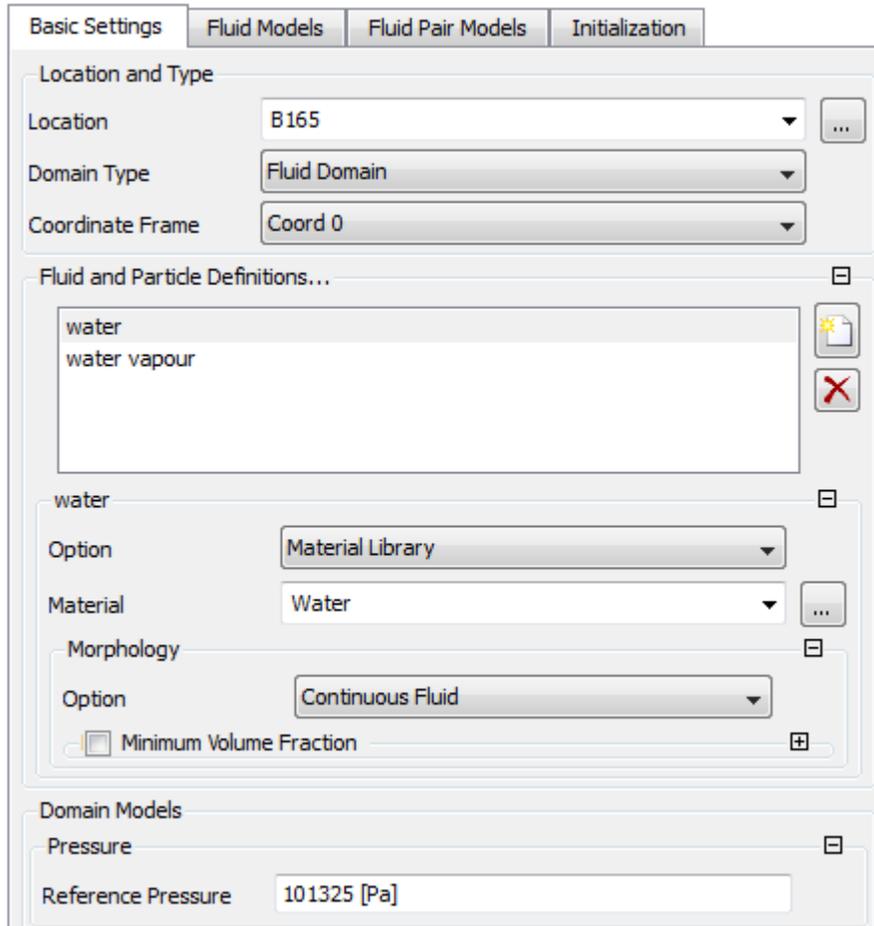
Figura 3.3. (a) Malla generada en la caldera. (b) Cantidad de nodos y elementos definidos en la realización de la malla.

3.4.6. Configuración del Dominio, Condiciones de Borde y Criterios de Convergencia.

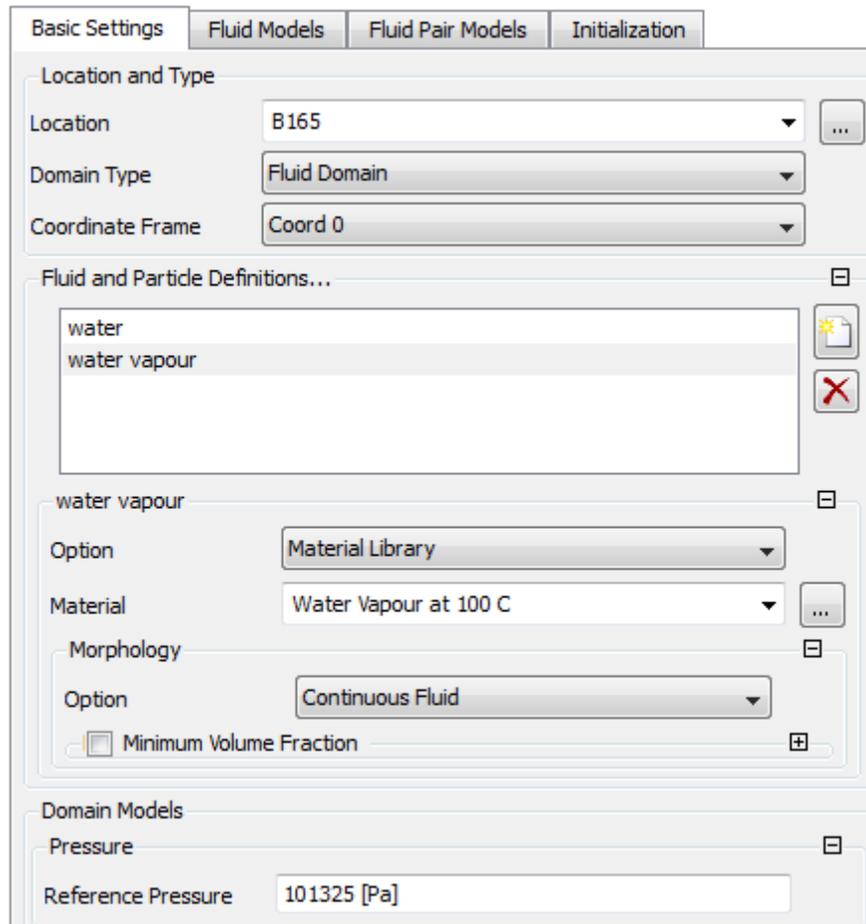
Se importa la malla en un Pre-Simulador en donde se configura el Dominio, Las Condiciones de Borde y Las Condiciones y Características de la Simulación Numérica.

En esta etapa se define en la herramienta computacional CFD, las condiciones de trabajo del equipo, así como las entradas y salidas del flujo que pasa a través de la caldera. Se inicia el CFD-Pre para introducir el mallado generado anteriormente y definir sus condiciones.

El “default domain” (dominio por defecto) establece todas las características y configuraciones aplicadas directamente sobre el dominio, es decir, todas las zonas definidas de fluido. En la figura 3.4a y figura 3.4b se observa la definición de las propiedades básicas “Basic Settings” como los fluidos de las partículas que conforman el dominio de la caldera, para este caso fueron definidos dos fluidos, agua (water) y vapor de agua (watervapour at 100°C). La presión de referencia es la atmosférica (101325 Pa).



(a)



(b)

Figura 3.4. (a) Definición de las propiedades del dominio (agua). (b) Definición de las propiedades del dominio (vapor de agua).

Seguidamente en las propiedades del dominio, en la pestaña de “fluid models” (modelos de fluido) se define un modelo multifásico homogéneo, con transferencia de calor, es decir un modelo homogéneo “Standard” y “Total Energy”. El modelo de turbulencia seleccionado es el Shear Stress Transport (SST) debido a su rápida búsqueda de resultados y amplio campo de aplicación que ofrece en soluciones de ingeniería. En la figura 3.5 se observa en la interfaz del CFD-Pre la configuración de los parámetros definidos anteriormente.

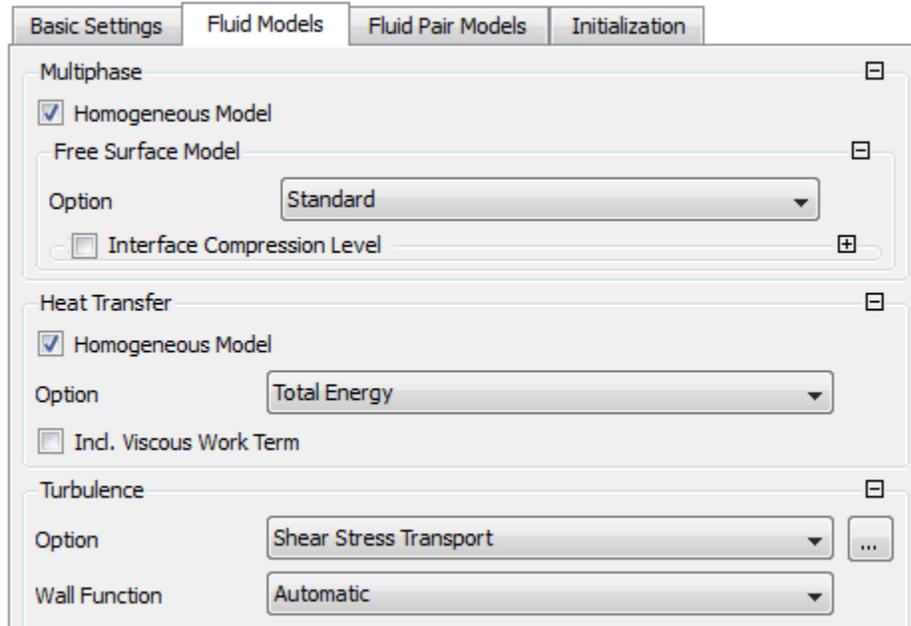


Figura 3.5. Definición de los modelos de transferencia de calor y turbulencia.

Adicionalmente en la figura 3.6 se presenta la definición de “Fluid PairModels” (modelos de flujos pares) donde incorporan los modelos de transferencia de masa seleccionando, cavitación, seguidamente se establece el modelo matemático que define el comportamiento de la cavitación, Rayleigh-Plesset y automáticamente se configura el diámetro promedio de la burbuja. Activar la presión de saturación a 101420 (Pa).

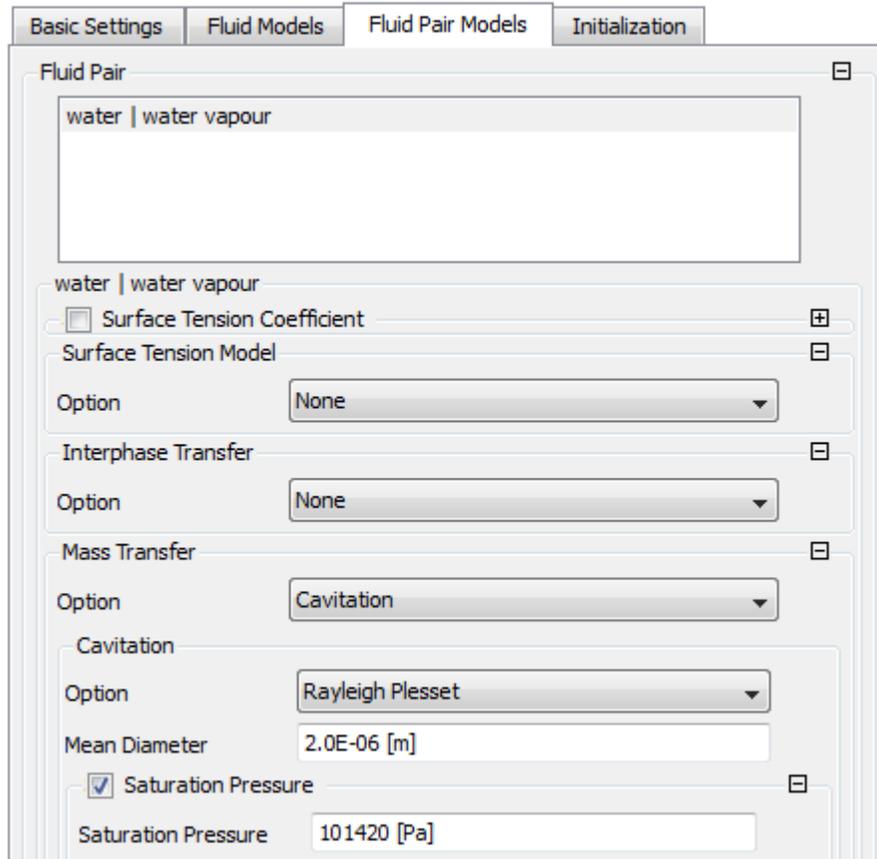


Figura 3.6. Definición de los modelos pares de flujos.

En la pestaña de inicialización “Initialization” se define el dominio del mismo así como las condiciones iniciales, el tipo de velocidad, se configura la presión estática, valor de temperatura, nivel de turbulencia con intensidad de 5%, como muestra la figura 3.7.

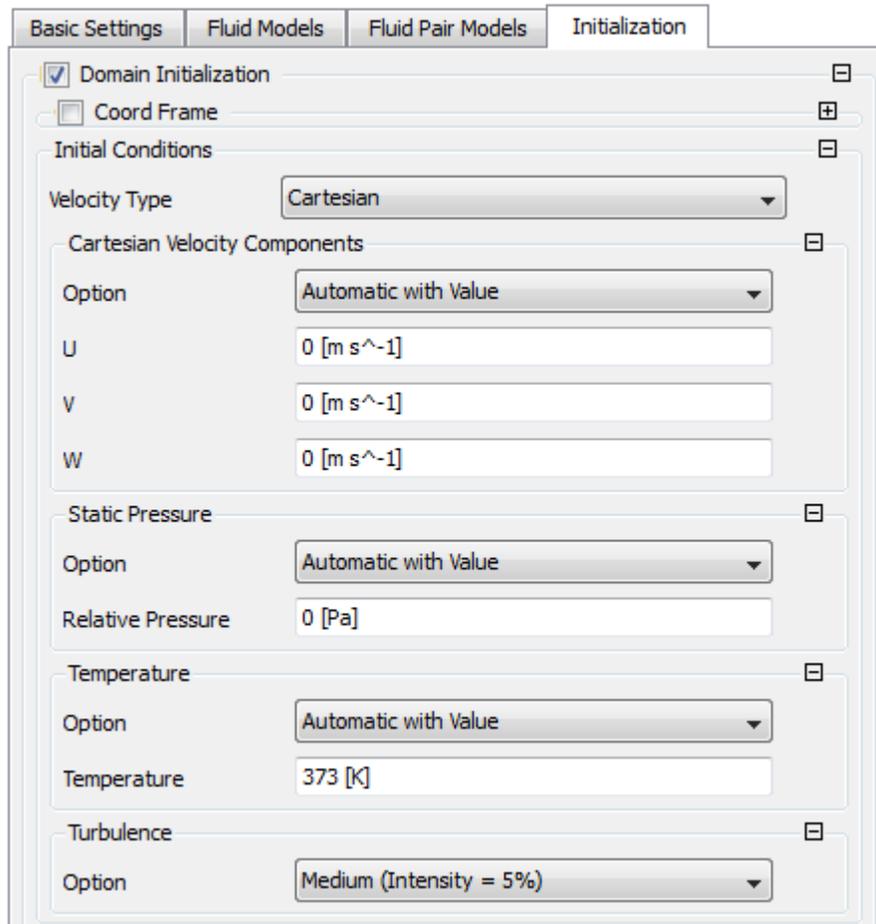


Figura 3.7. Condiciones de inicialización.

En la misma pestaña de “Initialization” seguidamente se especifica el fluido inicial y la fracción de volumen que abarca, configurado con un valor automático como muestra la siguiente figura.

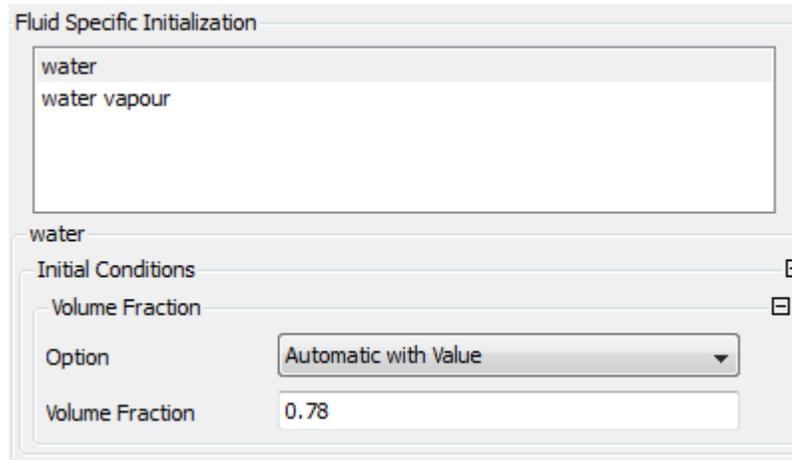


Figura 3.8. Configuración inicial del flujo.

Para la creación de las condiciones de borde se deben asignar propiedades a las regiones definidas en el mallado: entrada (inlet), salida (outlet) y pared (wall). En la entrada (inlet) en “BoundaryDetails” (detalles de borde) se establece “StaticPressure” con presión relativa de 975341 Pa, en la figura 3.9 se observa la presión relativa. Se debe especificar la dirección del flujo a “Zero Gradiente” así como la opción de turbulencia, y transferencia de calor en “StaticTemperature” a 373 K.

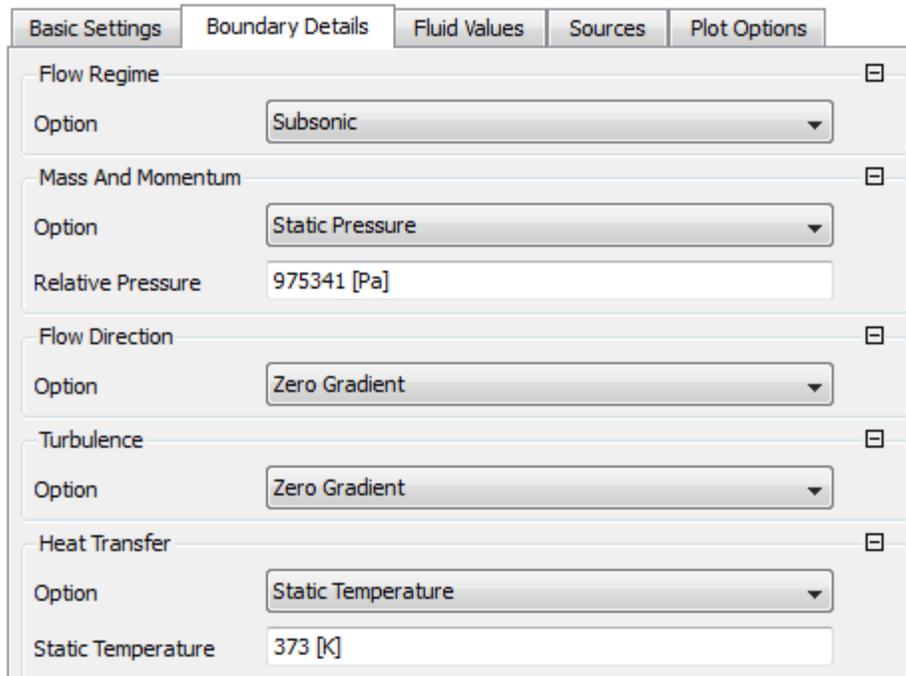


Figura 3.9. Definición de los parámetros de entrada.

Se configura la porción relativa existente entre el agua y el vapor de agua a la entrada de la tubería en la pestaña “Fluid Values”, en este caso conviene que a la entrada de la tubería entre un fluido que no este cavitando aguas arriba para poder apreciar el cambio de fase en el interior del dominio por lo que se configura como 100% Agua - 0% Vapor de Agua.Figura 3.10.

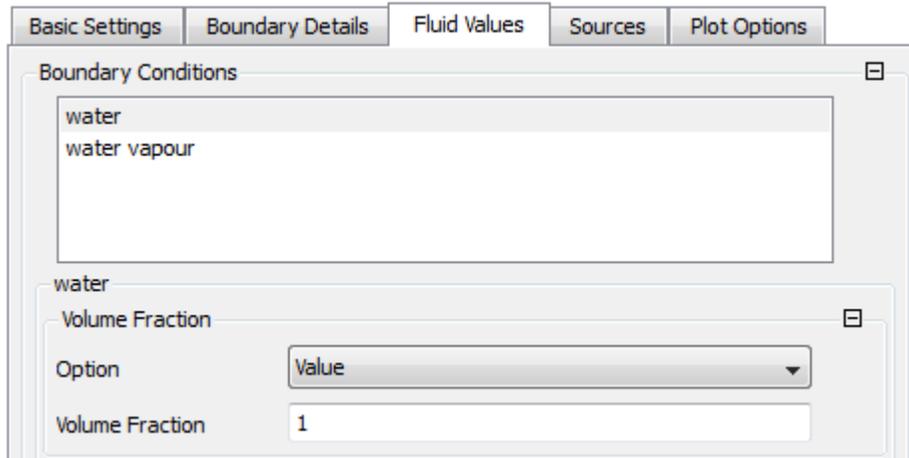


Figura 3.10. Definición de los valores de fluidos de entrada.

Al igual que la entrada se deben definir las propiedades en la salida (outlet), estableciendo las características necesarias. En la figura 3.11 en la pestaña “BoundaryDetails” (detalles de borde) en masa y momento se establece una presión estática media de 827371Pa con un perfil de mezcla de 0.05 y presión promedio sobre toda la salida como muestra la figura 3.11.

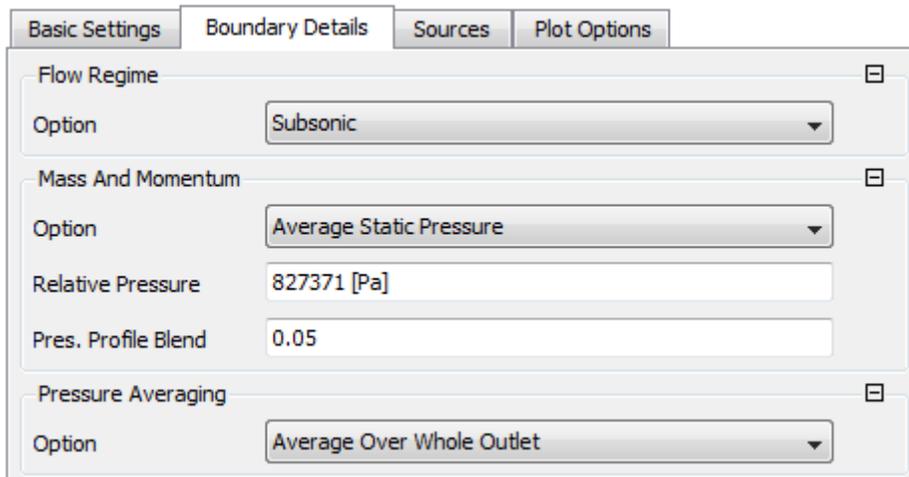


Figura 3.11. Definición de los parámetros de salida.

La asignación de la fracción de volumen de cada uno de los fluidos al igual que en la entrada en la pestaña “Fluid Values”, donde la salida es uno (1) para vapor de agua y cero (0) para agua líquida.

Por último las paredes del dominio, corresponden a todo el fluido que se encuentra en contacto con la caldera y no forma parte de la entrada ni la salida. Las paredes que muestra la figura 3.12 cuya la temperatura fija “FixedTemperature” en toda la superficie es de 443 K configurado en la Figura 3.12 en la pestaña “BoundaryDetails”.

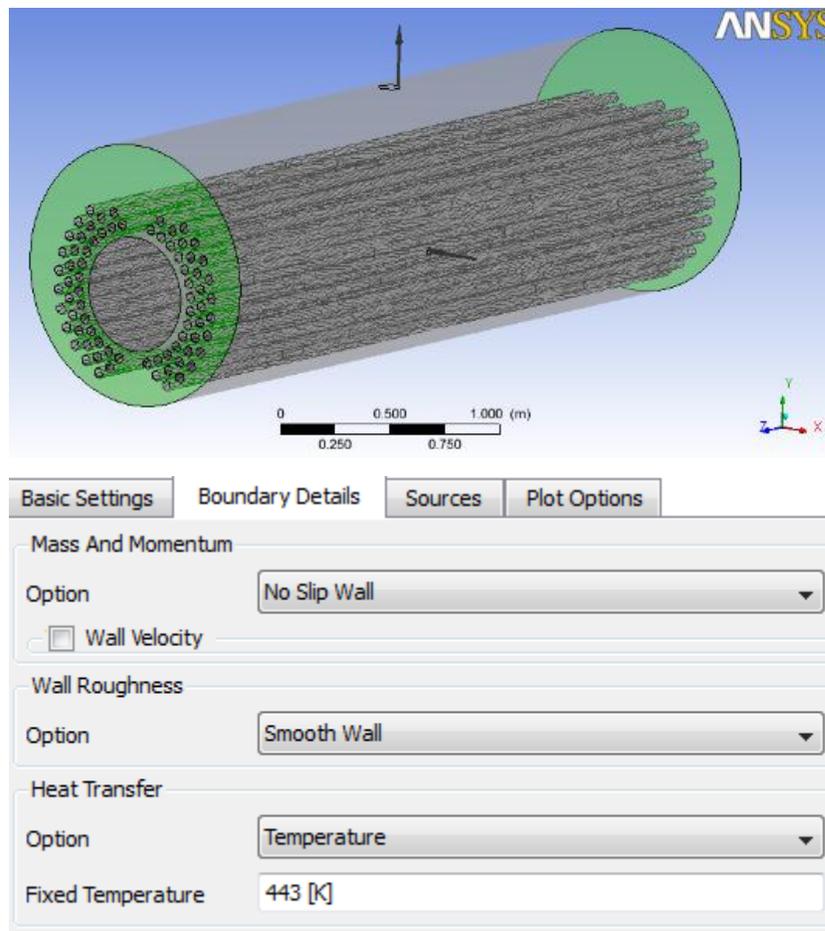


Figura 3.12. Definición de parámetros de temperatura fijas en paredes.

En la superficie de los tubos que muestra la figura 3.13 son las paredes donde ocurre la directa transferencia de calor cuyo flujo es aproximadamente de 70000 W/m^2 que es configurado en la pestaña “BoundaryDetails” en la siguiente figura.

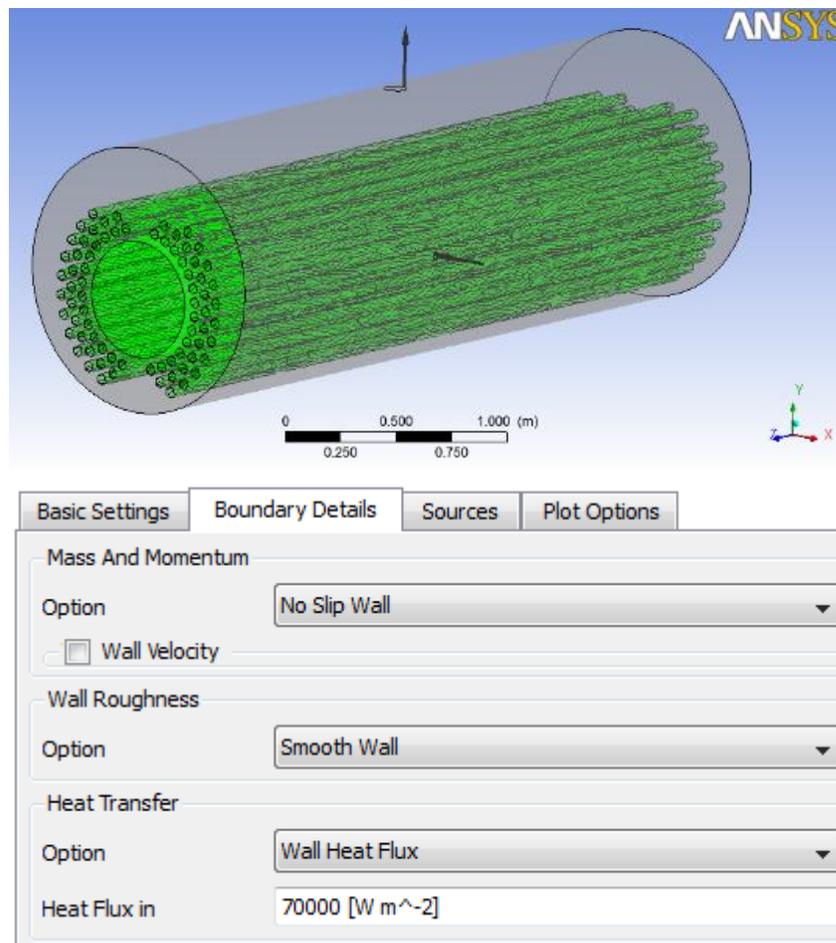


Figura 3.13. Definición de los parámetros de flujo de calor.

Por último, la pared que muestra la figura 3.14 es considerada como superficie adiabática debido a que no realiza intercambio de calor con el exterior, esto es configurado en la misma figura en la pestaña “BoundaryDetails” en la opción de transferencia de calor.

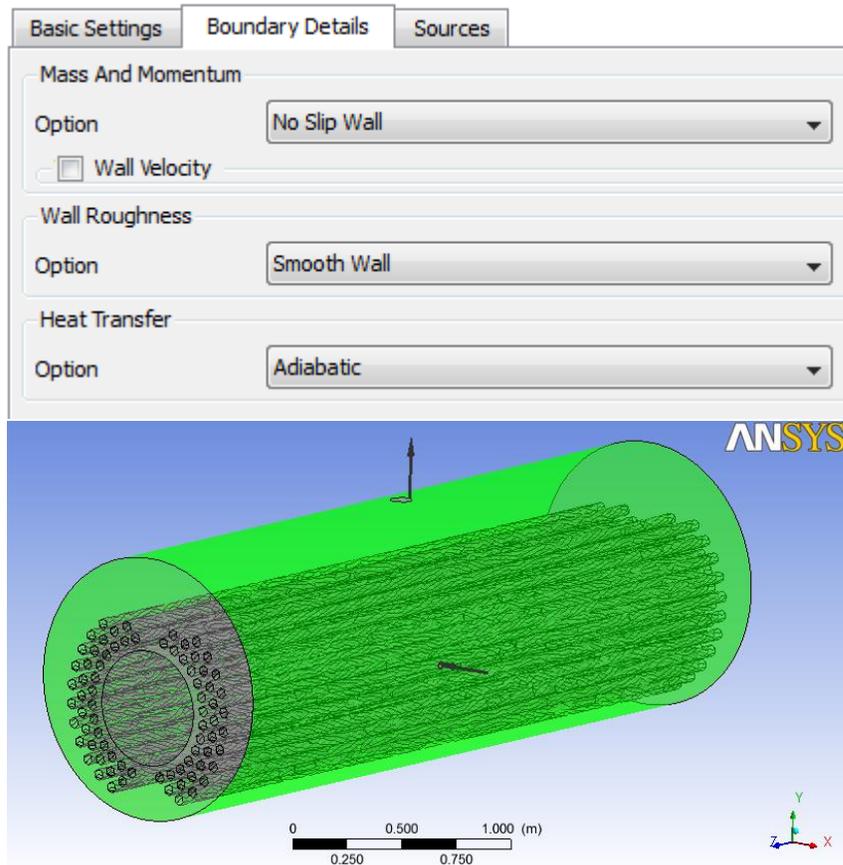


Figura 3.14. Definición de las propiedades de pared adiabática.

3.4.7. Configuración del Solver.

Esta es la etapa en la que son configurados los parámetros específicos que determinan la forma en la que la ejecución será realizada por la aplicación CFX Solver y que indican la confiabilidad de los resultados en comparación con la realidad física.

La búsqueda de la convergencia de los parámetros por medio de iteraciones, tendrá duración variable según los parámetros y el número de nodos establecidos en el refinamiento del mallado; por otra parte también influyen los modelos matemáticos empleados.

Las unidades de la simulación se establecen por el sistema internacional. Como parámetros característicos de la simulación en la pestaña “Basic Settings” el máximo de iteraciones se establece en 400 para acercar los resultados a la realidad y un Error Residual(RMS) de 1×10^{-3} al ser considerado un valor lo suficientemente preciso Figura 3.15.

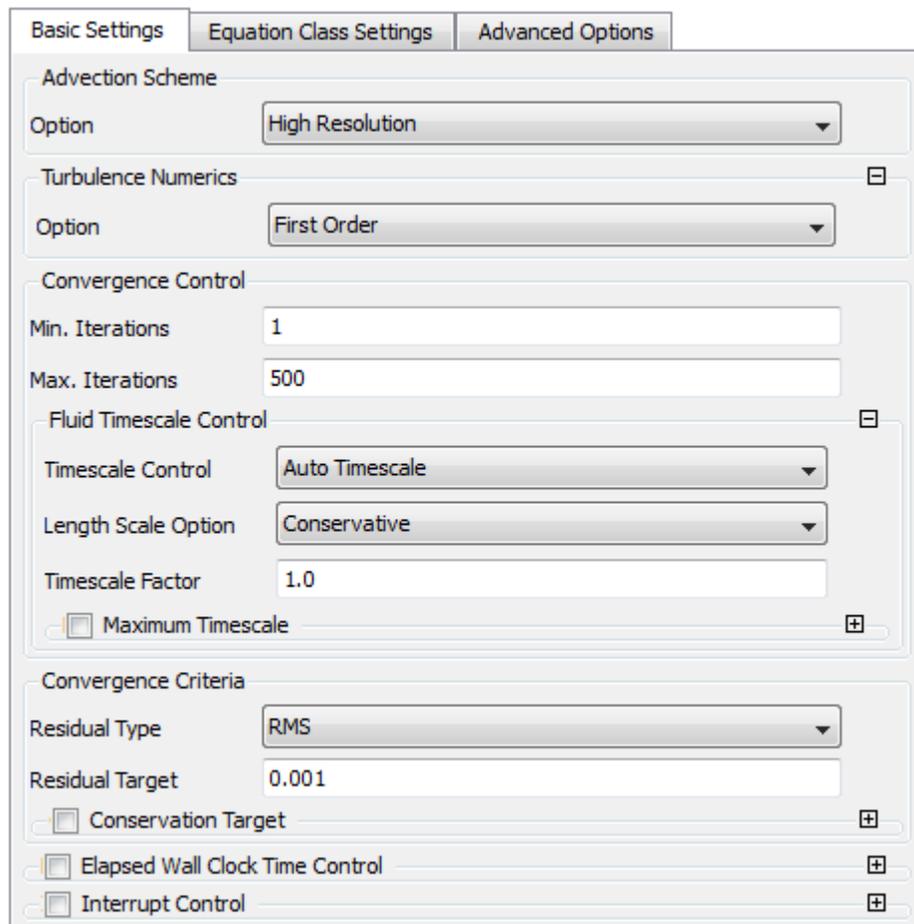


Figura 3.15. Configuración de los parámetros de convergencia de la simulación numérica.

3.4.8. Iteración, Obtención y Validación de Resultados.

En último lugar finalizado todo el proceso de configuración se procede a dar inicio al proceso iteración de las ecuaciones de gobierno, según los modelos matemáticos seleccionados, a partir de las condiciones de borde establecidas y buscando alcanzar los criterios de convergencias especificados. Para esto solo se necesita otorgarle el permiso de iniciar la resolución a la aplicación “CFX Solver”, y así iniciar la simulación numérica.

El simulador concluye el estudio del sistema donde se pueden examinar los resultados de acuerdo con las propiedades que se requiera verificar. El CFX Solver posee herramientas que permiten analizar los resultados obtenidos numéricamente en la simulación de una manera más explícita y gráfica, permitiendo y facilitando su interpretación mediante imágenes y animaciones visualizando los comportamientos. La figura 3.16 muestra la interfaz del Ansys 13.0 una vez finalizado el estudio.

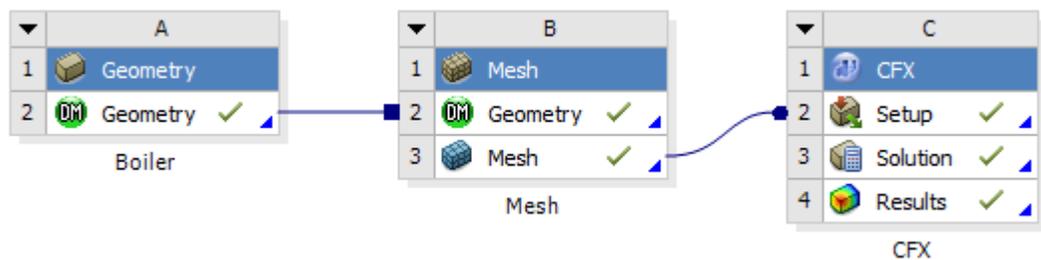


Figura 3.16. Interfaz Ansys una vez culminado la simulación.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos del estudio y simulación de los dominios que componen la digitalización del ventilador centrífugo estudiado, considerando el modelo matemático utilizado y las condiciones establecidas para la convergencia de las simulaciones realizadas. Finalmente se expresa el análisis de los resultados alcanzados durante la investigación, acompañado de gráficos y figuras que permitan una mayor comprensión.

4.1. Parámetros involucrados en la circulación del flujo en el interior de una caldera piro-tubular.

En función a lo propuesto en el presente trabajo, los parámetros que resultaron de mayor interés para el estudio, están basados en características termohidrodinámicas del flujo en el interior de la caldera piro-tubular, estos son: la presión del vapor, el flujo de masa y presión de entrada del agua, la circulación interna de las líneas de flujo y el gradiente convectivo de temperatura. La tabla 4.1 presenta la configuración de los parámetros establecidos para las simulaciones.

Tabla. 4.1. Configuración de parámetros de simulación.

	Parámetro	Configuración
Dominio	modelo de turbulencia	ShearStressTransport
	modelo de transferencia de calor	Energía total
	modelo de cavitación	Rayleigh-Plesset
	presión de saturación	101420 Pa
	fluidos	Water/WaterVapour @100°C
Inicialización	temperatura	373 K
	fracción de volumen	Water 0.78/WaterVapour 0.22
Entrada	presión estática	975341 Pa
	turbulencia	Zero Gradient
	Transferencia de calor	temperatura estática 373K
Salida	promedio de presión estática	827371 Pa

4.2. Ecuaciones de gobierno.

En el estudio de la dinámica de fluidos se usan las ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales se obtienen aplicando los principios de conservación de la mecánica y la termodinámica a un volumen fluido. Haciendo esto se obtiene la llamada *formulación*

integral de las ecuaciones. Para llegar a su formulación diferencial se manipulan aplicando ciertas consideraciones, principalmente aquella en la que los esfuerzos tangenciales guardan una relación lineal con el gradiente de velocidad (ley de viscosidad de Newton), obteniendo de esta manera la formulación diferencial que generalmente es más útil para la posterior discretización en sistemas de ecuaciones algebraicas que pueden ser resueltos por ANSYS® CFX® y así se obtuvieron los resultados a partir de la modelación CAD de la caldera.

4.3. Modelo matemático y técnica numérica adecuada para la simulación.

Debido principalmente a la convergencia numérica de las variables las cuales siempre se mantuvieron por debajo de su valor RMS mínimo se demuestra la robustez del modelo matemático seleccionado donde las ecuaciones de gobierno se complementaron bien con el modelo de Rayleigh-Plesset y de turbulencia kappa-omega.

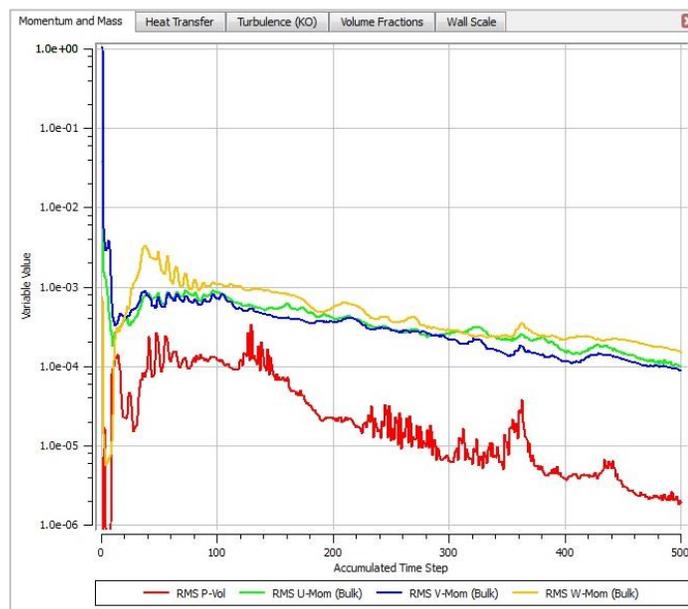


Figura 4.1 Gráfica de masa y momento.

En la figura 4.2 se observa el comportamiento de la tasa de transferencia de calor a lo largo del dominio fluidizado, donde estas convergen en un valor residual menor a 1×10^{-3} .

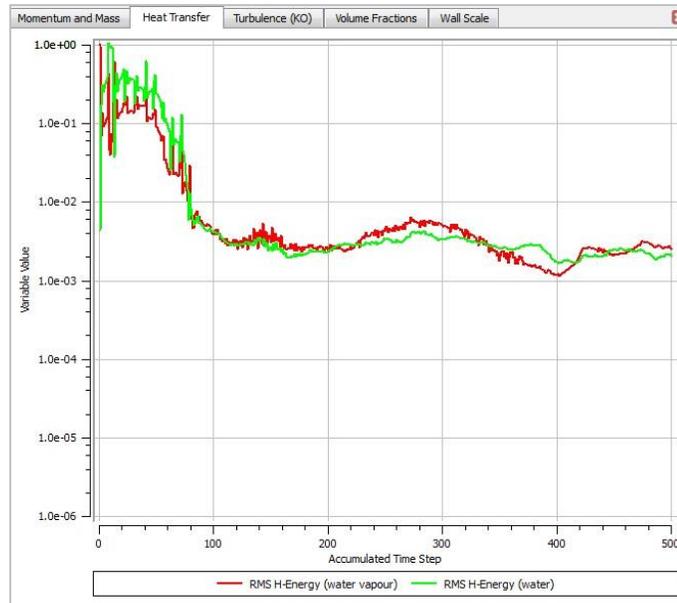


Figura 4.2 Gráfico de transferencia de calor.

En la figura 4.3 se observa el comportamiento de los parámetros de turbulencia del modelo SST de kappa-omega han concluido con valores residuales menor a 1×10^{-3} , considerando que este provee predicciones muy precisas al realizar simulaciones con flujo multifásico sometidos a gradientes de presión adversas.

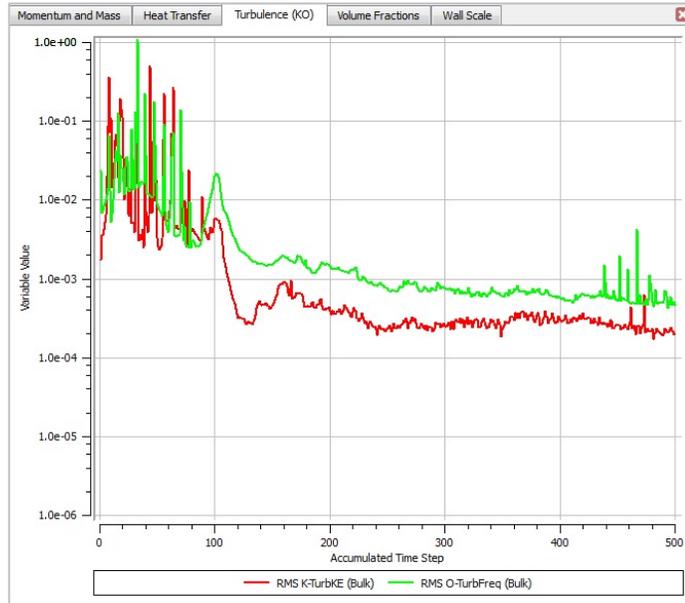


Figura 4.3 Modelo de turbulencia SST.

En la figura 4.4 se observa la variación del volumen de agua contenido en el dominio de estudio teniendo en cuenta la cantidad de agua inicial en el dominio y la cantidad de vapor generado en la simulación, el valor residual está ligado a la configuración de los parámetros de entrada y salida de la caldera.

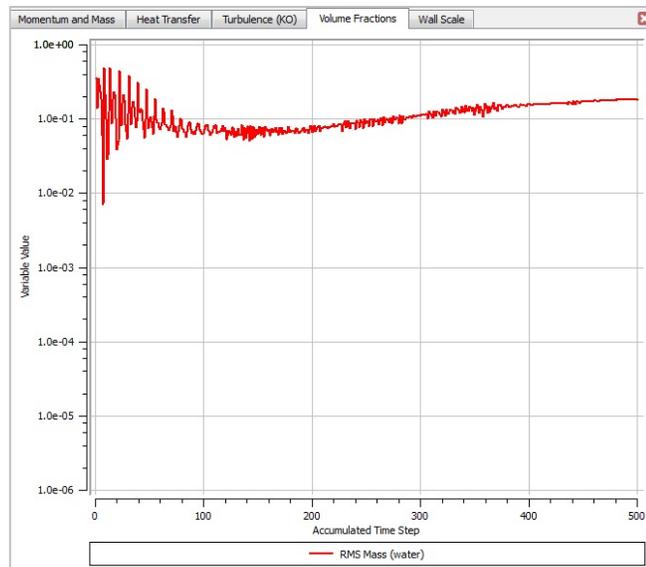


Figura 4.4 Gráfico de la fracción de volumen de agua.

En la figura 4.5 se observa la convergencia de la curva “Wall Scale” ligado directamente al mallado (distancia de los nodos respecto a las paredes cercanas a este) empleado sobre el dominio para la ejecución de la simulación de la caldera, llegando así a un valor menor al establecido.

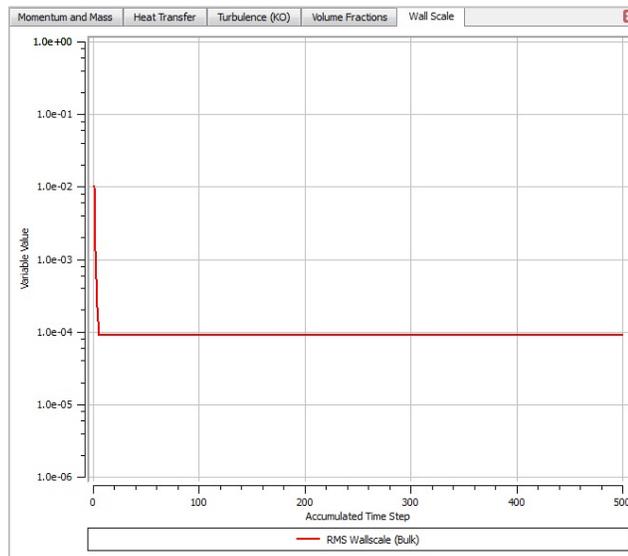


Figura 4.5 Gráfico de convergencia del “Wall Scale”.

4.4. Circulación del flujo en el interior de la caldera pirotubular.

A continuación se presentan los resultados obtenidos de la simulación hecha bajo una serie de parámetros que dan lugar a la circulación del flujo en el interior de la caldera pirotubular detallando así su comportamiento a lo largo del dominio fluidizado, el cual se configura considerando la capacidad computacional del equipo empleado

Los resultados se presentan por medio de imágenes tomadas en diferentes posiciones tanto en la dirección longitudinal como en la dirección transversal de la caldera. Estos planos provienen del postprocesamiento de la simulación una vez que la data está

almacenada y puede ser manipulada para mostrar las variables de interés, así como también permitir su análisis.

En la figura 4.6a, se observa la evolución del flujo bifásico líquido-vapor en el lecho fluidizado de la caldera pirotubular. Las fracciones de vapor se diferencian de las correspondientes líquidas por el corrimiento al rojo, es decir mientras más roja se muestra la zona de la imagen, mayor será la concentración de vapor. El plano se ubica a 14 cm de la tapa posterior de la caldera y la principal característica en éste caso es la baja cantidad de vapor de agua. En la figura 4.6b, en una imagen similar pero ubicada a 60 cm de la tapa mencionada comienza a aparecer mayor cantidad de vapor, aunque en fracciones bajas para lo que se espera en el interior de una caldera.

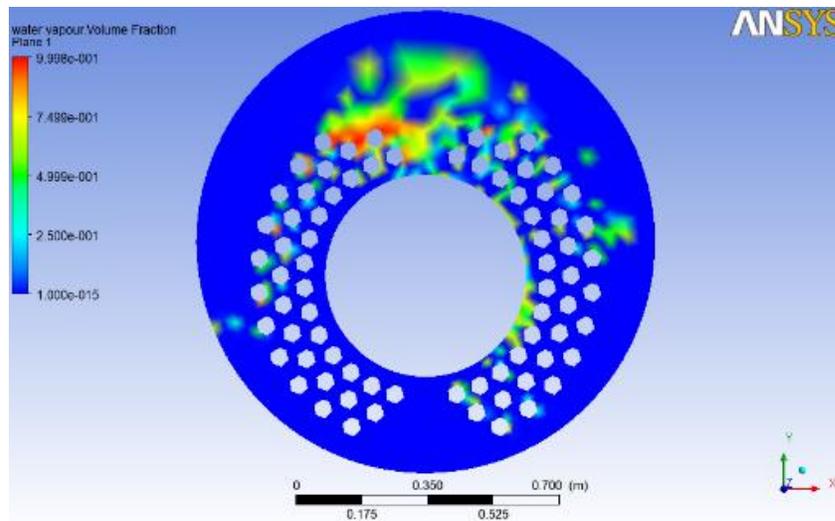


Figura 4.6a Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera a 0,14 m

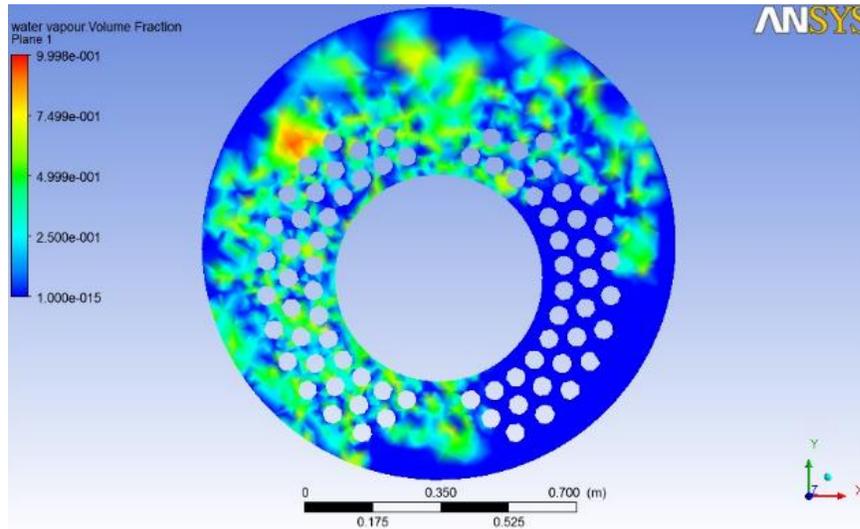


Figura 4.6b Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera a 0,6 m

Ahora se muestra en la Figura 4.6c la sección transversal del lecho fluidizado de la caldera a 1.2 m de la tapa posterior, observándose aproximadamente un 15% de vapor en dicho plano, pero en la correspondiente Figura 4.6d a una distancia de 2.3 m de la referencia mencionada la fracción de vapor se ha desplazado hacia arriba, y existe una relativamente pequeña zona de vapor que se desprendió y se encuentra por debajo del hogar de la caldera, evidenciándose desplazamientos de las zonas de vapor producto de las líneas de corriente y gradientes convectivos por la recirculación del flujo.

La Figura 4.6e muestra la sección correspondiente a la posición donde entra el agua líquida a 3 m de la tapa posterior y se observa la mayor cantidad de vapor, ya que la velocidad de las partículas de fluidos es mayor partiendo de 8 m/s justo en la entrada del agua (dato suministrado por el usuario de la caldera) hasta 46 m/s según los planos donde se muestra el campo de velocidad calculado por la solución de las ecuaciones de gobierno durante el desarrollo de la simulación.

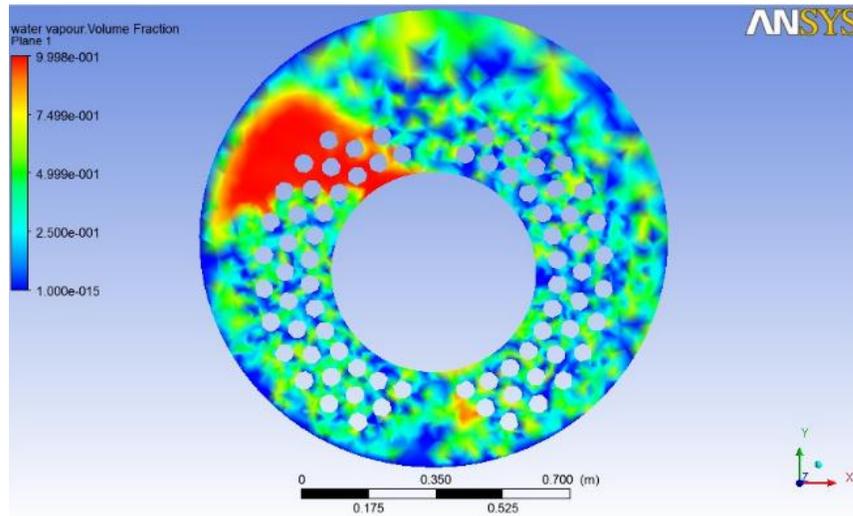


Figura 4.6c Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera a 1.2 m.

El aumento en la cantidad de vapor se debe a la convección forzada y a la posición de la llama en el hogar, que para éste plano debe alcanzar los 900°C producto de su capa oxidante exterior y por consiguiente hay el mayor gradiente de presión y las corrientes convectivas más elevadas.

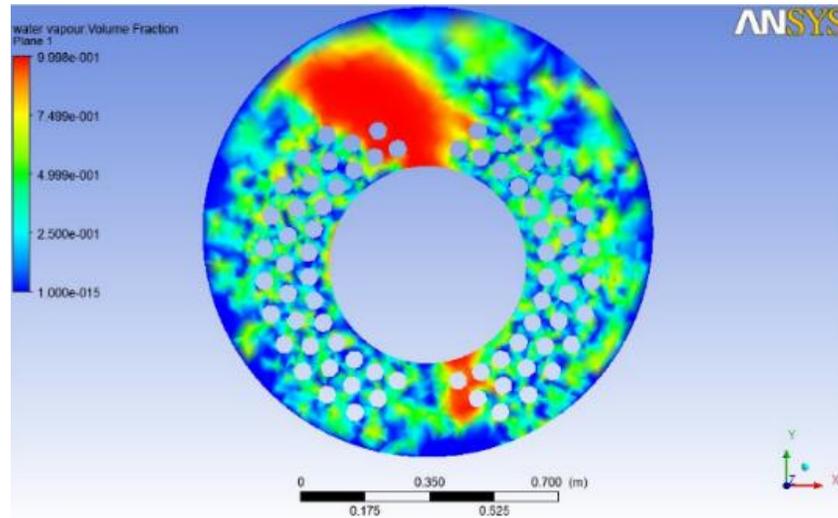


Figura 4.6d Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera a 2.3 m.

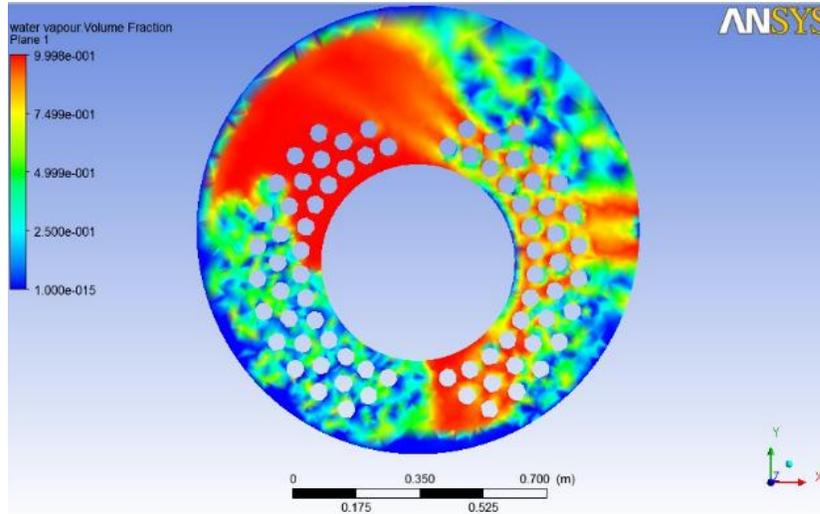


Figura 4.6e Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera a 3m.

Finalmente en la Figura 4.6f se muestra la tapa anterior de la caldera a una distancia de 3.6 m de la entrada de la flama y se observa un comportamiento similar a los planos de las Figuras 4.6a y 4.6b donde las corrientes convectivas son menores y por ende la producción de vapor disminuye considerablemente.

El postprocesamiento de la simulación permite una amplia variedad recursos de visualización de los diferentes campos resueltos a partir del sistema de ecuaciones algebraicas discretizado, en ésta oportunidad las Figuras 4.7 muestran planos longitudinales del lecho fluidizado de la caldera, tomándose como referencia el eje de simetría de la misma, tal que en $y=0$ se encuentra el plano correspondiente a la entrada del agua líquida y así planos sucesivos desde valores negativos de y hasta los valores positivos como desde abajo hacia arriba en sentido contrario a la aceleración de gravedad.

En la Figura 4.7a en un plano ubicado a $y= - 0.5$ m se aprecia el inicio de la fase gaseosa a lo largo de la caldera así como también la ausencia de vapor en las tapas posterior a la derecha y anterior a la izquierda. Esto significa que la generación de vapor en el interior de una caldera piro-tubular no es uniforme y existen zonas donde el agua simplemente está caliente pero sin alcanzar el punto de ebullición.

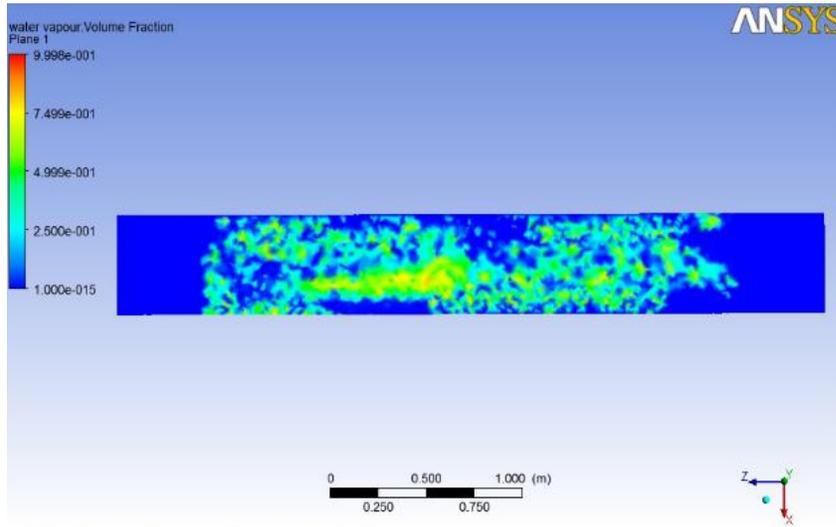


Figura 4.7a Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera.
 $y = -0.5$ m, plano XZ.

Ahora se presenta un plano ubicado en $y = -0.27$ m en la Figura 4.7b donde resalta el área ocupada por el hogar de la caldera y una zona de vapor pequeña, así como también la distribución asimétrica de los focos de generación.

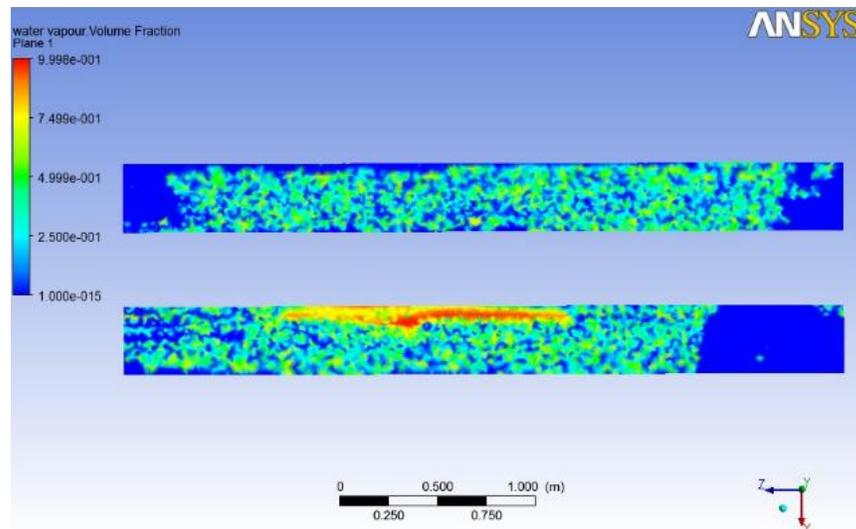


Figura 4.7b Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera.
 $y = -0.27$ m, plano XZ.

En el plano $y=0\text{m}$ de la Figura 4.7c se nota la inserción del agua líquida, algunos tubos del haz pirotubular y zonas de vapor. El agua entra a alta presión y elevada velocidad lo que incrementa su energía específica y por ello el gradiente de temperatura permite la generación de vapor alrededor del tubo de corriente, por otro lado la velocidad del agua en secciones cercanas al hogar y la condición de estancamiento del lado opuesto a la carcasa también producen zonas de vapor.

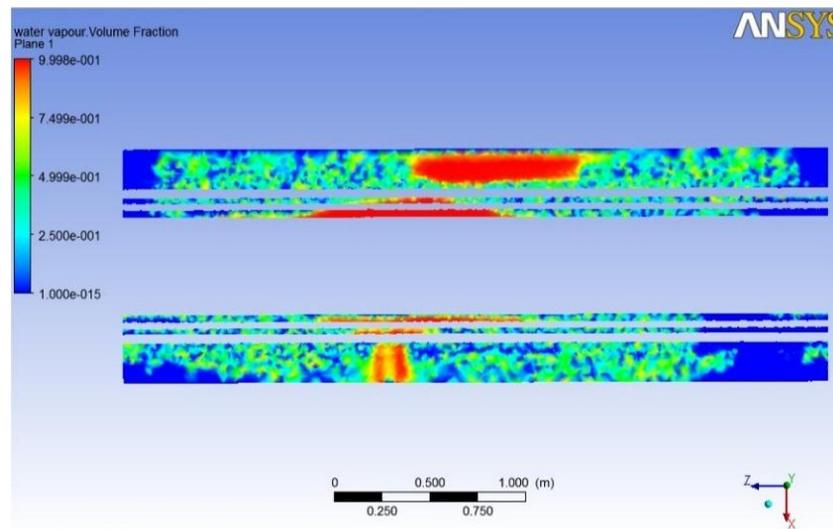


Figura 4.7c Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera.
 $y=0\text{ m}$, plano XZ.

La Figura 4.7d representa la visualización de la fracción de vapor en un plano por encima de la tubería de entrada del agua, para $y=0.15\text{ m}$ donde se observa una zona importante de vapor el cual cumple con un principio básico del flujo bifásico líquido-vapor, donde es la fase gaseosa la que sube contra la gravedad por su bajo (casi despreciable) peso específico, pero llama mucho la atención que la mayor parte del flujo sigue estando en fase líquida, lo que pone en duda la eficiencia de la caldera, ya que no genera vapor en forma uniforme y tampoco lo hace en toda la extensión del hogar, haz de tubos o carcasa. En la Figura 4.7e se evidencia ésta tendencia.

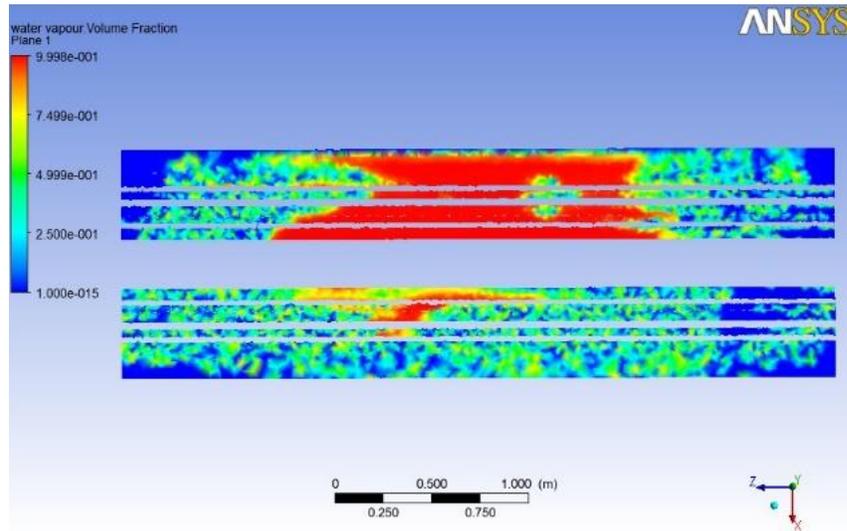


Figura 4.7d Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera.
 $y = 0.15$ m, plano XZ.

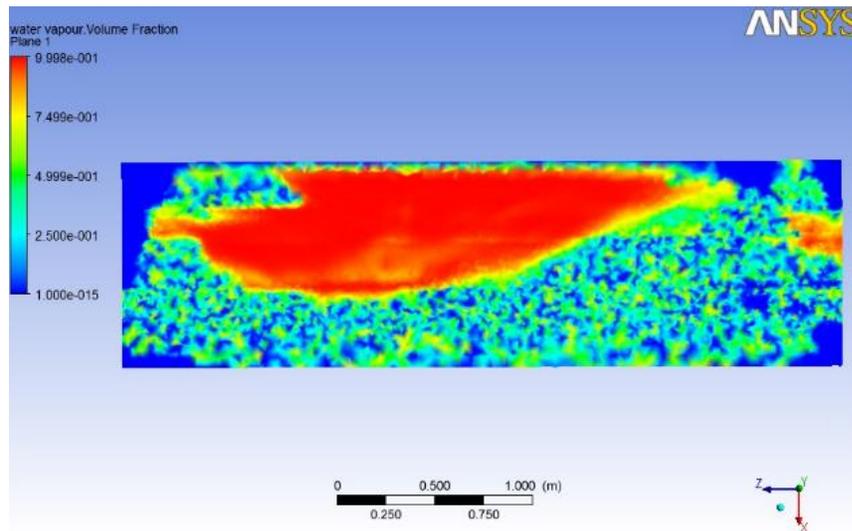


Figura 4.7e Plano ilustrativo de la variación de fracción de vapor de agua en el interior de la caldera.
 $y = 0.3$ m, plano XZ.

Para contrastar los resultados obtenidos para la fracción de vapor, se presentan a continuación planos transversales correspondientes al campo de velocidad del flujo

bifásico, en la Figura 4.8a se muestra el comportamiento de los vectores velocidad a 0.14 m de la tapa posterior de la caldera. Existen líneas de corriente hacia la tapa en la zona donde los vectores parecen puntos, recirculación del flujo en la zona superior izquierda y la condición de no deslizamiento en el contacto con la superficie sólida del hogar, la carcasa y aunque en menor proporción, pero siendo un poco escrupulosos, también se presenta el efecto “no slip” en los tubos del haz.

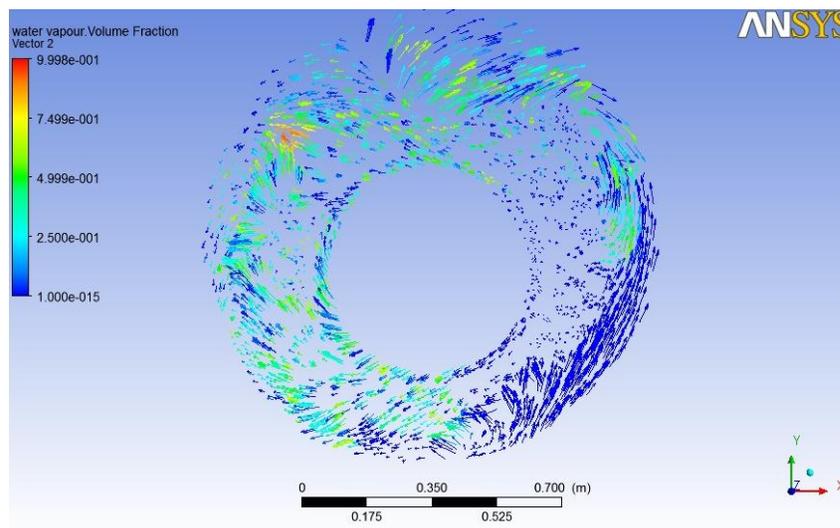


Figura 4.8a Plano ilustrativo de los vectores de velocidad del flujo a 0,14 m de la tapa posterior de la caldera.

En las Figuras 4.8b y 4.8c correspondientes a las posiciones de 0.6 m y 1.2 m desde la tapa posterior de la caldera, se puede apreciar el incremento de la recirculación, así como también la diferencia de la magnitud de la velocidad entre las fases líquida y gaseosa. También se puede apreciar el desplazamiento de las zonas de vapor hacia el lado opuesto a la entrada del agua líquida, la zona de generación entre 270° y 180° en sentido antihorario sobre el hogar de la flama y existencia de una zona de baja presión en la parte superior derecha de los planos transversales. Es importante destacar que aun se puede ver las corrientes hacia dentro del plano de la hoja, como resultado de la entrada del agua.

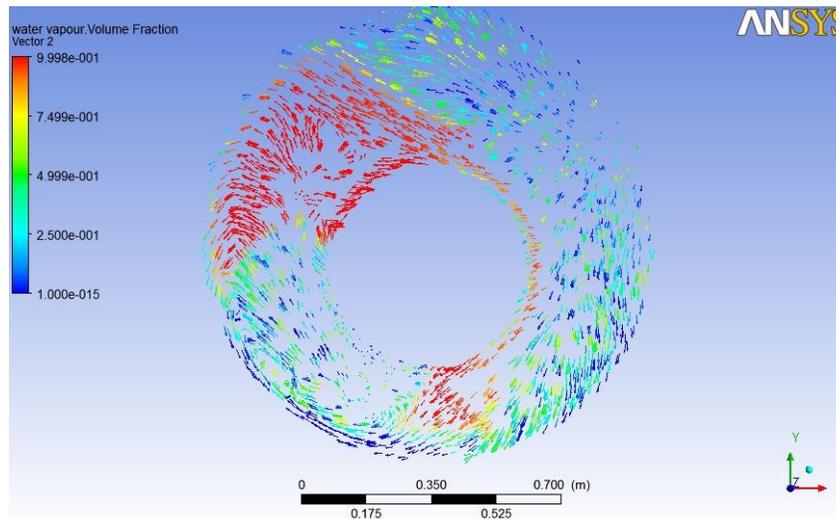
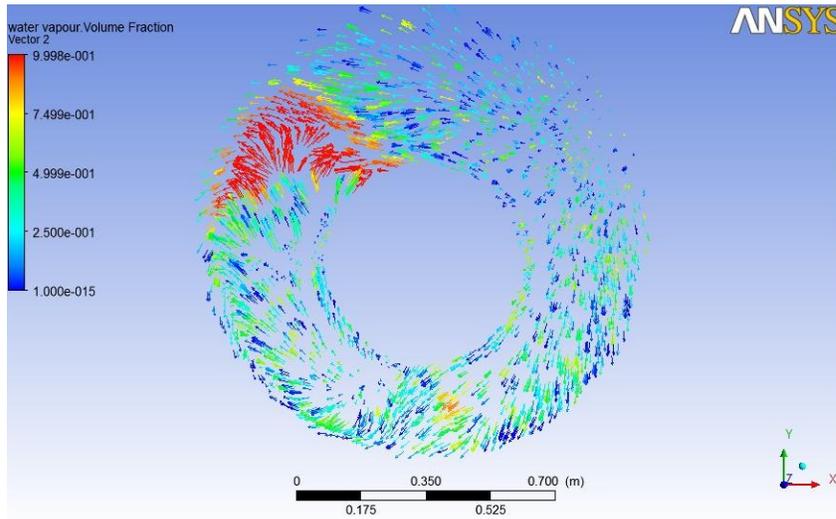


Figura 4.8b y 4.8c Plano ilustrativo de los vectores de velocidad del flujo a 0.6 m y 1.2 m de la tapa posterior de la caldera.

Justo en el plano de entrada del agua a 2.3 m de la tapa posterior de la caldera se observa claramente la entrada del flujo líquido (ver Figura 4.8d) el cual cambia de fase rápidamente por el choque térmico, la recirculación también juega un papel predominante en éste plano y el intercambio de calor en la zona superior izquierda es el resultado de la elevación de la llama dentro del hogar y el desplazamiento del flujo en fase gaseosa hacia la pared diametralmente opuesta a la inserción del líquido.

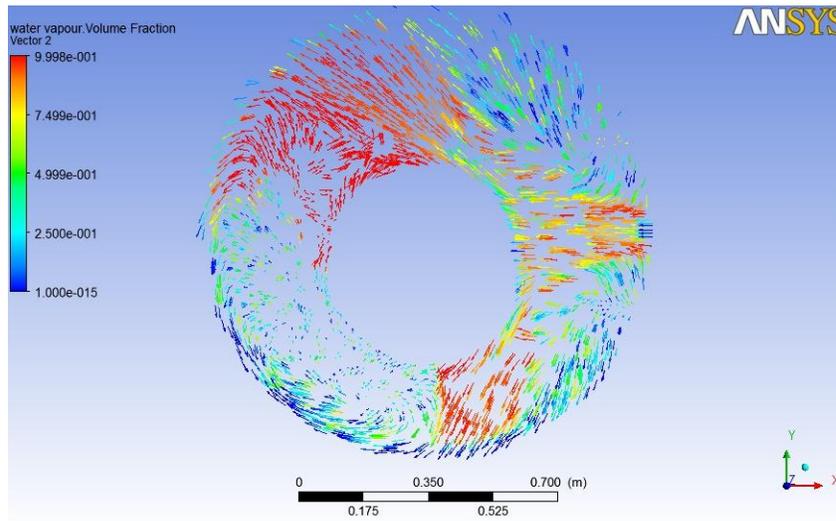


Figura 4.8d Plano ilustrativo de los vectores de velocidad del flujo a 2.3 m de la tapa posterior de la caldera.

En las Figuras 4.8e y 4.8f que corresponden a planos ubicados en 3 m y 3.6 m desde la tapa posterior, se observa el movimiento de las líneas de corriente hacia al plano de salida de la hoja, lo que sugiere que la entrada del líquido quedó en planos anteriores y las mismas son modificadas por los gradientes de temperatura y presión producto de la convección forzada, haciendo así que la fracción de vapor se acumule de manera tal que se halle opuesta a la dirección de la inyección de agua. Lo que desde el punto de vista físico se valida el comportamiento de las líneas de flujo opuestas a la inserción de agua en su fase líquida

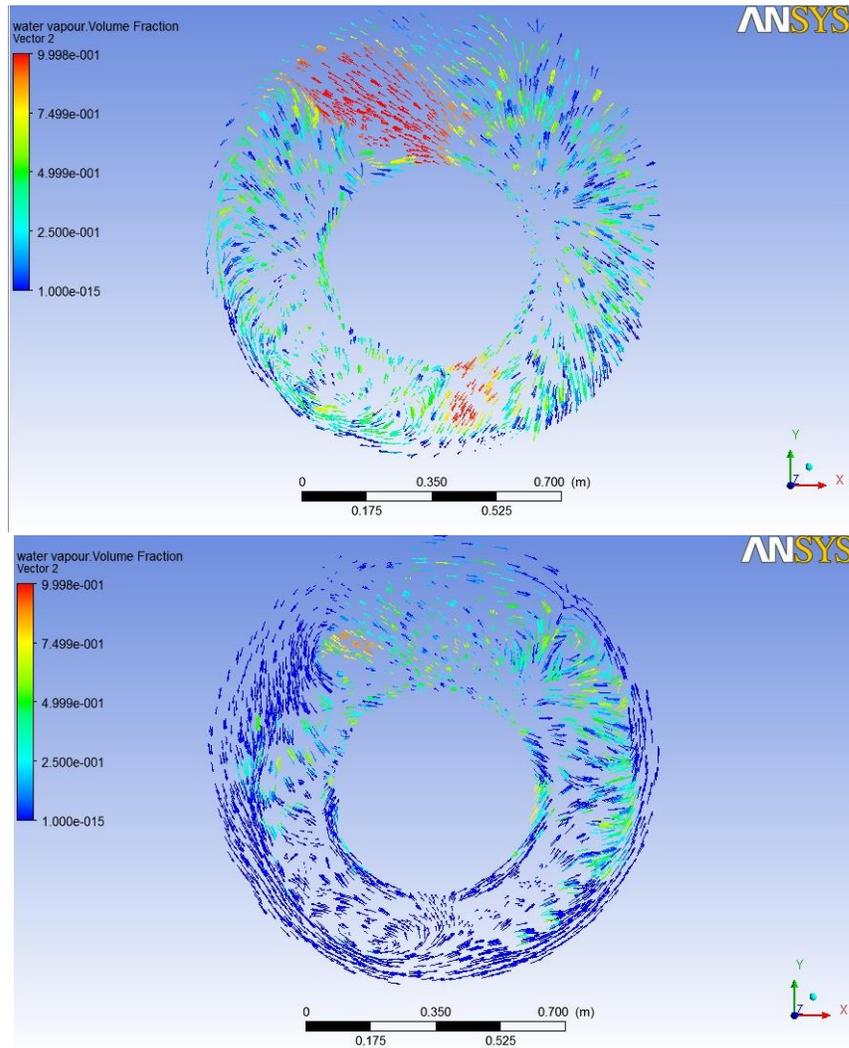


Figura 4.8e y 4.8f. Planos ilustrativos de los vectores de velocidad del flujo 3 m y 3.6 m de la tapa posterior de la caldera.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se presentan las conclusiones correspondientes al comportamiento del fluido dentro de la caldera pirotubular, se fundamenta en el desarrollo de los resultados expresados en el capítulo IV.

También se proponen algunas recomendaciones que puedan ampliar y complementar el campo de aplicación del trabajo realizado.

Conclusiones.

- Los parámetros involucrados en la circulación de flujo en el interior de una caldera pirotubular considerados fueron las fracciones de agua tanto en su fase líquida como en su fase gaseosa, las presiones de salida y entrada, la temperatura inicial del agua a usar para la generación de vapor.
- Las ecuaciones de gobierno aplicadas para la circulación del flujo en el interior de una caldera pirotubular fueron las de conservación de la masa, de la energía implícitas en la programación de ANSYS® CFX®, la ecuación de transferencia de calor aplicadas a flujos multifásicos, el modelo de turbulencia κ - ω y el modelo Rayleigh-Plesset para la generación de burbujas de vapor. La ecuación de Rayleigh-Plesset proporciona la base para la ecuación de control de la velocidad de generación de vapor y la condensación describiendo el crecimiento de una burbuja de gas en un líquido.
- El modelo matemático y la técnica numérica adecuada a la geometría de la caldera pirotubular y al comportamiento de contorno del modelo fue el modelo SST (Shear Stress Transport) de κ - ω , que considera el transporte de la tensión de cizallamiento turbulento y da predicciones muy precisas de la aparición y la cantidad de separación de flujo bajo gradientes de presión adversas.
- Un resultado no esperado fue la aparición de sectores con fracciones de vapor relativamente altas para el espacio ocupado en el lecho fluidizado, por lo que suponemos que la recirculación del líquido desplaza a las zonas de vapor.
- La herramienta computacional ANSYS® CFX® es un software de gran utilidad para mostrar la circulación de flujo en el interior de una caldera pirotubular, de esta forma se pudo obtener resultados concretos de los fenómenos involucrados en la generación de vapor.

Recomendaciones.

- Efectuar la simulación con un mallado más refinado para obtener datos más precisos en las paredes del haz tubular donde ocurre la directa transferencia de calor.
- Estudiar la simulación cuya configuración cuente con la combustión generada y que el calor de esta sea transferido al volumen de agua para la generación de vapor, comparando estos datos con los del respectivo banco experimental. Otros factores que se deben tomar en cuenta es el volumen de agua útil en el proceso y el tiempo estimado para generar el vapor a la capacidad de la caldera (tiempo conocido por el operador de la caldera).
- Realizar la investigación contando con un equipo potente capaz de trabajar con la gran geometría que conlleva el estudio de una caldera pirotubular.
- Enfocar el estudio en las cercanías de las paredes de los tubos a fin de evaluar la influencia de la recirculación sobre la convección forzada y el espesor de la capa límite.
- Analizar desde el punto de vista termodinámico el efecto de la recirculación en la eficiencia de la caldera, considerando un modelo idealizado donde no exista desplazamiento de las zonas de vapor en el lecho fluidizado como referencia.

REFERENCIAS

- [1] Adam E. J., Marchetti J. L. (1999). *Dynamic simulation of large boilers with natural recirculation*. Computer and Chemical Engineering 23, Argentina 1031-1040.
- [2] ANSYS-CFX. Tutorials. Release 13.0. (2010). *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*.
- [3] Arrègle et al. *Procesos y tecnología de máquinas y motores térmicos*. Valencia: Editorial de la UPV. (pp. 170)
- [4] Desam R., DeSellem J.F., Strempek J.R. (2009). *Use of Numerical Modeling for Designing a Biomass-fired BFB Boiler air System for Low NOx Emissions*. Technicalpaper BR-1832, Las Vegas, NV, U.S.A.
- [5] Díaz M. Alejandro. (2000). Métodos de mallado y algoritmos adaptativos en dos y tres dimensiones para la resolución de problemas electromagnéticos cerrados mediante el método de los elementos finitos. Universidad Politécnica de Valencia. (pp 5-10).
- [6] García E. Raquel (2008). *Simulación CFD de una caldera de recuperaión*. Universidad Politécnica de Catalunya, España.
- [7] Gutiérrez Ortiz F. J. (2011). *Modeling of fier-tubeboilers*. Appliedthermalengineering 31, 3463-3478.

- [8] Iguarán Omar, Martínez Diana, (2008). *Diseño y construcción de una mini caldera pirotubular para el laboratorio de transferencia de calor*. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga.
- [9] Martínez Juan U. (2012) *Calderas Industriales Eficientes*. Guía Básica. Madrid, España.
- [10] PutkonenJuoko, HaggaKari (2004). *Recuperadoras en fábricas de celulosa de gran capacidad*. Tecnología Moderna para Calderas. ATCP Chile.
- [11] Quiñonez, N. (2008). *Desarrollo de Software para el Análisis y Diseño Térmico de Calderas Pirotubulares Horizontales con Quemadores a Diesel y Búnker*. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador.
- [12] Rivas Pérez R., V FeliuBatlee, J. Sotomayor Moriano (2005). *Sistema de detección de fallos basado en PC en calderas pirotubulares*. Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. Vol. 9, Nº 1, 63-78.
- [13] Sánchez R. & González F. (2011). *Control de un Generador de Vapor Didáctico*. Instituto Politécnico Nacional. México D.F.
- [14] Severns, W., Degler, H. E. & Miles J. C. *Energía mediante Vapor, Aire o Gas*. Barcelona, España: Reverté S.A. (pp. 127)
- [15] Soto J. J. (1996). *Fundamentos sobre ahorro de energía*. Yucatán, México: Departamento Editorial Universidad Autónoma de Yucatán. (pp. 9)