

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE
MONTERREY

Campus Monterrey

Escuela de Ingeniería y Tecnologías de Información

Programa de Graduados



“DESARROLLO DE UN SIMULADOR PARA EL ESTUDIO DE TRANSITORIOS DE PROCESO EN
GENERADORES DE VAPOR POR RECUPERACIÓN DE CALOR (HRSG’S)”

TESIS

PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER
EL GRADO ACADÉMICO DE:
MAESTRÍA EN CIENCIAS CON ESPECIALIDAD EN INGENIERÍA ENERGÉTICA
POR:
ING. JOSÉ LUIS VEGA FONSECA

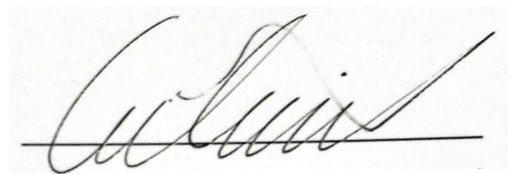
INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE
MONTERREY

ESCUELA DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍAS DE INFORMACIÓN

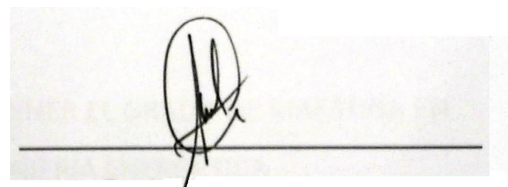
PROGRAMA DE GRADUADOS

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la presente tesis de José Luis Vega Fonseca sea aceptada como requisito parcial para obtener el grado académico de Maestría en Ciencias con Especialidad en Ingeniería Energética.

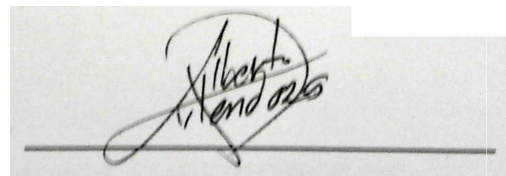
Comité de Tesis:



Dr. Graciano Dieck Assad



Dr. Isaías Hernández Ramírez



Dr. Alberto Mendoza Domínguez

Sinodal



Dr. Osvaldo Miguel Micheloud Vernackt

Director de la Maestría en Ciencias con Especialidad en Ingeniería Energética

Diciembre de 2012

DESARROLLO DE UN SIMULADOR PARA EL ESTUDIO DE TRANSITORIOS DE PROCESO EN
GENERADORES DE VAPOR POR RECUPERACIÓN DE CALOR (HRSG'S)

POR:
ING. JOSÉ LUIS VEGA FONSECA

TESIS

PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRÍA EN
CIENCIAS CON ESPECIALIDAD EN INGENIERÍA ENERGÉTICA

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE
MONTERREY

DICIEMBRE DE 2012

A mis padres Pilar Vega Camacho y María del Rosario Fonseca Caro,

A mis hermanos Evita y Jonathan,

A Libertad Melgoza Gómez.

Agradecimientos

El autor desea expresar su más sincera gratitud a las siguientes personas e instituciones que fueron partícipes en el desarrollo de este trabajo:

- Al Dr. Graciano Dieck Assad, asesor de la tesis, por el tiempo dedicado al logro de este trabajo.
- Al Dr. Isaías Hernández Ramírez, co-asesor de tesis, guía principal de esta investigación.
- Al Dr. Alberto Mendoza Domínguez, por su acertada participación en el comité de tesis.
- A la empresa CERREY, por brindarme su apoyo y confianza.
- Al ITESM, por generar esta oportunidad de crecimiento académico y profesional.
- Al Dr. Osvaldo Micheloud y al Dr. Federico Viramontes, quienes me invitaron al Consorcio Empresarial, y por brindar su apoyo a lo largo de este trabajo.
- A mis compañeros del Consorcio Empresarial.
- Al CETYS Mexicali, mi alma mater, que desarrolló en mí el “Aprender a aprender”.
- A todas y cada una de las personas relacionadas con mi desarrollo académico, profesional y personal.

Sobre todo a mi familia, núcleo de mis logros y objetivos, sin su apoyo incondicional esto no hubiera sido posible.

Resumen

La búsqueda de la mejora continua, disminución en costos y la contaminación ambiental, así como una inevitable disminución de los combustibles fósiles, han llevado a la ingeniería a desarrollar métodos para incrementar la eficiencia de los procesos de generación de energía, entre los cuales está la cogeneración. Aprovechando el calor residual de una turbina de gas mediante un HRSG es posible producir energía térmica útil, principalmente en forma de vapor, y posteriormente utilizar esta energía adicional en algún proceso industrial o para incrementar la generación de energía eléctrica.

El comportamiento de la termohidráulica de los equipos de recuperación de calor HRSG, es un proceso complejo que involucra fenómenos de transferencia de calor, dinámica de fluidos y procesos termodinámicos acoplados, así como algunas de las condiciones de control del sistema, por lo que la evaluación de estos fenómenos durante los procesos de estado estable y transitorios es de vital importancia en el análisis del comportamiento de la dinámica de un equipo de recuperación de calor durante la operación de este.

Este trabajo muestra la modelación y simulación numérica de un recuperador de calor (HRSG) basándose en los principios fundamentales de la termohidráulica que intervienen en el proceso de generación de vapor, para evaluar el comportamiento global de un sistema sencillo a partir de modelos matemáticos basados en principios físicos que gobiernan el diseño y funcionamiento de los sistemas recuperadores de calor.

El trabajo se enfoca en analizar los procesos transitorios de los módulos del HRSG compuestos por el economizador, evaporador, sobrecalentador, domo y sistema de control, ante cambios de carga en el sistema.

La principal aportación de este trabajo consistió en el desarrollo de una herramienta numérica (simulador numérico) a partir de modelos seleccionados de la literatura basados en las ecuaciones fundamentales de energía, masa y momento, así como en los principales mecanismos de transferencia de calor, con el fin de evaluar los procesos dinámicos de un HRSG durante operación normal o anormal, así como la respuesta de sus variables principales como: presión, temperatura y flujo másico del vapor, entre otras.

Los casos analizados fueron rampas entre los estados estables de 50 a 75%, 100 a 75% y una doble rampa de 50 a 75 a 100%, donde el programa proporciona resultados aceptables (menor al 5.5% de diferencia con respecto a los datos de diseño). Las variables analizadas fueron: temperatura de gases, temperatura de fluido, presión del domo, nivel de líquido en el domo y flujo másico de vapor en cada módulo comparadas con los valores de diseño de un equipo real de HRSG proporcionados por CERREY S.A. de C.V.

Es importante mencionar que durante el desarrollo de este trabajo se observaron diferentes áreas de oportunidad para obtener un programa con mayor precisión, por lo cual se plantea una serie de recomendaciones para trabajos futuros como:

- Un modelo más robusto del evaporador
- Ampliar el sistema de control
- Implementar correlaciones más precisas de transferencia de calor en bancos de tubos.
- Incluir equipos auxiliares como quemadores, abanicos, bombas, válvulas de alivio, etc.

La posibilidad de simular diferentes escenarios de operación de un HRSG, es clave para determinar procedimientos de campo, mejora de diseños y desarrollo de la tecnología que controla este proceso. Un simulador permite hacer pruebas de cualquier magnitud sin llegar a situaciones reales que pongan en peligro la integridad del equipo, la seguridad del personal y el suministro de la energía.

Contenido

Agradecimientos	IX
Resumen	XI
Contenido.....	XIII
Índice de Figuras	XVI
Índice de Tablas	XIX
Glosario	XXI
1. Introducción	1
1.1. Descripción del Problema	4
1.2. Objetivo.....	4
1.3. Justificación.....	5
1.4. Antecedentes	5
1.5. Alcances	7
1.6. Método	8
1.7. Organización del presente trabajo.....	9
2. Descripción General de un Recuperador de Calor (HRSG)	11
2.1. Fundamentos del funcionamiento de un HRSG.....	15
2.2. Concepto básico de control en HRSG	18
2.3. Consideraciones de diseño en las características termohidráulicas de un HRSG.....	20
2.3.1. Velocidad de agua líquida y vapor	20
2.3.2. Temperatura del metal y materiales	20
2.3.3. Distribuidor de flujo en economizadores y sobrecalentadores.....	21
2.3.4. Temperatura diferencial de evaporación (Pinch & Approach)	21
2.3.5. Domo.....	21
2.3.6. Atemperador.....	22
2.3.7. Ductos	23

2.3.8.	Chimenea	24
3.	Modelación de los sistemas del HRSG	25
3.1.	Intercambiadores de Calor.....	25
3.2.	Coeficientes de transferencia de calor	32
3.3.	Propiedades Termodinámicas y Termofísicas.....	33
3.3.1.	Agua/Vapor	34
3.3.2.	Gases	34
3.3.3.	Metales	36
3.4.	Dinámica de fluidos.....	36
3.5.	Modelo del circuito Domo-Evaporador	38
3.6.	Modelo de Control.....	44
4.	Desarrollo del simulador	49
4.1.	Datos de entrada.....	50
4.2.	Carga	51
4.3.	Intercambiadores de calor	52
4.4.	Domo-Evaporador.....	55
4.5.	Atemperador.....	56
4.6.	Módulo controlador.....	57
4.7.	Variables de salida	58
5.	Simulación	59
5.1.	Simulación Aislada	59
5.1.1.	Intercambiadores de calor	59
5.1.2.	Propiedades Termodinámicas.....	62
5.1.3.	Atemperador.....	63
5.2.	Simulación integrada de estados estables.....	64
5.2.1.	Configuración geométrica.....	65

5.2.2.	Resultados.....	66
5.2.3.	Estudio de sensibilidad.....	70
5.2.4.	Balance global de energía	72
6.	Validación y resultados	75
6.1.	Caso 1. 50-75%.....	76
6.2.	Caso 2. 100-75%.....	83
6.3.	Caso 3. 50-75-100%.....	90
6.4.	Caso 4. 50-75-100% Falla de Atemperador	97
7.	Conclusiones	103
7.1.	Conclusiones de la modelación y simulador	103
7.2.	Conclusiones de resultados	104
7.3.	Recomendaciones	105
	Referencias.....	107
	Apéndice A. Discretización de ecuaciones en los intercambiadores	111
	Apéndice B. Materiales de los tubos y coeficientes de polinomios de sus propiedades	119
	Apéndice C. Hoja de desempeño HRSG CERREY	121
	Apéndice D. Comparación de resultados simulación aislada, Intercambiadores de calor	123
	Apéndice E. Propiedades de Agua/Vapor (comparación de tablas)	131
	Apéndice F. Propiedades de Gases (comparación de tablas)	133
	Apéndice G. Propiedades de Metales (Ejemplo de Regresión)	135
	Apéndice H. Ejemplo de lectura de datos al programa y generación de resultados en archivo .TXT	137

Índice de Figuras

Figura 1.1. Esquema de un HRSG Horizontal [1].	3
Figura 1.2. Diagrama de una configuración básica de ciclo combinado [2].	3
Figura 2.1. Configuración típica de HRSG [8].	11
Figura 2.2. HRSG Vertical [8].	13
Figura 2.3. HRSG con domo [8].	14
Figura 2.4. Evaporador de un solo paso circulación forzada [8].	14
Figura 2.5. Circuito típico de agua [8].	16
Figura 2.6. Flujo de gases y agua a través de los componentes de un HRSG de 3 etapas [8].	17
Figura 2.7. Perfil de temperatura de un HRSG a triple nivel de temperatura [8].	18
Figura 2.8. Arreglo interno de un domo típico [8].	22
Figura 2.9. Atemperador [8].	22
Figura 2.10. Ducto de entrada [8].	23
Figura 2.11. Chimenea [8].	23
Figura 3.1. Flujo cruzado multipaso para el sobrecalentador y economizador [2].	26
Figura 3.2. Esquema de la representación de la malla de volúmenes de control para cada módulo del HRSG (Plano x-y) [2].	28
Figura 3.3. Representación de cada uno de los volúmenes de control de la malla numérica por módulo del HRSG [2].	28
Figura 3.4. Esquema del método implícito BTCS [11].	29
Figura 3.5. Regiones para ecuaciones IAPWS [9].	34
Figura 3.6. Circuito Evaporación.	38
Figura 3.7. Balance de energía en Evaporador.	43
Figura 3.8. Diagrama de control de nivel del domo.	46
Figura 3.9. Diagrama de control de Presión en el domo.	46
Figura 3.10. Diagrama de control de Atemperador.	47
Figura 4.1. Diagrama de flujo del simulador.	50
Figura 4.2. Diagrama de flujo Intercambiadores.	53
Figura 4.3. Diagrama de flujo Domo-Evaporador.	55
Figura 4.4. Diagrama de Atemperador.	56
Figura 5.1. Temperatura a la salida del sobrecalentador 2, respuesta rápida y estable.	64

Figura 5.2. Sensibilidad de la malla numérica al tamaño de paso temporal SCAP3.....	70
Figura 5.3. Sensibilidad de la malla numérica al tamaño de paso temporal ECAP1.....	71
Figura 5.4. Sensibilidad de la malla numérica al tamaño de paso espacial SCAP3.....	71
Figura 6.1. Flujo másico de gases calientes. Rampa 50-75%.....	78
Figura 6.2. Nivel de domo. Rampa 50-75%.	79
Figura 6.3. Presión de domo. Rampa 50-75%.....	79
Figura 6.4. Temperatura de salida de los gases de combustión por módulo. Rampa 50-75%.	80
Figura 6.5. Temperatura de salida del fluido por módulo. Rampa 50-75%.....	81
Figura 6.6. Flujo másico de vapor por módulo. Rampa 50-75%.....	82
Figura 6.7. Flujo másico en el domo. Rampa 50-75%.....	82
Figura 6.8. Flujo másico de gases calientes. Rampa 100-75%.....	85
Figura 6.9. Nivel de domo. Rampa 100-75%.	86
Figura 6.10. Presión de domo. Rampa 100-75%.....	86
Figura 6.11. Temperatura de salida de los gases de combustión por módulo. Rampa 100-75%.	87
Figura 6.12. Temperatura de salida del fluido por módulo. Rampa 100-75%.....	88
Figura 6.13. Flujo másico de vapor por módulo. Rampa 100-75%.....	88
Figura 6.14. Flujo másico en el domo. Rampa 100-75%.....	89
Figura 6.15. Flujo másico de gases calientes. Rampa 50-75-100%.....	93
Figura 6.16. Nivel de domo. Rampa 50-75-100%.	93
Figura 6.17. Presión de domo. Rampa 50-75-100%.	94
Figura 6.18. Temperatura de salida de los gases de combustión por módulo. Rampa 50-75-100%.	95
Figura 6.19. Temperatura de salida del fluido por módulo. Rampa 50-75-100%.	95
Figura 6.20. Flujo másico de vapor por módulo. Rampa 50-75-100%.....	96
Figura 6.21. Flujo másico en el domo. Rampa 50-75-100%.	97
Figura 6.22. Nivel de domo, comparación sin atemperación. Rampa 50-75-100%	98
Figura 6.23. Flujo másico en el domo, comparación sin atemperación. Rampa 50-75-100%	99
Figura 6.24. Temperatura de gases a la salida de cada módulo, comparación sin atemperación. Rampa 50-75-100%.....	99
Figura 6.25. Temperatura de fluido a la salida de cada módulo, comparación sin atemperación. Rampa 50-75-100%.....	100
Figura 6.26. Temperatura de Tubos del sobrecalentador 1, comparación sin atemperación. 100% Carga.	101

Figura G.1. Regresión de conductividad térmica para el grupo A.	136
Figura G.2. Regresión de difusividad térmica para el grupo A por rangos de temperatura.	136
Figura H.1. Ejemplo de datos de entrada al programa para la configuración del Sobrecalentador 1 de Alta Presión	137
Figura H.2. Ejemplo de presentación de resultados en archivo .TXT para domo.	138

Índice de Tablas

Tabla 3.1. Coeficientes para la correlación de Zukauskas [9].....	32
Tabla 4.1. Ejemplo rampa de cambio.	52
Tabla 5.1. Resultados simulación aislada caso 1, sobrecalentador en serpentín.....	60
Tabla 5.2. Resultados simulación aislada caso 1, sobrecalentador en una sola dirección.....	61
Tabla 5.3. Datos para evaluación de atemperador.	63
Tabla 5.4. Configuración geométrica del domo.	65
Tabla 5.5. Configuración geométrica de los intercambiadores de calor.	66
Tabla 5.6. Comparación de estado estable al 50% de carga.	67
Tabla 5.7. Comparación de estado estable al 75% de carga.	68
Tabla 5.8. Comparación de estado estable al 100% de carga	69
Tabla 5.9. Balance de energía estado estable 100% de carga.....	73
Tabla 6.1. Comparación de punto inicial y final de un cambio del 50 al 75%.	77
Tabla 6.2. Comparación de punto inicial y final de un cambio del 100 al 75%.	84
Tabla 6.3. Comparación de punto inicial, intermedio y final de un cambio 50-75-100%.	91
Tabla B.1. Categoría del material de acuerdo a su composición [12].	119
Tabla B.2. Coeficientes de los polinomios para conductividad y difusión térmica de metales	120
Tabla E.1. Estado de líquido saturado en función de la temperatura [9].....	131
Tabla E.2. Propiedades de agua líquida saturada calculadas por el simulador.....	131
Tabla E.3. Estado de vapor sobrecalentado en función de la temperatura y presión [9].	132
Tabla E.4. Propiedades de vapor de agua sobrecalentado calculadas por el simulador.	132
Tabla F.1. Propiedades de aire seco [13].....	133
Tabla F.2. Propiedades de aire seco calculadas por el simulador.	133
Tabla G.1. Propiedades de metales (comparación de referencia y simulador).	135

Glosario

A	Área (m^2)
c_p	Calor específico a presión constante (J/kg K)
c_v	Calor específico a volumen constante (J/kg K)
D	Diámetro (m)
E	Error en función del tiempo
G	Función de transferencia
g	Gravedad (m/s^2)
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
h	Entalpía (J/kg) Coeficiente de transferencia de calor ($\text{W/m}^2\text{K}$);
k_p	Ganancia proporcional
L	Longitud (m)
M	Masa (kg)
$\dot{m}$	Flujo másico (kg/s)
N_R	Número de camas de tubos
N_T	Número de tubos por cama de tubos
P	Presión (bar)
Pl	Paso longitudinal (m)
Pt	Paso transversal (m)
PM	Peso molecular (kg/moles)
Pr	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	Tasa de transferencia de calor (W)
r	Radio (m)
Re	Número de Reynolds
t	Tiempo (s)
T	Temperatura (K)
T_i	Constante de tiempo integral (s)
T_d	Constante de tiempo derivativo (s)
u	Energía interna específica (J/kg)

V	Velocidad (m/s)
	Volumen (m ³)
v	Volumen específico (m ³ /kg)
x	Coordenada x
	Calidad del vapor
Y	Fracción volumétrica
y	Coordenada y
	Nivel (m)
f_d	Coeficiente de fricción
ε	Rugosidad (m)
ξ	Coeficiente de resistencia al flujo
γ	Relación de calor específico, c_p/c_v
η	Eficiencia
Δ	Cambio
λ	Conductividad térmica (W/m K)
ρ	Densidad (kg/m ³)
μ	Viscosidad dinámica (Pa s)

Abreviaciones

EVAP	Evaporador de alta presión
ECAP	Economizador de alta presión
TEF	Temperatura de entrada del fluido al módulo
TSF	Temperatura de salida del fluido del módulo
TEG	Temperatura de entrada del gas al módulo
TSG	Temperatura de salida del gas del módulo
SCAP	Sobrecalentador de alta presión

Subíndices

<i>c</i>	Compuesto
<i>dc</i>	Descendente
<i>dr</i>	Domo
<i>ec</i>	Economizador
<i>f</i>	Fluido interno
<i>fm</i>	Fluido a metal
<i>g</i>	Gas
<i>gm</i>	Gas a metal
<i>h</i>	Hidráulico
<i>i</i>	Interno
<i>l</i>	Agua líquida
<i>m</i>	Metal
<i>mix</i>	Mezcla
<i>o</i>	Externo
<i>r</i>	Tubo ascendente
	Valor de Referencia
<i>s</i>	Sobrecalentador
<i>v</i>	Vapor de agua
<i>wh</i>	Cabezal de agua
<i>ws</i>	Válvula de vapor principal
<i>wv</i>	Válvula de agua

1. Introducción

La producción de energía es un aspecto sumamente importante en el desarrollo tecnológico y económico de una sociedad. Existen diferentes tipos de energía disponibles, la química, la térmica, la mecánica, luminosa, entre otras, las cuales son transformadas en una forma que resulta más fácil de distribuir y utilizar, conocida como energía eléctrica.

La energía eléctrica que el hombre utiliza no surge de manera natural en el planeta, por lo que es necesario producirla a partir de otros recursos disponibles. Un generador eléctrico es el encargado de transformar movimiento mecánico en electricidad, donde el movimiento mecánico puede ser producido por una fuente primaria como el viento o una corriente de agua, es decir, fuentes naturales. Sin embargo, la disponibilidad de estas fuentes está limitada en cantidad y ubicación geográfica, por lo que se han tenido que diseñar métodos para generar este movimiento de manera controlada y más eficaz para satisfacer la producción de energía eléctrica en cualquier parte del mundo.

La forma más común de producción de energía eléctrica es a partir de la combustión de un combustible fósil, las formas más conocidas de esta materia prima son: el gas natural, el petróleo y el carbón. Estos compuestos son la fuente energética en el funcionamiento de motores de combustión interna, turbinas y calderas.

La turbina de gas es una de las mejores opciones en plantas de generación eléctrica debido a sus bajos costos de inversión inicial y de operación, bajas emisiones y sobre todo su corto tiempo de reacción, es decir, el tiempo que le lleva al sistema producir la energía eléctrica. La turbina de gas funciona bajo el principio del ciclo Brayton, donde se aspira aire del ambiente para comprimirlo y mezclarlo con el combustible, la mezcla se pasa a una cámara de combustión para quemarse a presión constante, los gases resultantes de la combustión se hacen pasar por un arreglo de álabes de descompresión que hacen girar un eje, el cual impulsa el compresor y el generador eléctrico. Dos terceras partes del trabajo mecánico producido por el eje de las alabes se utiliza para el compresor, por lo que el resto se puede aprovechar para generar energía eléctrica, es por eso que la eficiencia de trabajo de una turbina de gas varía entre el 25 y 45% [1].

La búsqueda de la mejora continua, disminución en costos, disminución de la contaminación ambiental y una inevitable disminución de los combustibles fósiles, han originado estrictas regulaciones políticas en el marco regulatorio de la generación de energía induciendo a mejorar la eficiencia de los equipos utilizados. Además del avance en el diseño de las turbinas de gas, materiales avanzados, y automatización del proceso, la ingeniería ha desarrollado una manera de incrementar la eficiencia de los procesos de generación de energía aprovechando los residuos de un proceso para hacer funcionar otro, lo cual es conocido como cogeneración. La forma más conocida de cogeneración es la de aprovechar el calor residual de una turbina de gas para producir energía térmica útil, como vapor, agua o aire caliente, y posteriormente utilizar esta energía adicional en algún proceso industrial o para incrementar la generación de energía eléctrica.

El vapor de agua ha sido utilizado durante muchos años en diferentes aplicaciones industriales, en transportación y residenciales. Fue símbolo de la revolución industrial y aunque se desarrollaron más tecnologías para el impulso de máquinas, el vapor de agua sigue siendo utilizado en diversas ramas de la industria. Algunos de sus usos son para calentar o humidificar, con aplicaciones en la industria alimenticia como fuente de cocción de alimentos y pasteurización de bebidas, como fuente de calor para procesos industriales de transformación de materia prima, para procesos de esterilización en laboratorios y campos en la agricultura, para destilación de sustancias y procesos de limpieza o refinación en productos derivados del petróleo, así como fuente de calor en sistemas de calefacción urbanos. Además es posible utilizar el vapor como fuente de energía para la producción de energía eléctrica mediante una turbina de vapor.

La manera de obtener el calor proveniente de la turbina de gas para producir vapor es mediante un recuperador de calor para generación de vapor, HRSG (Heat Recovery Steam Generator). En la Figura 1.1 muestra el esquema de un HRSG y sus componentes, donde a la entrada se tiene el flujo de los gases calientes provenientes de la turbina de gas, transfiriendo el calor a diferentes bancos de tubos con agua donde su presión y temperatura irán incrementándose hasta llegar a las condiciones requeridas.

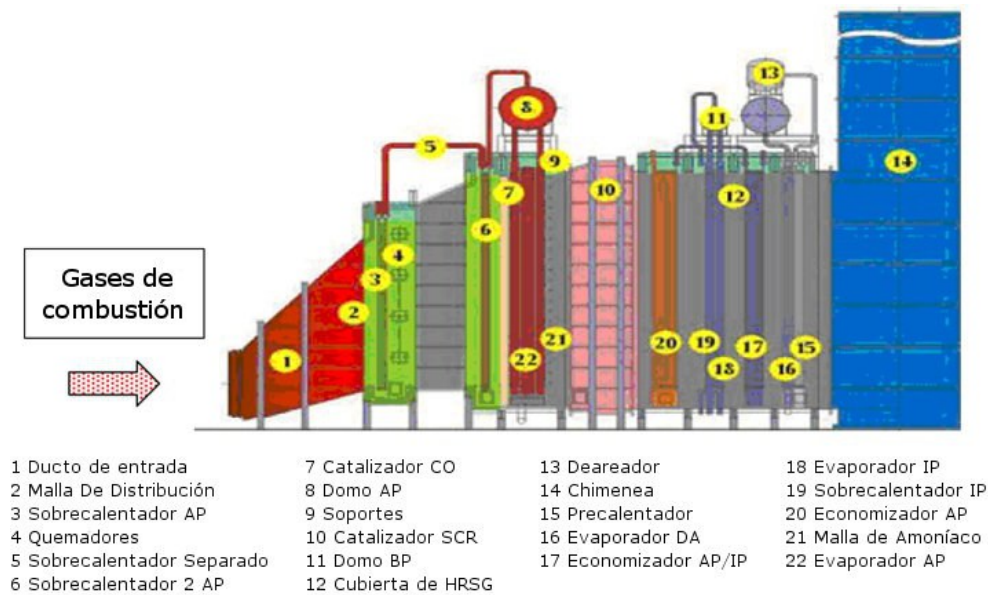


Figura 1.1. Esquema de un HRSG Horizontal [1].

En el presente trabajo se describe el desarrollo de un simulador que permita estudiar los procesos transitorios de un HRSG desde el punto de vista de la termohidráulica, lo que permitirá servir como una herramienta en la evaluación tanto de la operación de estos equipos (paros, arranques o cambios de carga) como en la metodología de la estimación de vida útil de dichos equipos.

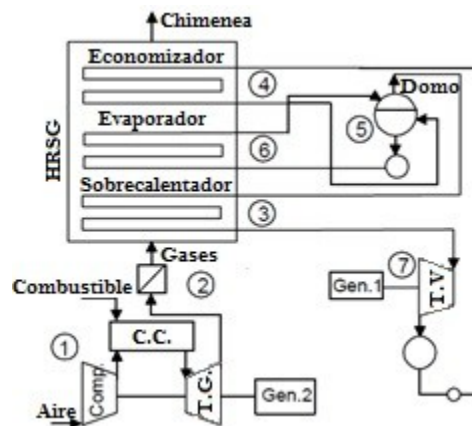


Figura 1.2. Diagrama de una configuración básica de ciclo combinado [2].

En este proyecto se analiza y modela una configuración básica de un HRSG (economizador, evaporador y sobrecalentador) usando una estrategia modular como se muestra en la Figura 1.2.

1.1. Descripción del Problema

El comportamiento de la termohidráulica de los equipos de recuperación de calor HRSG, es un proceso complejo que involucra fenómenos de transferencia de calor, flujo de fluidos y procesos termodinámicos acoplados, así como algunas de las condiciones de control del sistema. Por lo tanto, la evaluación de estos fenómenos durante los procesos de estado estable y transitorio es de suma importancia en el análisis del comportamiento de la dinámica de un equipo de recuperación de calor durante la operación de este, así como en el apoyo para la determinación de la vida útil de los equipos. Una modelación basada en los principios fundamentales de conservación de materia y energía es fundamental en la evaluación del comportamiento de todas las variables involucradas. El modelo podrá usarse para estudiar, simular, analizar y rediseñar componentes que aseguren un comportamiento térmico eficiente para lograr un aprovechamiento óptimo de recursos energéticos.

1.2. Objetivo

El objetivo principal de este trabajo consiste en desarrollar un simulador computacional basado en los principios fundamentales de la termohidráulica para evaluar el comportamiento global de un sistema sencillo de recuperación de calor (HRSG). Esto, a partir de modelos matemáticos basados en principios físicos y ecuaciones de conservación que gobiernan el diseño y funcionamiento de los sistemas recuperadores de calor.

En resumen se desea obtener una herramienta computacional (código o programa de computadora) que permita simular los efectos de estado estable y transitorio en los HRSG para cambios de carga, con el fin de analizar su comportamiento normal y anormal. La información generada por el simulador es de relevancia para hacer un estudio de la vida útil de los componentes y predecir fallas ocasionadas por concentración de esfuerzo y/o de fatiga térmica debida al paro, arranque o cambio de carga de los HRSG.

1.3. Justificación

La importancia que tiene el desarrollo de un simulador computacional para la evaluación de los transitorios de la termohidráulica de un sistema de recuperación de calor, estriba en que éste puede ser utilizado como una herramienta en el estudio y análisis de vida remanente del equipo, así como en la evaluación de curvas de arranque y paro de un sistema en condiciones seguras, es decir, sin comprometer la integridad estructural del equipo durante dichos transitorios. Además, los estudios de optimización de procesos para lograr una eficiencia adecuada en la operación de HRSG, requiere en gran parte de un buen simulador base.

Aunque los modelos son una aproximación a la realidad, se pueden utilizar para tomar decisiones de diseño que mejoren el desempeño de los equipos. La predicción en el desempeño de los recuperadores de calor permite a los diseñadores y constructores dar bases y fundamentos a sus clientes sobre el comportamiento del sistema para una operación más controlada y eficiente, así como, para garantizar mayor confiabilidad del equipo.

1.4. Antecedentes

Existen en la literatura modelos que permiten la evaluación de los procesos transitorios en equipos de generación de vapor, los cuales están basados en las ecuaciones fundamentales de la termohidráulica. Algunos de los más importantes se describen a continuación.

Starr [1] describe las bases e implicaciones en el diseño de los sistemas HRGS en plantas de ciclo combinado, describe la transferencia de calor en tubos aletados y problemas en puntos de drenaje así como efectos de la transferencia de calor en flujo de dos fases.

Mansour [2] estudia la predicción del comportamiento transitorio de las plantas CCGT, y describe modelos matemáticos del comportamiento dinámico de los componentes principales del ciclo combinado. En su estudio, describe las ecuaciones de transferencia de calor en los tubos del sobrecalentador, el evaporador y el economizador. Además, su análisis aporta un modelo matemático mejorado compuesto de una solución numérica de la ecuación unidimensional de energía no estable para gas, líquido y metal en flujo cruzado, muestra también el desarrollo de la ecuación bidimensional para las características del vapor sobrecalentado en función de la presión y temperatura. Aporta los modelos de nivel en el domo y el bucle domo-evaporador. Mansour

describe el sistema de control que controla dicha simulación numérica y cómo se comportan en el tiempo de establecimiento, sobre impulso, error de estado estable, etc. durante un cambio de carga. Su trabajo obtiene resultados acordes a mediciones de campo en una planta en El Cairo, Egipto.

Kim [3] describe modelos matemáticos para el análisis de la respuesta dinámica de los elementos de un HRSG durante el cambio de carga en el arranque, construye cálculos basado en el método de estado cuasi-estable, donde los resultados muestran la rapidez en la que se llega al estado estable del HRSG es un factor clave en la operación de estos equipos, por lo que se efectúa una simulación del proceso de control en el arranque del sistema haciendo énfasis en el nivel del domo. Su estudio propone ecuaciones para obtener temperatura de gas, vapor y metal, describe la generación de vapor en el evaporador y el domo como un solo sistema, mediante balance de energía y masa. Su simulación Utiliza subrutinas computacionales para los parámetros termodinámicos de agua/vapor y gases calientes. Además hace referencia el reporte de ESCOA [5] para coeficientes de convección en tubos aletados. Solo considera un elemento de control PID solamente. Por último, hace un análisis con datos de diseño para distintos casos, donde el arranque del HRSG es simultáneo al de la turbina de gas, o el HRSG se opera una vez que la turbina de gas alcanzó el estado estable.

Dechamps [4] expone las ventajas y desventajas de los métodos de discretización de espacio y tiempo, así como de los métodos numéricos utilizados para resolver las ecuaciones que gobiernan los intercambiadores de calor utilizados en ciclos combinados. En su estudio, utiliza un equivalente lineal de los intercambiadores de calor en lugar de un banco de tubos. Su desarrollo discretiza y muestra formas de reducir tiempo de cómputo y expone modificaciones a las ecuaciones donde existen dos fases. El mismo hace comparación de su modelo con mediciones en campo de un HRSG de presión dual arrancado en frío, obteniendo resultados muy similares.

Shin [5] hace un análisis del proceso transitorio al aumentar o disminuir la carga así como al oscilar la operación de la turbina de gas a un 10% del trabajo de un HRSG de presión dual. El modelo matemático del HRSG se basa en el método de la capacitancia discreta, no considera los cambios de temperatura y caída de presión por elemento. En su estudio, Shin describe ecuaciones de conservación de masa y absorción de calor por el fluido de trabajo así como para los domos del sistema. Utiliza un método modificado multi-variable Newton-Raphson de manera explícita para

resolver las ecuaciones no lineales. Finalmente, concluye diversas comparaciones de los resultados obtenidos mediante el software GTMASTER operando en condiciones de diseño.

Zima [6] presenta un método numérico para resolver el problema de control de temperatura del vapor sobrecalentado, involucrando el control de inyección de masa de agua para que el vapor de salida del sobre calentador sea constante cuando los parámetros de entrada de los gases de combustión varían con el tiempo, utilizando el método Regula Falsi, donde presenta el modelo matemático para el sobrecalentador a partir de balances de energía, masa y moméntum. Su trabajo muestra un modelo de intercambiador de calor en una dimensión asumiendo que todos los elementos del volumen de control reciben las mismas características de los gases calientes en flujo cruzado y utiliza un método de discretización implícita y solución iterativa. Los resultados del modelo son comparados con mediciones reales mostrando una convergencia positiva.

Marie-Noëlle [7] describe modelos de transferencia de calor para un HRSG “once-through” donde no existe domo, los módulos de sobrecalentador, evaporador y economizador son uno solo, por lo que las ecuaciones de transferencia de calor aumentan y se vuelven más complejas pues se debe estudiar los efectos de cada uno de los tubos en los diferentes sistemas.

Dieck [8] presenta el desarrollo de un modelo de una caldera a partir de los principios físicos que rigen el desempeño sistema. De este trabajo se retoma el modelo de evaporador y domo por su sencillez ya que los considera como 2 volúmenes de control con pocas variables de estado involucradas.

1.5. Alcances

La modelación y simulación del HRSG fueron acotados de acuerdo a las siguientes consideraciones:

- Se estableció un modelo matemático basado en los principios fundamentales de balance de masa, moméntum y energía, así como un modelo básico de sistemas de control para un HRSG. Dicho modelo general se conformó de modelos seleccionados de la literatura para cada uno de los módulos involucrados.

- Se propuso la estrategia de discretización de las ecuaciones gobernantes, así como los métodos numéricos para la solución de los sistemas algebraicos resultantes de la discretización de dichas ecuaciones.
- Se propusieron modelos robustos para la evaluación de las propiedades termofísicas de los gases y agua/vapor, que son integrados para la adecuada solución del modelo propuesto para el HRSG del punto anterior.
- Se realizó la programación de las subrutinas en un lenguaje de programación de alto nivel que constituyen el programa general de simulación de la dinámica de un HRSG.
- Se realizó un análisis y validación de los resultados obtenidos mediante el programa desarrollado, con base a resultados de los datos de diseño de un equipo HRSG fabricado por CERREY S.A. de C.V.

1.6. Método

Esta investigación está basada en la creación de una herramienta computacional que permita el análisis de procesos de estado estable y transitorio en un equipo HRSG real, manufacturado por la empresa CERREY S.A. de C.V. con la siguiente metodología:

- Determinación del modelo físico.
- Interpretación numérica del modelo físico.
- Programación de la herramienta computacional numérica.
- Pruebas de la herramienta.
- Validación de la herramienta con la comparación de resultados simulados y datos de desempeño de diseño en los equipos reales.

Los datos de desempeño de diseño son posibles gracias a que existe un contacto directo del fabricante y de su equipo de diseño con sus clientes, así como la disponibilidad de los equipos en funcionamiento en varios lugares del mundo.

1.7. Organización del presente trabajo

Esta tesis está dividida en 7 capítulos que se describen a continuación. El capítulo 1 muestra la introducción al trabajo, cual es el problema atacado, revisión de bibliografía, los alcances de la investigación y el método utilizado para llegar a los objetivos planteados. En el segundo capítulo se hace una descripción generalizada del funcionamiento, componentes y parámetros de un recuperador de calor HRSG. En el capítulo 3 se describen los modelos matemáticos que representan los fenómenos físicos que ocurren durante la operación de un HRSG, los cuales están basados en los principios generales de balance de masa, moméntum y energía, así como de sus ecuaciones constitutivas particulares. El capítulo 4 surge del desarrollo del simulador, es decir, como se construye un programa computacional a partir de los modelos previamente seleccionados. La simulación de un equipo HRSG conformado por un módulo sobrecalentador, evaporador, economizador, domo, atemperador y sistema de control, se refleja en el capítulo 5 para estados estables, mientras que el capítulo 6 se enfoca en una simulación de transitorios, así como la validación respecto a datos de diseño del equipo. Finalmente el capítulo 7 presenta las conclusiones y comentarios finales del trabajo.

2. Descripción General de un Recuperador de Calor (HRSG)

En este capítulo se describe de una forma general los elementos que componen un recuperador de calor, los principales mecanismos termohidráulicos que participan en el aprovechamiento de la energía de los gases provenientes de la turbina de gas, así como una descripción breve del funcionamiento del recuperador de calor (HRSG).

Una condición importante en la decisión para diseñar y construir un recuperador de calor (HRSG) estriba en determinar la cantidad de energía que ésta puede ser aprovechada a partir de los gases de desecho de una turbina de gas.

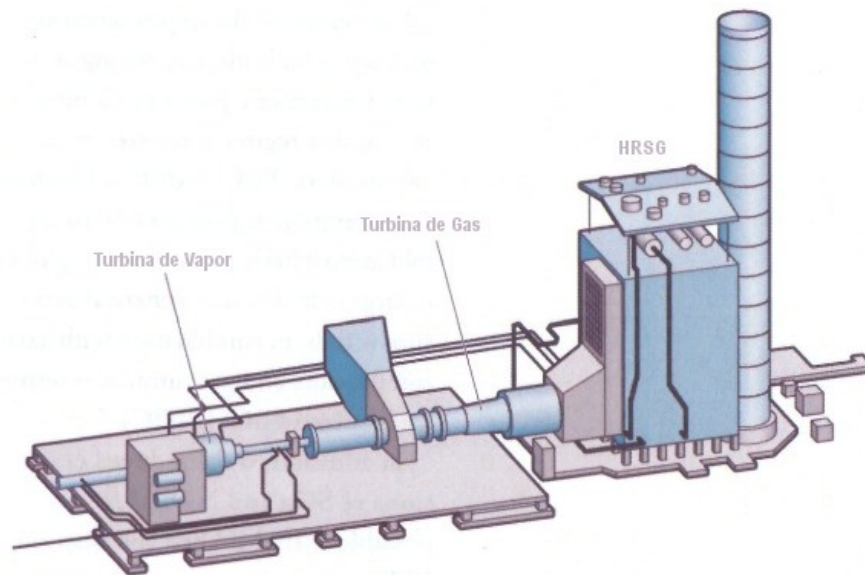


Figura 2.1. Configuración típica de HRSG [8].

El flujo de los gases varía alrededor de los 640 kg/s y con temperaturas entre los 500 y 650 °C. Comúnmente las turbinas de gas trabajan bajo el ciclo Brayton con eficiencias entre el 25 y 45%. Los gases de desecho son utilizados en un HRSG para producir vapor que es suministrado a una turbina de vapor que trabaja bajo un ciclo Rankine con el fin de producir energía eléctrica adicional. Considerando esta combinación de ciclos (ciclo combinado) la eficiencia total puede llegar a valores del 60%.

En función de la energía disponible en los gases de desecho de la turbina de gas y los requerimientos de vapor generador por el HRSG, estos equipos pueden ser diseñados y construidos con múltiples pasos de presión (alta, media y baja). Por ejemplo; para el paso de alta presión en el HRSG generalmente es considerado para el rango de 60 a 180 bares, y con temperaturas que oscilan de 500 a 600 °C. En casos particulares, con el fin de incrementar la eficiencia en los equipos HRSG, es posible colocar quemadores entre algunos de los primeros módulos del equipo, donde la temperatura de los gases puede llegar a incrementarse hasta valores de 900 °C.

Un HRSG consiste de una serie de intercambiadores de calor organizados en módulos, los cuales están formados por tubos (en su mayoría aletados) colocados de manera perpendicular a la corriente de los gases de salida provenientes generalmente de una turbina de gas. Cada módulo recibe un nombre particular de acuerdo a las características del proceso que se desarrolla en el HRSG, entre los principales se encuentran el précalentador, economizador, evaporador, sobrecalentador y recalentador. De acuerdo a cada diseño en particular un HRSG puede contener algunos de estos módulos o diferentes combinaciones de estos con base a los requerimientos particulares de diseño. El número de tubos por cada módulo se determina de acuerdo a los requerimientos termohidráulicos que permitan cumplir con las necesidades de cada cliente en particular, así como de la disponibilidad de la energía de los gases provenientes de la turbina.

El diseño de un HRSG puede ser de manera que el flujo de los gases provenientes de la turbina pasen a través de los módulos de forma horizontal o vertical. Cada arreglo tiene características particulares, sin embargo el principio general es el mismo. En un HRSG vertical los tubos se acomodan de manera que el flujo de vapor sea horizontal y perpendicular al flujo del gas como se muestra en la Figura 2.2 donde los tubos son conectados por codos de retorno. Existen cabezales de distribución para entradas y salidas de cada intercambiador de calor, lo que permite homogenizar el flujo del agua/vapor a lo ancho del módulo del recuperador con el fin de evitar gradientes térmicos que puedan distorsionarlo. Debido a que los intercambiadores de alta presión (sobrecalentadores) requieren de más calor por tener que llevar el vapor a condiciones altas de presión y temperatura, se les ubica en el fondo del arreglo para recibir el calor recién salido de la turbina de gas. En cambio, los economizadores que requieren menos calor se ubican en la parte final del HRSG, donde solo recuperan el calor necesario para llevar el agua a un punto cercano a la evaporación, la cual posteriormente es suministrada al evaporador, el cual es ubicado generalmente entre el

sobrecalentador y el economizador, donde se obtiene la suficiente energía para evaporar el agua a una presión constante.

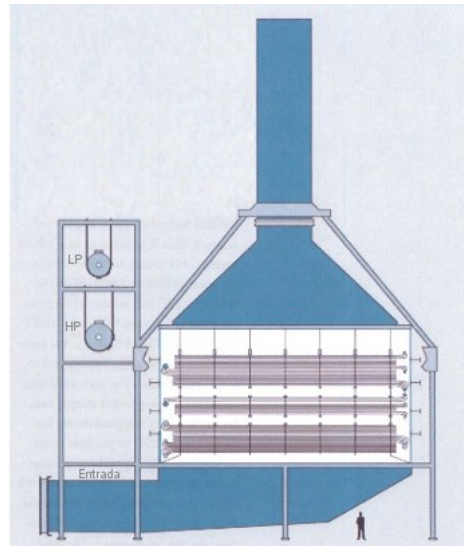


Figura 2.2. HRSG Vertical [8].

Por otro lado, un HRSG horizontal sigue el mismo principio que el mencionado anteriormente para recuperadores verticales, donde los gases de desecho de la turbina son hechos pasar perpendicularmente por unos bancos de tubos colocados de manera horizontal. En este caso un HRSG del tipo horizontal puede clasificarse en 2 tipos diferentes, el forzado (también llamado asistido), el cual consiste en que la circulación de agua en el evaporador se realiza mediante el apoyo de una bomba que provoque que el agua circule forzadamente por la zona de evaporación, y el natural, definido así por el tipo de circulación que el agua tiene a través del banco de evaporación, donde el agua es tomada directamente de la parte más baja del domo a través de tubos descendentes, y es pasada a través del banco de tubos ascendentes para su evaporación, por lo que se forma un circuito de circulación natural por la diferencia de densidades del agua. Este trabajo está basado en la configuración horizontal.

Los domos son tanques colectores de agua y vapor, su función es separar las fases del agua y distribuirlo a los intercambiadores de calor adecuados, el vapor es tomado de la parte superior del domo y es enviado al sobrecalentador mientras que el fluido en fase líquida es enviado al fondo del evaporador. Los domos pueden utilizar ambos tipos de circulación y pueden ser utilizados en ambos tipos de HRSG. La Figura 2.3 muestra el arreglo de domo y evaporador.

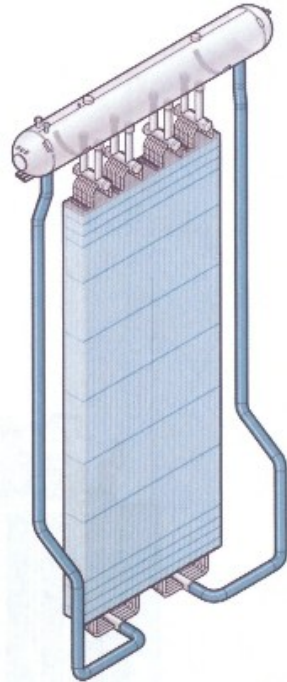


Figura 2.3. HRSG con domo [8].

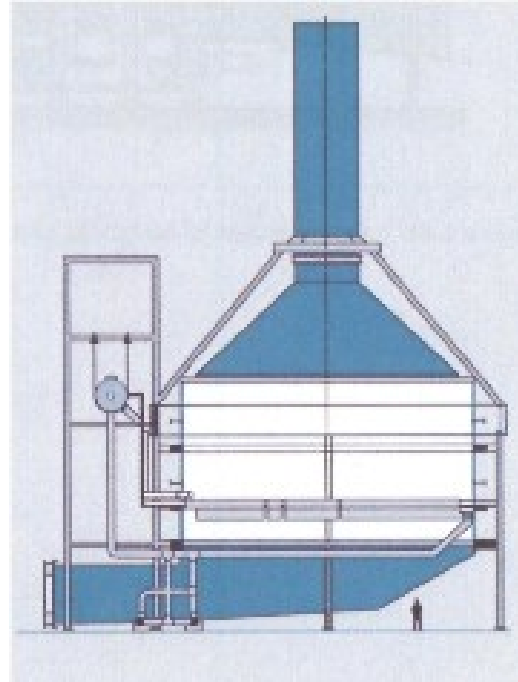


Figura 2.4. Evaporador de un solo paso
circulación forzada [8].

Un aspecto muy importante en el diseño y construcción de un HRSG es relacionado con el combustible utilizado en la turbina de gas, ya que de ello dependerá la cantidad de energía remanente en los gases de desecho de esta que será aprovechada por el recuperador de calor.

Actualmente, la tecnología de las turbinas de gas permite utilizar combustibles, tales como: gas natural, aceites ligeros o gas sintético creado por la gasificación de carbón, donde las emisiones generadas por estos combustibles impactan directamente la geometría de los intercambiadores de calor dentro del HRSG. Dependiendo del tipo de combustible, los tubos deberán respetar un arreglo que permita procesos de limpieza como lavado con agua y soplado de cenizas cuando por ejemplo se quema aceite, el diseño de áreas aletadas deberá respetar esta última condición incluso si no se llega al punto más óptimo del desempeño.

Un punto muy importante durante el diseño de un HRSG consiste en garantizar que en ninguna de las etapas de intercambio de calor (principalmente en la parte final donde la temperatura de los gases es menor) se llegue a valores de temperatura de punto de rocío ("Dew Point") en los gases, ya

que este promueve la formación principalmente de ácido sulfúrico que puede provocar problemas de corrosión al equipo en un tiempo relativamente corto.

Finalmente, un factor muy importante en un HRSG es la disponibilidad a la variación de carga, el equipo puede permanecer en carga estable, rampas, picos de servicio o ciclos diarios, y donde cada uno de estos debe considerarse en el diseño del HRSG. El arreglo físico de los componentes permite limitar los esfuerzos térmicos, esfuerzos por fatiga y esfuerzos por fluencia, que el equipo sufrirá con el paso del tiempo. Conociendo el tipo de servicio que el equipo tendrá, el diseño se puede ajustar para minimizar el impacto de estos factores mediante el uso adecuado de materiales, arreglos y procedimientos de operación.

2.1. Fundamentos del funcionamiento de un HRSG

Las condiciones de diseño incluyen parámetros del desempeño térmico y requerimientos de la carga de vapor, límites de capital y restricciones de espacio. Para encontrar la solución óptima al diseño de un HRSG se tienen 3 aspectos dominantes:

- Uso extensivo de superficies aletadas para obtener la máxima recuperación de calor por convección.
- Un énfasis a las pérdidas de presión del lado del gas para no afectar a la turbina de gas debido al efecto de contra presión.
- Distribuir áreas de transferencia de calor en distintas secciones para optimizar la transferencia de calor a cada nivel de temperatura a través del HRSG.

Un HRSG se conforma de distintos intercambiadores de calor, distribuidos a lo largo del paso de los gases de descarga de la turbina, cada intercambiador se ubica en una zona de temperatura donde su ubicación y características físicas deben cumplir el objetivo de minimizar el área necesaria para el aprovechamiento máximo del calor. Estos intercambiadores transfieren la energía de los gases de descarga de la turbina al fluido de trabajo (Agua).

Como se comentó anteriormente, un HRSG puede contener distintos niveles de presión, donde cada nivel se conforma de un precalentador, economizador, evaporador, sobrecalentador y recalentador. La Figura 2.5 muestra un circuito típico para un HRSG. Aquí, el agua es bombeada al HRSG desde un tanque de alimentación o desde uno de los domos de baja presión. El fluido entra

por el economizador mediante cabezales de distribución a los tubos del intercambiador de calor, los tubos pueden estar arreglados en línea, o tresbolillo. El propósito del economizador es el de llevar el agua muy cerca al punto de saturación al domo el cual redirige el flujo hacia los tubos descendentes que alimentan al evaporador. En los tubos del evaporador se lleva el fluido al punto de ebullición y mediante la disminución en la densidad, el vapor sube de manera natural al domo, debido a la existencia de las fases líquida y gaseosa del fluido dentro del domo se crea un ciclo domo-evaporador. Válvulas colocadas a la salida o entrada del economizador regulan el nivel del domo mediante la manipulación del área de flujo para mantener la demanda de vapor del HRSG.

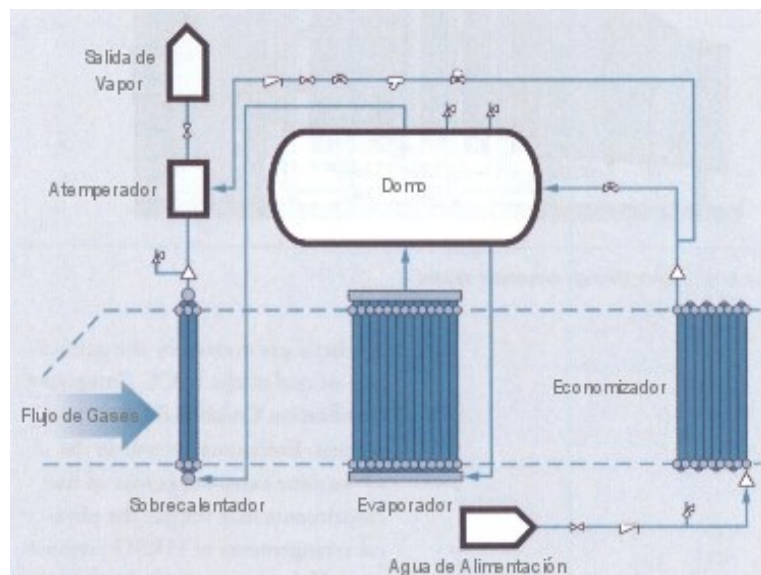


Figura 2.5. Circuito típico de agua [8].

Dentro del domo se colocan dispositivos para separar el agua del vapor. Mientras que el agua se drena a la parte baja del domo, al vapor se le puede encontrar en la parte superior para ser enviado al sobrecalentador. Este vapor en saturación se lleva al punto del sobrecalentamiento para elevar su energía. Al igual que los economizadores, puede haber múltiples sobrecalentadores para satisfacer el desempeño requerido, se conforma también de tubos aletados conectados por cabezales que distribuyen el vapor a la entrada y salida del intercambiador.

Debido a los requerimientos de temperatura tanto del vapor como del metal, es posible regular dicho parámetro mediante un atemperador, cuyo funcionamiento se basa rociar agua de los economizadores para controlar la temperatura a la demandada de vapor a un valor determinado.

Por otro lado, los gases de combustión entran al HRSG mediante un ducto que distribuye uniformemente los gases en el área transversal del ducto que contiene los intercambiadores. Este ducto dependerá de la configuración y desempeño de la turbina a gas. El flujo puede ser regulado mediante la manipulación del área transversal del ducto gracias a una compuerta que es controlada en base a la demanda del HRSG. El flujo de gases va perdiendo energía representada por la disminución de temperatura, esto debido a los intercambiadores de calor que buscan transferir la máxima cantidad energía posible al agua/vapor. De esta manera el flujo de gases saldrá del HRSG por una chimenea la cual tiene la función de minimizar el impacto ambiental que los gases de combustión pueden ocasionar, como altas temperaturas, contaminación por emisiones y ruido. La Figura 2.6 muestra el recorrido de los gases a través de los distintos módulos de un HRSG y el flujo del agua-vapor en sus componentes.

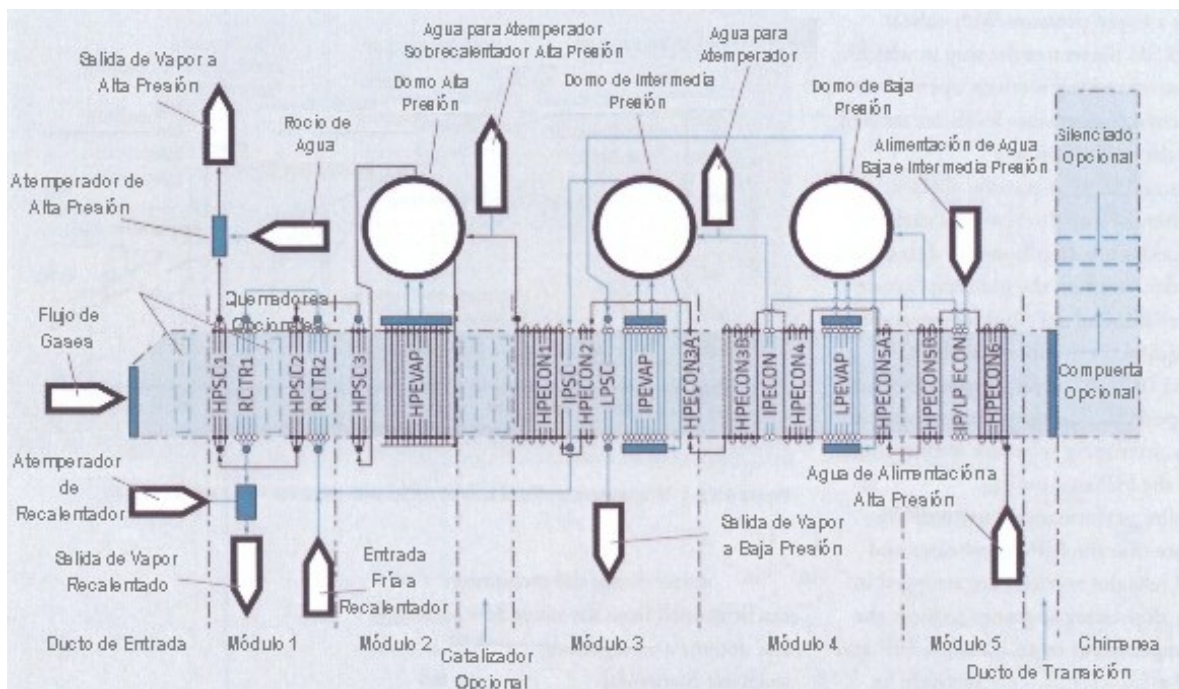


Figura 2.6. Flujo de gases y agua a través de los componentes de un HRSG de 3 etapas [8].

El diagrama de la Figura 2.7 muestra un perfil de temperatura al cruzar los distintos módulos de intercambio de calor. Se ilustra las secciones del sistema y los rangos de temperatura a la cual trabajan.

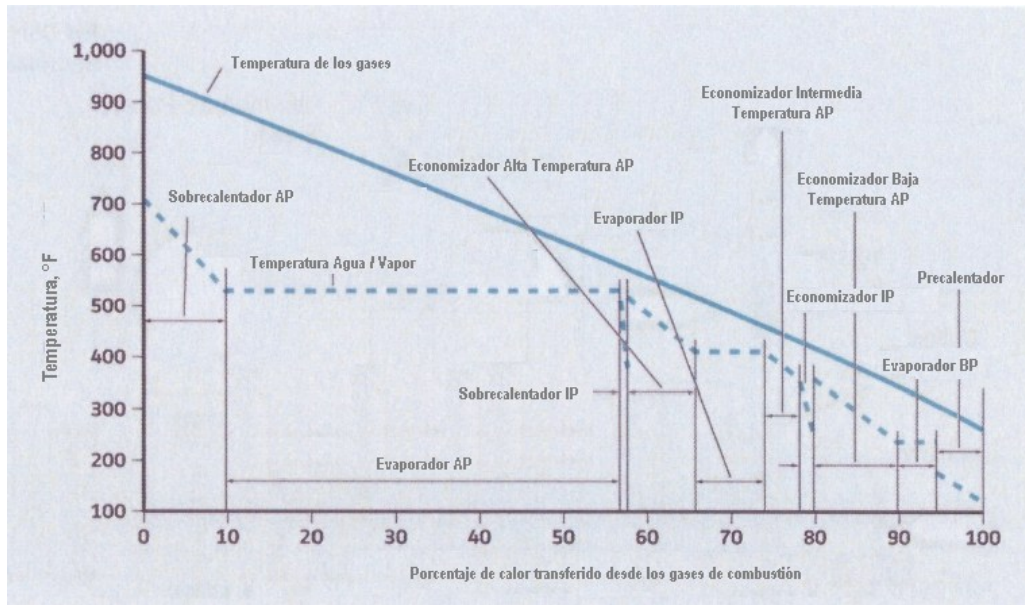


Figura 2.7. Perfil de temperatura de un HRSG a triple nivel de temperatura [8].

Como una forma de reducir el riesgo de tener temperaturas cercanas al punto de rocío en gases, generalmente se utiliza la recirculación para evitar el fenómeno de condensación de los gases de descarga de la turbina típicamente en economizadores de baja presión. La recirculación consta en volver a pasar el fluido de la salida de un intercambiador de vuelta a su entrada mediante una bomba. De esta manera se regula la temperatura de los gases de escape para evitar llegar al punto de rocío.

2.2. Concepto básico de control en HRSG

Un HRSG por lo general se opera mediante un sistema de control distribuido. Dependiendo de la configuración de la planta el HRSG puede ser un ciclo combinado con o sin una turbina de vapor. La función del sistema de control es la de coordinar el funcionamiento de la turbina de gas para la generación de energía eléctrica, junto con el HRSG para satisfacer el vapor demandado por un proceso o una turbina de vapor, para incrementar la generación de energía eléctrica.

El sistema de control se divide, en principio, en: nivel de domo, temperatura de vapor, purgas, drenaje y alivio de vapor, así como control de temperatura en precalentadores, control de quemadores auxiliares y control en la compuerta de los gases de descarga de la turbina. El sistema de control manipula las válvulas, como por ejemplo, de agua de alimentación y combustible,

válvulas motorizadas para las compuertas, purgas y alivios, así como válvulas neumáticas de atemperadores, entre otras.

Cuando se genera un arranque en frío, es típico que el HRSG se arrancque junto con la turbina de gas, para ello se abre la chimenea y la compuerta de entrada de los gases de desecho al HRSG (en caso de contar con compuerta), se alimenta el HRSG con agua hasta los puntos estipulados por diseño, se arranca la turbina y se permite el paso de los gases al HRSG para su arranque manteniendo en operación los sistemas de drenaje y alivios (principalmente abiertos), así como los sistemas de control en los niveles de domo.

Los valores para el nivel del domo se actualizan automáticamente de acuerdo a la demanda de vapor, evitando cualquier sobrestimación y malas lecturas del nivel por parte de los equipos de medición, y donde el control del nivel en el domo se corrige generalmente mediante la presión. Se monitorea el nivel en el domo y se manipula el flujo de agua de alimentación al domo para mantener un nivel deseado. Las variables principales de control pueden ser el flujo del vapor principal, el flujo de alimentación de agua al domo y el flujo de agua al atemperador, para la compensación de temperatura y presión, y por su puesto medición del nivel en el domo. El control del nivel en el domo regula el flujo de agua de alimentación para mantener el nivel durante el funcionamiento del HRSG. Para obtener el mejor beneficio de este sistema de 3 elementos el flujo de alimentación debe ser proporcional al flujo de vapor que sale del HRSG permitiendo modificaciones debido a las irregularidades en el nivel del domo resultantes de un cambio de carga.

El mejor sistema de control en el nivel del domo se logra mediante un balance de masa:

- Válvulas de agua de alimentación: estas válvulas se abren y cierran para mantener un nivel adecuado en el domo.
- 1 elemento: cuando el flujo de vapor es menor al 30% de lo normal, el sistema de un solo elemento entra en acción.
- 3 elementos: cuando el flujo de vapor es mayor al 30% de lo normal, el sistema de 3 elementos entra en acción, donde el flujo de vapor menos el flujo de agua de alimentación se comparan mediante un balance de masa y se regulan por medio de las válvulas de alimentación, ya sea cerrándolas o abriéndolas.

Por otro lado, la temperatura del vapor a la salida del HRSG puede ser controlado mediante un atemperador al final de la etapa de sobrecalentamiento, o a la mitad del mismo. La función del bloque de control en el atemperador es el de regular la temperatura y flujo de salida del vapor a los parámetros definidos por la demanda, bloqueando o abriendo válvulas de flujo de agua que es atomizada en esta etapa.

2.3. Consideraciones de diseño en las características termohidráulicas de un HRSG

La longitud y cantidad de tubos a lo ancho del HRSG son determinados en base a la caída de presión permitida en el lado de los gases. El diámetro del tubo se determina basado en la velocidad, transferencia de calor y caída de presión del fluido interno, y los límites de los procesos de manufactura.

2.3.1. Velocidad de agua líquida y vapor

Las dimensiones en los tubos y cabezales de los bancos toman en cuenta todos los casos de operación, flujo continuo y estable, picos, caídas, cargas parciales, etc. que influyen en los diferentes comportamientos de la presión del fluido. Se ha observado que durante casos de picos en la carga, la velocidad del agua puede aumentar hasta un 30% de la carga continua y hasta 65% para el vapor, lo que repercute en el comportamiento global del HRSG.

2.3.2. Temperatura del metal y materiales

Los materiales juegan un papel importante en el comportamiento de un HRSG por lo que también deben tomarse en cuenta para los distintos casos de operación del equipo. Una vez determinadas las dimensiones, el material puede ser elegido de acuerdo a la máxima temperatura a la que será sometido, mientras que el espesor se define con base al código aplicable de diseño (por ejemplo el código ASME) y cálculos mecánicos apropiados para asegurar una integridad estructural.

2.3.3. Distribuidor de flujo en economizadores y sobrecalentadores

Para asegurar una distribución apropiada del fluido dentro de los intercambiadores, se instalan una serie de conexiones entre los cabezales de cada módulo para obtener los parámetros de velocidad y caídas de presión adecuados.

Los materiales comúnmente utilizados para el diseño y fabricación de un HRSG son aleaciones de hierro, desde aceros al carbón, aceros de baja aleación, aceros inoxidable, hasta aquellos ferríticos mejorados para soportar la fluencia del esfuerzo térmico. Estos materiales se utilizan en tubos, aletas, cabezales, conductos, domos, soportes estructurales, etc.

2.3.4. Temperatura diferencial de evaporación (Pinch & Approach)

Existen dos diferencias de temperaturas críticas que influyen la cantidad de vapor generado en cada nivel de presión:

- Pinch: es la diferencia de la temperatura del gas a la salida de una zona de evaporación y la temperatura a la que ocurre la ebullición (temperatura de saturación). Influye fuertemente en la cantidad de área de transferencia de calor en la zona de evaporación. Diseños actuales manejan un rango de 5 a 15 °C.
- Approach: es la diferencia entre la temperatura de líquido saturado en la zona de evaporación y la temperatura de alimentación. Influye en la cantidad de superficie requerida por un economizador, con crecimiento exponencial para temperaturas Approach bajas. Esta diferencia se encuentra entre los 5 y 15 °C.

2.3.5. Domo

El circuito de evaporación en un HRSG involucra al domo, el cual asegura la pureza de vapor y reduce las sobretensiones en el equipo durante un arranque en frío. La Figura 2.8 muestra configuración de un domo típico, donde el agua de alimentación se distribuye a lo largo de todo el domo mediante un cabezal de distribución de manera que el flujo es dirigido a la parte inferior del

domo para minimizar la turbulencia y crear un patrón de circulación. El agua en fase líquida y estado saturado es enviada a los tubos descendentes (downcomers). En el lado de vapor saturado, este es hecho pasar por una serie de separadores para disminuir hasta donde sea posible su humedad antes de que este sea enviado a los sobrecalentadores para incrementar su energía y secado. El domo es equipado con válvulas de control e instrumentos de medición para mantener un nivel adecuado.

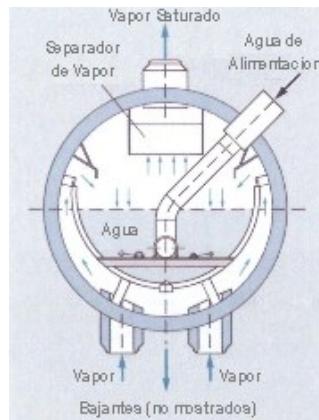


Figura 2.8. Arreglo interno de un domo típico [8].

2.3.6. Atemperador

El atemperador se utiliza para controlar la temperatura de vapor en los circuitos de sobrecalentamiento de un HRSG. Para esto, se rocía agua con baja entalpía directamente en el flujo de vapor que permite reducir la energía del vapor hasta los parámetros requeridos del proceso. Por lo que el atemperador debe ser ubicado en una zona que asegure la evaporación del agua rociada antes de llegar a la turbina o un proceso secundario que ponga en riesgo la integridad del sistema.

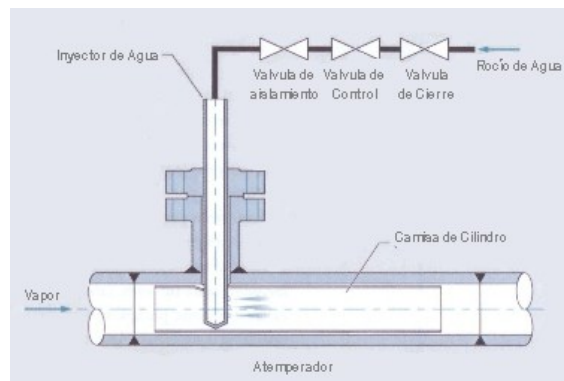


Figura 2.9. Atemperador [8].

2.3.7. Ductos

Además de la carcasa que encierra a todos los circuitos de intercambio de calor de un HRSG en si, existen otras dos secciones a considerarse:

- Ducto de entrada: esta sección es la transición entre la salida de los gases de la turbina de gas y la entrada al primer módulo de intercambiadores de calor (sobrecalentadores). Este ducto diverge rápidamente en forma horizontal para cubrir la geometría de los intercambiadores de calor, se equipa con un difusor que distribuye el flujo másico de los gases de forma uniforme para obtener un desempeño térmico optimizado. Debe ser corto para ahorrar espacio y costos de fabricación. Se fabrica con paneles de acero al carbón y se incluye aislamiento para evitar pérdidas de calor al ambiente.
- El ducto de salida: En este ducto ocurre la transición de la salida de los gases del HRSG a la chimenea. Su geometría debe generar una disminución en el área transversal y hacer el cambio de la dirección de los gases de horizontal a vertical (HRSG vertical) así como el cambio en el patrón de área transversal del HRSG (rectangular) al área transversal de la chimenea (circular)

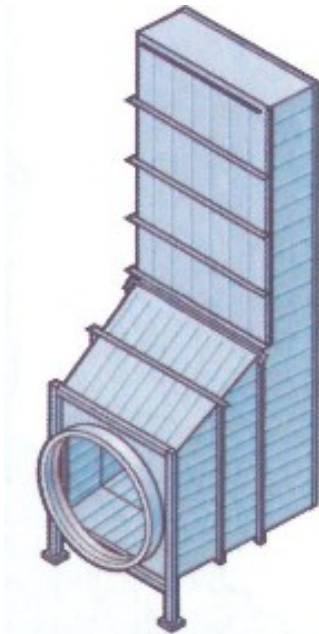


Figura 2.10. Ducto de entrada [8].



Figura 2.11. Chimenea [8].

2.3.8. Chimenea

La chimenea es el componente final de un HRSG, su función es la de enviar los gases de escape a la atmósfera. Típicamente, las torres de enfriamiento tienen la forma de cilindros verticales con alturas de 40 a 60 metros, la cual depende de los requerimientos y permisos otorgados para la liberación de los gases al ambiente. Aunque el diámetro también depende de permisos ambientales, su principal factor de diseño es la velocidad de los gases y la contrapresión que generará sobre los gases de salida a la turbina.

La chimenea se construye comúnmente de acero al carbón debido a las temperaturas y presiones del proceso. Se ancla desde la parte inferior y solo se utiliza aislante en ambientes muy fríos o de mucha corrosión y puede incluir los siguientes equipos:

- Silenciador: reduce el ruido generado por el proceso a niveles aceptables.
- Compuerta de gases: protege a los equipos internos durante paros del equipo.
- Plataformas: permite acceso a zonas de la chimenea.
- Puertas de acceso: dan acceso al HRSG o sistemas de la chimenea.

3. Modelación de los sistemas del HRSG

En este capítulo se describen los modelos matemáticos que representan los fenómenos físicos que ocurren durante la operación de un HRSG, los cuales están basados en los principios generales de balance de masa, moméntum y energía, así como de sus ecuaciones constitutivas particulares que permiten captar el comportamiento físico de fenómenos específicos como la transferencia de calor, la pérdida de presión etc. Adicionalmente se describe de una manera general el modelo de control utilizado en este trabajo.

Así también, se describe la discretización de los modelos matemáticos para poder obtener una representación algebraica, la cual pueda ser resuelta mediante métodos numéricos estándar aplicados en ingeniería y obtener valores numéricos representativos del comportamiento transitorio de las variables relevantes en los procesos termohidráulicos de un HRSG. La representación algebraica de los modelos del HRSG son programados mediante el lenguaje de programación de alto nivel Fortran de una manera estructurada.

3.1. Intercambiadores de Calor

Como se mencionó al principio de este documento, un HRSG está principalmente constituido por módulos de intercambiadores de calor, por lo que la modelación matemática de estos módulos se basa en los principios fundamentales de transferencia de calor y la dinámica de fluidos (Termohidráulica), así como las propiedades térmicas de los materiales y termofísicas del agua.

Debido a que los fenómenos físicos presentes en un HRSG son representados principalmente por modelos matemáticos no lineales, hacen complejo el sistema de ecuaciones que describen la dinámica del comportamiento en un HRSG, por lo que con el propósito de simplificar las ecuaciones es necesario hacer algunas suposiciones. Para el caso de la transferencia de calor en los módulos se hacen las siguientes consideraciones:

- La inercia de los gases calientes es despreciable.
- No se considera la pérdida de calor a los alrededores del HRSG.
- El flujo de los gases de combustión tiene una distribución homogénea en el área de intercambio con los tubos.

- Los gases de combustión provenientes de la turbina se consideran con un comportamiento de gas ideal a 1 atm de presión.
- Se supone que los tubos en una cama distribuida son idénticos, es decir, el flujo másico de agua/vapor se divide entre el número de tubos que salen de un cabezal y la cantidad de gases calientes entre tubos es la misma.
- En cada uno de los módulos se considera que: en el economizador existe agua líquida saturada, en el evaporador se asumen dos fases a condiciones de saturación, y en sobrecalentador se considera solo vapor sobrecalentado, con la excepción del volumen de control del atemperador.

Es importante mencionar que el flujo de gases provenientes de la turbina tiene una pérdida de presión a lo largo del proceso de intercambio de calor con los módulos, sin embargo, el enfoque de este trabajo se inclina más a el lado interno de los intercambiadores de calor, por lo que se considera que la velocidad, presión y composición de los gases de combustión es igual a la condición de entrada al primer módulo.

El sobrecalentador y economizador se consideran como grandes intercambiadores de calor donde el flujo de gas sigue trayectorias como las mostradas en la Figura 3.1. El agua fluye a través de una serie de bancos de tubos aletados en dirección normal al flujo de gases calientes provenientes de la turbina. Los bancos de tubos son paralelos entre ellos y están unidos mediante conexiones tipo U.

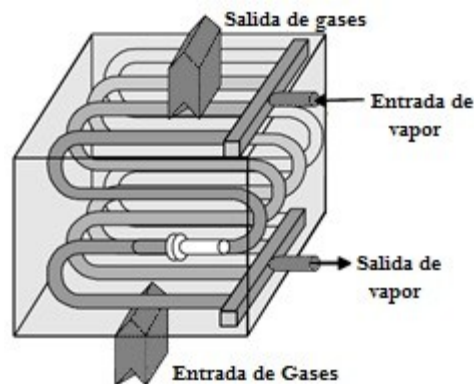


Figura 3.1. Flujo cruzado multipaso para el sobrecalentador y economizador [2].

Los intercambiadores se pueden dividir en pequeños volúmenes de control que serán la base de la integración de las ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor. La Figura 3.2 muestra un

mallado de un corte transversal a un intercambiador de calor donde se ha considerado que los tubos son idénticos entre ellos, por lo que solo es necesario analizar un tubo por cabezal de distribución. En la Figura 3.3 se muestra una representación del volumen de control utilizado en la discretización de las ecuaciones en cada uno de los módulos del HRSG. Las ecuaciones de energía en el plano x-y para el gas, el agua y el metal han sido reportadas por [2] y se ilustran a continuación:

Para el gas:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \gamma u_g \frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{\dot{Q}_{gm}}{\rho_g V_g c_v} + \frac{\lambda_g}{\rho_g c_v} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.1)$$

Para el agua:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_f \frac{\partial T}{\partial x} = -\frac{\dot{Q}_{fm}}{\rho_f V_f c_p} + \frac{\lambda_f}{\rho_f c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \quad (3.2)$$

Para el metal:

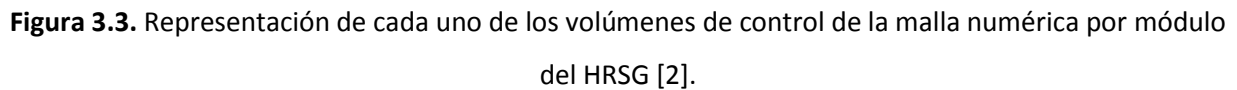
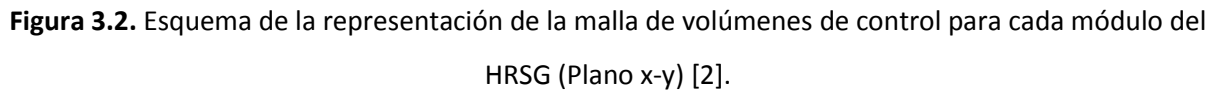
$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{gm} + \dot{Q}_{fm}}{\rho_m V_m c_m} + \frac{\lambda_m}{\rho_m c_m} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \quad (3.3)$$

El elemento de los tubos es tratado como un sistema agrupado debido a que el número de Biot (relación de transferencia de calor por conducción de un cuerpo y la transferencia de calor por convección en la superficie de dicho cuerpo) es menor que 0.1. La tasa de calor transferido de los gases calientes al tubo metálico es:

$$\dot{Q}_{gm} = A_o h_{gm} (T_g - T_m) \quad (3.4)$$

Para la transferencia de calor del tubo al fluido interno es determina como:

$$\dot{Q}_{fm} = A_i h_{fm} (T_f - T_m) \quad (3.5)$$



28

entre puntos dentro del dominio con el siguiente esquema donde “t” es el paso en el tiempo e “i” es el paso en el espacio:

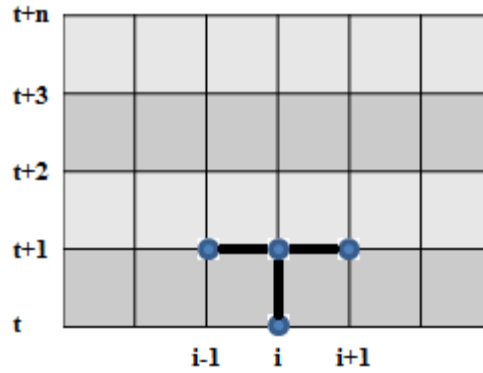


Figura 3.4. Esquema del método implícito BTCS [11].

De esta manera se llega a la aproximación de una ecuación diferencial parcial por diferencias finitas y donde cada término parcial de las ecuaciones (3.1) a (3.3) es representado por:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \varphi} = \frac{\theta_i^{t+1} - \theta_i^t}{\Delta \theta} \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial \varphi^2} = \frac{\theta_{i-1}^{t+1} - 2\theta_i^{t+1} + \theta_{i+1}^{t+1}}{\Delta \theta^2} \quad (3.7)$$

Donde θ es cualquier propiedad y φ es cualquier parámetro.

Es con la representación anterior que se obtienen las ecuaciones algebraicas para la transferencia de calor en los bancos de tubos:

- Gas

$$T_{g,i,j}^t = -bT_{g,i,j-1}^{t+1} + a_p T_{g,i,j}^{t+1} - aT_{g,i,j+1}^{t+1} - sT_{m,i,j}^{t+1} \quad (3.8)$$

Donde,

$$a = \frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_g} \quad b = \frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} + \frac{\gamma \dot{m}_g \Delta t}{\rho_g V_e N_x N_r} \quad s = \frac{A_0 h_{gm} \Delta t}{\rho_g V_g c_v} \quad a_p = 1 + a + b + s \quad (3.9)$$

- Metal

$$T_{m,i,j}^t = -aT_{m,i-1,j}^{t+1} + a_p T_{m,i,j}^{t+1} - aT_{m,i+1,j}^{t+1} - bT_{g,i,j}^{t+1} - sT_{f,i,j}^{t+1} \quad (3.10)$$

Donde,

$$a = \frac{\lambda_m \Delta t \Delta y}{\rho_m c_m V_m} \quad b = \frac{A_o h_{gm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} \quad s = \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} \quad a_p = 1 + 2a + b + s \quad (3.11)$$

- Agua/Vapor

$$T_{f,i,j}^t = -bT_{f,i-1,j}^{t+1} + a_p T_{f,i,j}^{t+1} - aT_{f,i+1,j}^{t+1} - sT_{m,i,j}^{t+1} \quad (3.12)$$

Donde,

$$a = \frac{\lambda_f \Delta t D_i}{\rho_f c_p V_f} \quad b = \frac{\lambda_f \Delta t D_i}{\rho_f c_p V_f} + \frac{\dot{m}_f \Delta t}{\rho_f V_f N_t} \quad s = \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_f V_f c_p} \quad a_p = 1 + a + b + s \quad (3.13)$$

Para ver la discretización completa, ver “Apéndice A. Discretización de ecuaciones en los intercambiadores”.

Ordenando la representación algebraica de estas ecuaciones para cada uno de los puntos de discretización se obtiene una matriz tridiagonal, la cual se resuelve mediante un algoritmo estándar basado en el método de eliminación de Gauss [10]. Por ejemplo se toma la ecuación (3.12) en base al plano x-y de la Figura 3.2:

$$\begin{bmatrix}
a_{p_{25}} & a_{25} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
b_{242} & a_{p_{24}} & a_{24} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & b_{23} & a_{p_{23}} & a_{23} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & b_i & a_{p_i} & a_i & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_6 & a_{p_6}
\end{bmatrix}
\begin{bmatrix}
T_{f,25}^{t+1} \\
T_{f,24}^{t+1} \\
T_{f,23}^{t+1} \\
\vdots \\
T_{f,i}^{t+1} \\
\vdots \\
T_{f,6}^{t+1}
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
T_{f,25}^t + bT_{f,25}^{t+1} + sT_{m,25}^{t+1} \\
T_{f,24}^t + sT_{m,24}^{t+1} \\
T_{f,23}^t + sT_{m,23}^{t+1} \\
\vdots \\
T_{f,i}^t + sT_{m,i}^{t+1} \\
\vdots \\
T_{f,6}^t + sT_{m,6}^{t+1}
\end{bmatrix}
\quad (3.14)$$

La ecuación (3.14) muestra la representación de la matriz tridiagonal formada mediante la discretización de las ecuaciones diferenciales que gobiernan el mecanismo de transferencia de calor en los tubos de los bancos de un HRSG para el elemento de agua/vapor.

Las condiciones de frontera son aquellas que determinan límites o valores conocidos de entrada al sistema a lo largo del tiempo de análisis. Estas condiciones dependerán del momento del análisis pues el sistema de control regula temperaturas y flujos de entrada para mantener una estabilidad a la demanda del equipo que pueden variar respecto al tiempo, es decir, es necesario acoplar estas condiciones de frontera entre los módulos que conforman el HRSG.

Esta información nos permite evaluar el comportamiento de la temperatura en el banco de tubos en cada incremento de tiempo, es decir, su comportamiento transitorio. Debido a que se tienen los tubos divididos en celdas, es posible construir un perfil de temperaturas a partir de la solución de la matriz de temperatura para metal.

Un punto muy importante es determinar la configuración del intercambiador que se va a simular, generalmente se tienen arreglos como el de la Figura 3.1, donde el tubo actúa como un serpentín entre los gases calientes, pero existen casos donde los tubos pueden ir en una sola dirección, es decir, sin seguir el perfil de serpentín e ir directamente al cabezal de salida, como es el caso del evaporador y algunas veces los sobrecalentadores. En estos casos es cuestión de especificar al algoritmo de solución que no hay un regreso en “U”, y colocar adecuadamente las condiciones de entrada y salida a cada tubo, así como un cálculo adecuado del flujo interno del agua/vapor que es dividido de diferente manera al de la configuración de un serpentín.

3.2. Coeficientes de transferencia de calor

Generalmente en los HRSG pueden utilizarse diferentes configuraciones en los tubos de los bancos de transferencia de calor, como pueden ser, tubos con aletas continuas, serreteados o tubos lisos, esto dependiendo de las necesidades propias del proceso de recuperación de calor. Para poder simular el comportamiento de estas configuraciones en un programa de cómputo, es necesario utilizar correlaciones empíricas que determinen los coeficientes convectivos de transferencia de calor, principalmente para el lado de gases, tal y como se muestra a continuación.

El coeficiente de transferencia de calor entre los gases externos y el tubo aletado se obtiene mediante la correlación de Zukauskas [8]:

$$h_{gm} = \frac{\lambda}{D_o} E * B * Re^C * Pr_g^D \quad (3.15)$$

Tabla 3.1. Coeficientes para la correlación de Zukauskas [9].

Arreglo Tresbolillo									
Reynolds		B				C		D	
10-500		1.04				0.4		0.36	
1000-200000, Pt/PI < 2		.35(Pt/PI)^0.2				0.5		0.36	
1000-200000, Pt/PI > 2		0.4				0.6		0.36	
> 200000		0.022				0.84		0.36	
Arreglo En línea									
Reynolds		B				C		D	
0.4-4.0		0.989				0.330		1/3	
4.0-40.0		0.911				0.385		1/3	
40.0-4000.0		0.683				0.466		1/3	
4000.0-40000.0		0.193				0.618		1/3	
40000.0-400000.0		0.0266				0.805		1/3	
Coef. E	N _{camas} =1	2	3	4	5	7	10	13	>16
En línea	0.7	0.8	0.9	0.9	0.9	1	1	1	1
Tresbolillo	0.64	0.8	0.8	0.9	0.9	1	1	1	1

Donde el número de Reynolds en el lado de los gases se calcula bajo la velocidad máxima entre tubos:

$$V_{max} = \frac{Pt}{Pt - D_o} V \quad (3.16)$$

Como se había mencionado anteriormente, los tubos utilizados en los intercambiadores de calor tienen la característica de ser generalmente aletados, los parámetros que caracterizan a las aletas (configuración geométrica) influyen en la cantidad de área disponible para la transferencia de calor de los gases provenientes de la turbina al agua/vapor que circula dentro de los tubos.

Para el caso de la transferencia de calor entre el tubo y el agua o vapor, se utiliza la correlación de Dittus-Boelter de convección:

$$h_{fm} = 0.23 \frac{\lambda}{D_i} Re^{4/5} Pr^n \quad (3.17)$$

Donde n es igual a 0.4 para fluidos más fríos que el tubo (enfriamiento) y 0.33 para el caso contrario (calentamiento).

3.3. Propiedades Termodinámicas y Termofísicas

Debido a que las propiedades termofísicas de los elementos que participan en el intercambio de calor varían con la temperatura, es necesario adoptar modelos que describe la termodinámica del vapor, de los materiales del intercambiador de calor y de los gases de descarga provenientes de la turbina de gas. A continuación se describen los modelos y correlaciones utilizadas en este trabajo referente a las propiedades termodinámicas del agua (tanto líquida como vapor) y los gases de combustión provenientes de la turbina, así como las propiedades térmicas de los materiales que utilizados los tubos.

3.3.1. Agua/Vapor

Agua es utilizada en el HRSG como el fluido de trabajo, la cual sirve principalmente para absorber la energía recurrente de los gases de combustión provenientes de la turbina, y la cual será transformada en trabajo en una turbina de vapor o en algún otro proceso donde el vapor sea utilizado. La “Asociación internacional de las propiedades del agua y vapor” (IAPWS por sus siglas en inglés) [9] propone ecuaciones por región en el estado termodinámico del agua tal como se muestra en la Figura 3.5.

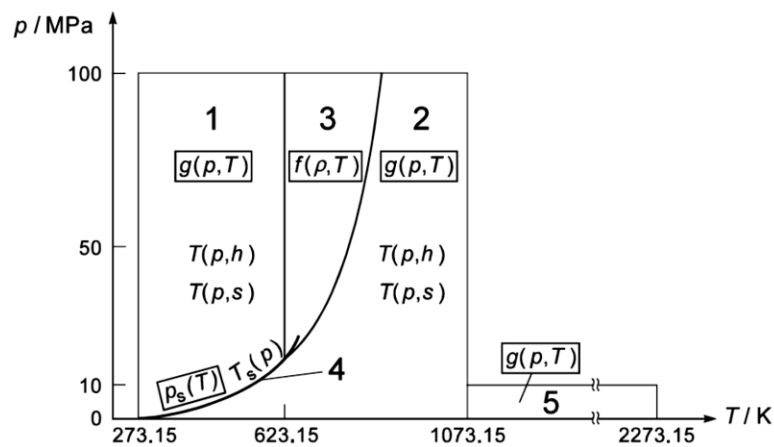


Figura 3.5. Regiones para ecuaciones IAPWS [9].

Con estas ecuaciones se obtienen propiedades como, calor específico, volumen específico, entalpía, entropía, velocidad del sonido, etc. ya sea en función de la temperatura, presión, o ambos, dependiendo de la región (saturado, mezcla, o sobrecalentado). Para este trabajo se integraron las subrutinas que describen las propiedades termodinámicas mencionadas para el agua, las cuales están basadas en la publicación IAPWS-IF97 [9] “Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam”.

3.3.2. Gases

Para el caso de las propiedades termodinámicas de los gases de desecho de las turbinas, estas se estiman mediante los polinomios publicados por Yaws [14], el cual describe el comportamiento de

cada componente en función de la temperatura, y posteriormente se realiza una estimación de la mezcla en base a las siguientes relaciones [11]:

Densidad:

$$\rho_{mix} = \sum Y_c \times \rho_c \quad (3.18)$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_{mix} = \frac{\sum \mu_c \times Y_c \times \sqrt{PM_c}}{\sum Y_c \times \sqrt{PM_c}} \quad (3.19)$$

Conductividad térmica:

$$\lambda_{mix} = \frac{\sum Y_c \times \lambda_c \times \sqrt[3]{PM_c}}{\sum Y_c \times \sqrt[3]{PM_c}} \quad (3.20)$$

Calor específico a presión constante:

$$C_{p_{mix}} = \sum Y_c \times C_{p_c} \quad (3.21)$$

Las propiedades termofísicas de la mezcla de los componentes que conforman los gases de combustión son calculadas con base al porcentaje volumétrico de cada componente, así como del peso molecular individual. La composición de los gases de combustión es proporcionada para cada caso en específico de acuerdo a la carga de trabajo en la turbina de gas (ver “Apéndice C. Hoja de desempeño HRSG CERREY”).

3.3.3. Metales

La capacidad de transferencia de calor en los bancos de tubos es determinada por la conductividad térmica, calor específico y densidad, que a su vez dependen de la temperatura a la que se encuentre dicho material. ASME en su publicación 2001 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II – Materials [12] agrupa materiales que se comportan de manera similar debido a su composición química, se tabula las propiedades en función de la temperatura y en unidades del sistema inglés. De la misma manera que las propiedades de los gases se puede hacer una regresión de esta información para generar polinomios que describan dichas propiedades y hacer conversiones al sistema internacional. Con el fin de integrar esta información en el programa numérico de este trabajo, se generaron una serie de polinomios con base a la información publicada por ASME con el fin de desarrollar una subrutina que pueda ser acoplada al programa general.

Los coeficientes de los polinomios son mostrados en el “Apéndice B. Materiales de los tubos y coeficientes de polinomios de sus propiedades”, donde el polinomio tiene la siguiente forma:

$$f(T) = a_7T^6 + a_6T^5 + a_5T^4 + a_4T^3 + a_3T^2 + a_2T + a_1 \quad (3.22)$$

3.4. Dinámica de fluidos

La manera en la que se comporta cada fluido (gases calientes y agua) en los módulos del HRSG es importante para la transferencia de calor. Las propiedades y características del fluido tales como viscosidad, fricción, tipo de flujo (turbulento o laminar), etc., influyen en la manera en que los fluidos interactúan dentro y fuera de los tubos. Uno de los parámetros con mayor relevancia en un HRSG es la pérdida de presión (en gases y agua/vapor) ya que como se mencionó anteriormente, un incremento importante en este parámetro puede limitar la eficiencia del ciclo, por lo que es importante evaluarlo durante el proceso de simulación, para ello se considera la geometría de cada uno de los módulos, donde junto con los efectos de fricción puedan determinar la pérdida de presión a través de cada banco de tubos.

Ya que en el HRSG el agua fluye dentro de tuberías, se crea una caída de presión respecto a la fricción causada por el mismo flujo, así como de accesorios a la red que implica perturbaciones en el flujo, como codos, conexiones, válvulas, etc., por lo que es necesario realizar los cálculos de las caídas de presión por el trayecto recorrido, pues la presión es un dato necesario en el cálculo de las propiedades del fluido de trabajo para el estado de vapor sobrecalentado. La pérdida de presión debido a la fricción en tuberías circulares se calcula mediante [17]:

$$\Delta P = f_d \left(\frac{\rho u^2}{2} \right) \left(\frac{L}{D_h} \right) \quad (3.23)$$

$$f_d = \frac{64}{Re} \quad \text{Flujo Laminar} \quad (3.24)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_d}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_d}} \right) \quad \text{Flujo Turbulento} \quad (3.25)$$

Para pérdidas de presión por accesorios:

$$\Delta P = \xi \left(\frac{\rho u^2}{2} \right) \quad (3.26)$$

Por motivos de simplificación, en este trabajo se considera que los tubos conectados a un cabezal de distribución son idénticos entre sí, es decir, tienen la misma cantidad de flujo, y pérdidas de presión. Además de las caídas de presión en los bancos de tubos, existen pérdidas en las tuberías que conectan los distintos módulos del HRSG, es decir, las tuberías que conectan un intercambiador de calor con otro, o la tubería proveniente de un tanque, etc.

Como se mencionaba anteriormente, el enfoque de este trabajo es hacia el lado del fluido interno (agua/vapor), por lo que no se consideran cambios de presión y velocidad de los gases de combustión a lo largo del HRSG. Esto quiere decir que para cualquier punto de análisis de transferencia de calor se tomaran las magnitudes de presión y velocidad de los gases a la entrada del HRSG del instante en cuestión.

3.5. Modelo del circuito Domo-Evaporador

El evaporador tiene la función de hacer el cambio de fase en el agua. Esto ocurre gracias a que existe una transferencia de energía de los gases calientes a la parte interna de los tubos suficiente para llevar el fluido líquido al punto de ebullición. El evaporador es parte de un circuito conformado por el domo, los tubos descendentes (downcomers) y los tubos ascendentes (risers), donde la circulación puede ser natural, asistida o forzada.

La Figura 3.6 muestra el circuito de evaporación que funciona mediante circulación natural, el domo se alimenta de agua proveniente de los economizadores, la cual por densidad y gravedad se aloja en la parte baja del domo, ésta baja por los tubos descendentes (downcomers) hacia la zona más baja de los tubos ascendentes (risers). El agua sigue su curso a una zona de menor presión ubicada en los tubos evaporadores hasta el punto donde el calor de los gases calientes produce el cambio de fase produciendo vapor húmedo, el cual al tener menor densidad sube al domo entrando por la parte baja hasta llegar a dispositivos de separación y así ubicarse en la parte superior del domo. Por efectos de la presión en el domo y la baja densidad de esta fase, el vapor sale por la parte superior hacia los sobrecalentadores.

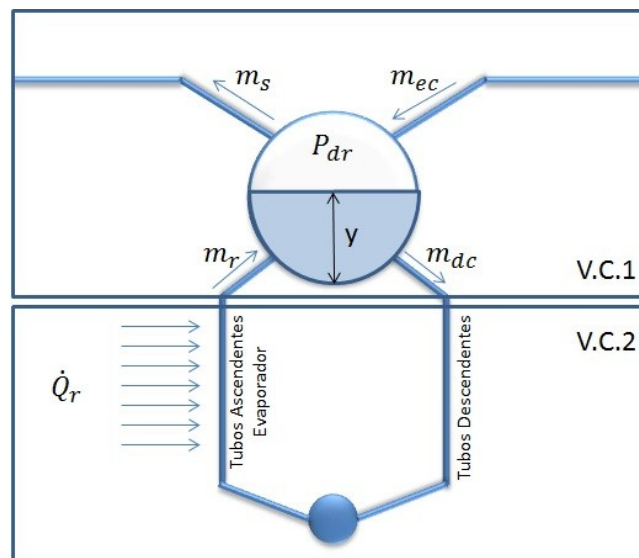


Figura 3.6. Circuito Evaporación.

Ahora, debido a que el domo es uno de los principales componentes del HRSG, es necesario determinar un balance general que permita evaluar la presión, los flujos tanto de vapor como de

líquido que entran y salen de este, así como la energía acumulada. Así también, el control acoplado al domo juega un papel importante en la operación del HRSG, por lo que determinar correctamente el comportamiento de nivel, presión y temperatura es de relevancia. Es por lo anterior que en este trabajo, la modelación numérica del domo y el evaporador como conjunto se determina mediante el modelo propuesto por Dieck [8], donde el sistema es separado en dos volúmenes de control tal y como se muestra en la Figura 3.6 y considerando las siguientes suposiciones:

- El flujo másico que entra a los tubos descendentes es igual al flujo másico que recibe el domo por la conexión de agua de alimentación.
- La circulación por los tubos ascendentes y descendentes es constante.
- El agua (líquido y vapor) en el domo se encuentra en saturación.
- El domo es un cilindro perfecto.

Además para efectos de este trabajo:

- El flujo de alimentación al domo proveniente del economizador se encuentra en estado líquido saturado.

Tomando V.C.1, el balance de masa líquida es:

$$\frac{d}{dt}(\rho_l V_l) = \dot{m}_{ec} + (1 - x)\dot{m}_r - \dot{m}_{dc} = \dot{m}_{ec} - x\dot{m}_r \quad (3.27)$$

Expandiendo:

$$\rho_l \frac{dV_l}{dt} + V_l \frac{d\rho_l}{dt} = \dot{m}_{ec} - x\dot{m}_r \quad (3.28)$$

Siendo:

$$K_1 = \frac{d\rho_v}{dP} \quad (3.29)$$

$$K_2 = \frac{d\rho_l}{dP} \quad (3.30)$$

Entonces:

$$\rho_l \frac{dV_l}{dt} + V_l K_2 \frac{dP}{dt} = \dot{m}_{ec} - x \dot{m}_r \quad (3.31)$$

Debido a que se busca expresar estas ecuaciones en función de variables controlables, se define el volumen de la fase líquida en el domo como:

$$\frac{V_l}{L_{dr}} = r_{dr}^2 \cos^{-1} \left(\frac{r_{dr} - y_{dr}}{r_{dr}} \right) - r_{dr} - y_{dr} \sqrt{2r_{dr}y_{dr} - y_{dr}^2} \quad (3.32)$$

Mediante la regla de la cadena y simplificación algebraica, se define la siguiente expresión:

$$\frac{dV_l}{dt} = 2L_{dr} \sqrt{2r_{dr}y_{dr} - y_{dr}^2} \frac{dy}{dt} \quad (3.33)$$

Siendo:

$$A_0 = 2L_{dr} \sqrt{2r_{dr}y_{dr} - y_{dr}^2} \quad (3.34)$$

Substituyendo (3.33) en (3.31), se obtiene el balance de masa para la fase líquida:

$$\rho_l A_0 \frac{dy}{dt} + V_l K_2 \frac{dP}{dt} = \dot{m}_{ec} - x \dot{m}_r \quad (3.35)$$

De la misma manera definimos el balance de masa para la fase de vapor

$$\frac{d}{dt}(\rho_v V_v) = x \dot{m}_r - \dot{m}_s \quad (3.36)$$

Expandiendo los términos:

$$\rho_v \frac{dV_v}{dt} + V_v \frac{d\rho_v}{dt} = x \dot{m}_r - \dot{m}_s \quad (3.37)$$

Ya que el cambio de volumen de la fase gaseosa es igual al cambio de la fase líquida con signo contrario:

$$\frac{dV_v}{dt} = -\frac{dV_l}{dt} = -A_0 \frac{dy}{dt} \quad (3.38)$$

Expresando (3.37) en términos del nivel de líquido, se obtiene el balance de masa para el vapor:

$$-\rho_v A_0 \frac{dy}{dt} + V_v K_1 \frac{dP}{dt} = x \dot{m}_r - \dot{m}_s \quad (3.39)$$

Para obtener un balance general de masa en el domo, se suman algebraicamente las ecuaciones (3.39) y (3.35):

$$A_1 A_0 \frac{dy}{dt} + A_2 \frac{dP}{dt} = \dot{m}_{ec} - \dot{m}_s \quad (3.40)$$

Donde:

$$A_1 = \rho_l - \rho_v \quad (3.41)$$

$$A_2 = V_l K_2 + V_v K_1 \quad (3.42)$$

El balance de energía dinámica en el domo se desarrolla en paralelo con el balance de energía en los tubos ascendentes en estado estable, de manera que del V.C.2:

$$x(\dot{m}_l + \dot{m}_{ec})h_v + (1-x)(\dot{m}_l + \dot{m}_{ec})h_l - \dot{m}_l h_l - \dot{m}_{ec} h_{ec} = Q_r \quad (3.43)$$

Donde $\dot{m}_l$ es el flujo en estado líquido que circula por los tubos descendentes.

Simplificando:

$$x(\dot{m}_l + \dot{m}_{ec})(h_v - h_l) + \dot{m}_{ec}(h_l - h_{ec}) = Q_r \quad (3.44)$$

Siendo:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_l + \dot{m}_{ec} \quad (3.45)$$

Obteniéndose la ecuación de energía para el V.C.2 que corresponde al evaporador:

$$x \dot{m}_r (h_v - h_l) + \dot{m}_{ec} (h_l - h_{ec}) = Q_r \quad (3.46)$$

De V.C.1 se obtiene el balance de energía para el domo de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} (h_l \rho_l V_l) + \frac{d}{dt} (h_v \rho_v V_v) \\ = \dot{m}_{ec} h_{ec} - \dot{m}_s h_v - \dot{m}_l h_l - \dot{m}_{ec} h_{ec} + x(\dot{m}_l + \dot{m}_{ec})h_v \\ + (1-x)(\dot{m}_l + \dot{m}_{ec})h_l \end{aligned} \quad (3.47)$$

Siendo:

$$K_3 = \frac{dh_v}{dP} \quad (3.48)$$

$$K_4 = \frac{dh_l}{dP} \quad (3.49)$$

Expandiendo los términos de la ecuación (3.47) y substituyendo las ecuaciones (3.48) y (3.49):

$$\{K_4\rho_l V_l + K_2 h_l V_l + K_3 \rho_v V_v + K_1 h_v V_v\} \frac{dP}{dt} + \{\rho_l h_l - \rho_v h_v\} A_0 \frac{dy}{dt} = \dot{m}_{ec} h_{ec} - \dot{m}_s h_v + Q_r \quad (3.50)$$

Siendo:

$$A_3 = \rho_l h_l - \rho_v h_v \quad (3.51)$$

$$A_4 = K_4 \rho_l h_l + K_2 h_l V_l + K_3 \rho_v V_v + K_1 h_v V_v \quad (3.52)$$

Simplificando

$$A_3 A_0 \frac{dy}{dt} + A_4 \frac{dP}{dt} = \dot{m}_{ec} h_{ec} - \dot{m}_s h_v + Q_r \quad (3.53)$$

Finalmente se substituye (3.53) en (3.40) para obtener el nivel en el domo:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{\dot{m}_s \left[\frac{A_4}{A_2} - h_v \right] - \dot{m}_{ec} \left[\frac{A_4}{A_2} - h_{ec} \right] + Q_r}{A_3 A_0 - \frac{A_1 A_4 A_0}{A_2}} \quad (3.54)$$

Donde la presión del domo queda determinada por:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\dot{m}_s \left[\frac{A_3}{A_1} - h_v \right] - \dot{m}_{ec} \left[\frac{A_3}{A_1} - h_{ec} \right] + Q_r}{A_4 - \frac{A_3 A_2}{A_1}} \quad (3.55)$$

Un aspecto muy importante de este modelo es que es muy sensible a los cambios de las variables, por lo que resulta necesario un sistema de control adecuado que regule el comportamiento de las variables involucradas en este sistema.

Por otro lado, el modelo anterior se complementa con un balance en el lado de gases que permita determinar la energía absorbida por el evaporador y acoplar esta temperatura de gas a la salida con los módulos subsecuentes del HRSG, para esto se calcula Q_r con el balance mostrado en la Figura 3.7. A continuación se describe matemáticamente el balance de energía del evaporador:

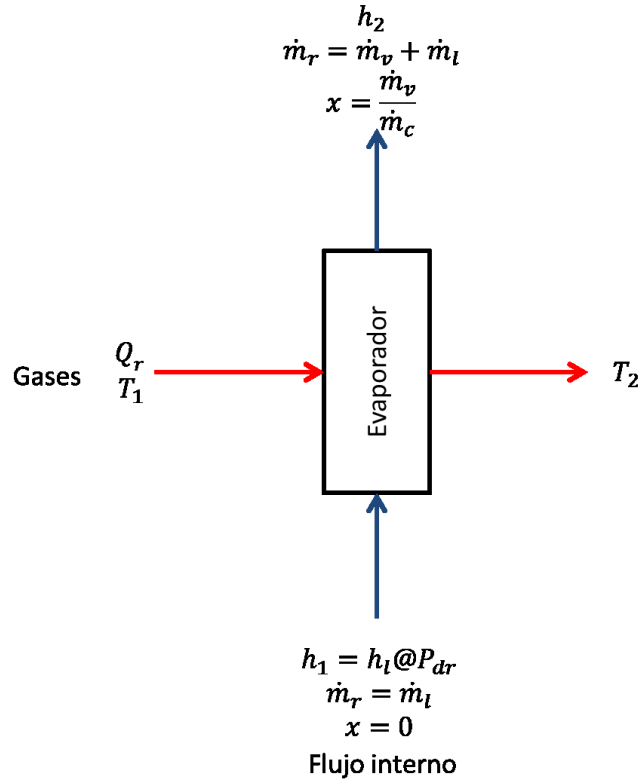


Figura 3.7. Balance de energía en Evaporador.

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_r} \quad (3.56)$$

$$h_1 = h_l @ P_{dr} \quad (3.57)$$

$$h_{lv} = h_v @ P_{dr} - h_l @ P_{dr} \quad (3.58)$$

$$h_2 = x h_{lv} + h_1 \quad (3.59)$$

$$Q_r = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.60)$$

Y para obtener la temperatura de los gases de combustión a la salida del evaporador:

$$Q_r = \dot{m}_g C_{p_g} (T_2 - T_1) \quad (3.61)$$

Las ecuaciones (3.54) y (3.55) describen el comportamiento del sistema domo-evaporador en función del calor absorbido por el evaporador, los flujos de alimentación al domo y el flujo de extracción de vapor que se envía a los sobrecalentadores. Se opta por integrar estas ecuaciones de manera simultánea mediante el método numérico Runge-Kutta de 4to Orden, debido a la robustez del método, el cual se antepone a los cambios del comportamiento en las variables dinámicas del sistema que no son necesariamente suaves respecto al paso de integración en el tiempo.

3.6. Modelo de Control

Con base a la dinámica esperada del HRSG, en este modelo se utiliza un control de 3 elementos. Esta configuración se basa en tres parámetros que se miden durante la operación del HRSG para automatizar el sistema, estos parámetros son: flujo de salida de vapor, nivel de domo y flujo de agua de alimentación. El modelo propuesto utiliza bloques controladores PID (Proporcional-Integral-Derivativo) para el módulo de control de tres elementos. El PID se modela de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$G_c = k_p \left(E_t + \frac{1}{T_i} \int_0^t E_t dt + T_d \frac{dE_t}{dt} \right) \quad (3.62)$$

La forma discreta del PID es:

$$\Delta G_c = k_p \left[E_t - E_{t-\Delta t} + \frac{\Delta t}{2T_i} (E_t + E_{t-\Delta t}) + \frac{T_d}{\Delta t} (E_t - 2E_{t-\Delta t} + E_{t-2\Delta t}) \right] \quad (3.63)$$

El PID identifica el error entre el valor de referencia, el cual es el que se declara para la operación del HRSG, y el valor del estado de transición, para mandar señales a los distintos dispositivos involucrados en la regulación de flujo de agua de alimentación al sistema. Además de un PID asociado al nivel de domo, se puede utilizar un segundo PID que determina el error entre el flujo de salida de vapor y el flujo de agua de alimentación al HRSG, de esta manera se evita el problema de expansión y contracción en el nivel del domo debido a cambios de carga. Estas dos acciones de control se suman para determinar la posición de la válvula de agua de alimentación al sistema tal como se muestra en la Figura 3.8. La razón de utilizar 2 PID es debido a que en algunas situaciones un solo PID puede tener una mala lectura cuando los errores de nivel y flujo sean de la misma magnitud pero diferente signo lo que lleva al sistema de control a una condición de cero error cuando en realidad si lo hay, lo cual ocasiona que el sistema no haga cambios aumentando

más el error. En conclusión, el primer controlador PID determina la demanda de nivel y el segundo PID determina la demanda de agua de alimentación al domo.

La manera en que se controla el flujo de agua de alimentación es mediante la modificación del área transversal en la válvula que a su vez se debe al porcentaje de apertura.

$$E(AP_{wvy}) = y_r - y, \quad E(AP_{wvm}) = \dot{m}_v - \dot{m}_w \quad (3.64)$$

$$\Delta AP_{wv} = \Delta G[E(AP_{wvy})] + \Delta G[E(AP_{wvm})]$$

Donde ΔA_{wv} es el cambio necesario en el área transversal de la válvula para corregir errores. ΔA_{wv} Se debe a los errores sumados de nivel en el domo y los flujos de salida y entrada al sistema. Por lo que, el flujo másico de agua de alimentación se obtiene mediante un polinomio que está en función de la apertura de la válvula, dicho polinomio dependerá de los límites máximos y mínimos de apertura para la válvula:

$$\dot{m}_w = f(AP_{wv}) \quad (3.65)$$

De la misma manera se controla la válvula que regula el vapor a la salida del HRSG, solo que este controlador no sigue el nivel del domo sino su presión.

$$E(AP_{sv}) = P_r - P \quad (3.66)$$

$$\Delta AP_{sv} = \Delta G[E(AP_{sv})]$$

Donde el flujo másico a través de esa válvula se define mediante un polinomio en función de la apertura de válvula regulada de acuerdo a la Figura 3.9:

$$\dot{m}_s = f(AP_{sv}) \quad (3.67)$$

La Figura 3.10 muestra el diagrama de control para el funcionamiento del atemperador de vapor, donde se compara la lectura de temperatura a la salida del sobrecalentador 2 contra la temperatura deseada (Set Point) por la demanda. El PID envía la señal de error a un actuador de la válvula que abre para dejar pasar un flujo de una línea proveniente de la toma del agua de alimentación que se mezcla en el atemperador con el vapor para corregir la temperatura.

La válvula de atemperación es simulada usando el mismo principio que se le da a las válvulas de alimentación y vapor generado, solo que se define su propio polinomio de flujo en función de la apertura.

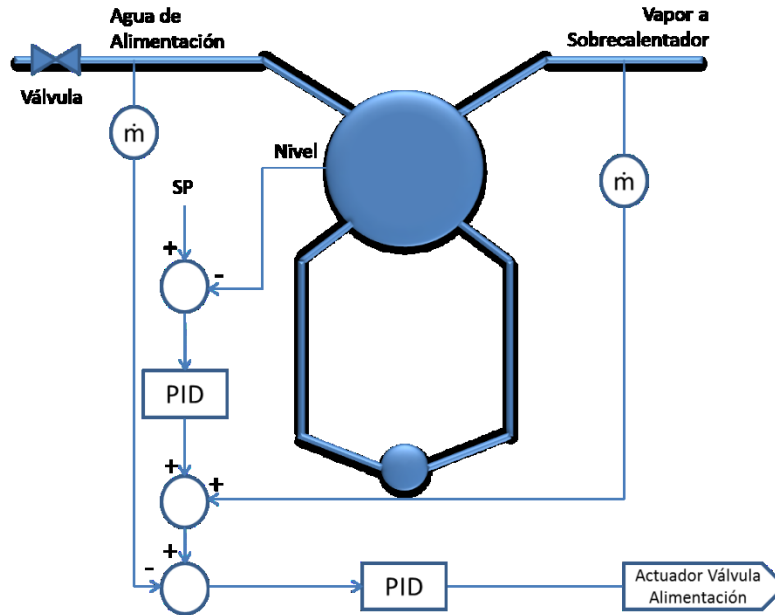


Figura 3.8. Diagrama de control de nivel del domo.

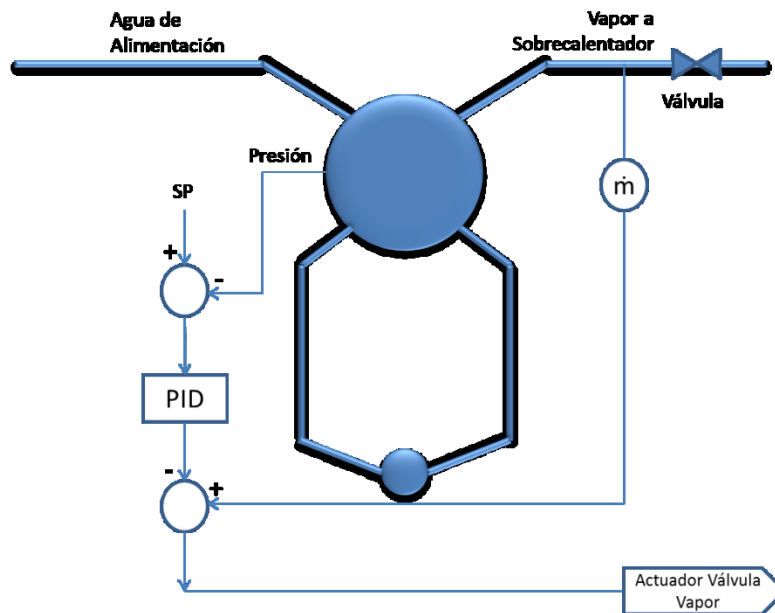
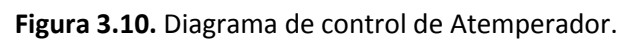


Figura 3.9. Diagrama de control de Presión en el domo.



4. Desarrollo del simulador

Una vez determinados los modelos matemáticos y sus ecuaciones constitutivas que describen el funcionamiento del estado estable y transitorio del HRSG, se procede a programar todas las ecuaciones que describen el comportamiento del HRSG al lenguaje de programación en forma de módulos, los cuales representan cada uno de los componentes del HRSG en cuestión, de esta manera, al unirlos se obtiene el comportamiento de acuerdo a la configuración dada. El lenguaje de programación de este trabajo es Fortran debido a su capacidad de implementar una programación modular.

Como parte de los objetivos de este trabajo fue el desarrollar un programa de cómputo modular basado en los principios matemáticos y métodos numéricos fundamentales que permitieran constituir una herramienta de simulación para una amplia gama de configuraciones de equipos HRSG basados en los módulos elementales de précalentador, economizador, evaporador, sobrecalentador y recalentador, incluyendo modelos de domo y control, el diagrama de la Figura 4.1 describe el funcionamiento general del programa, más adelante se describe de una manera general cada uno de los modelos y subrutinas con los cuales está constituido el programa de cómputo, así como la interacción entre estos módulos, los datos de entrada y la presentación de resultados numéricos.

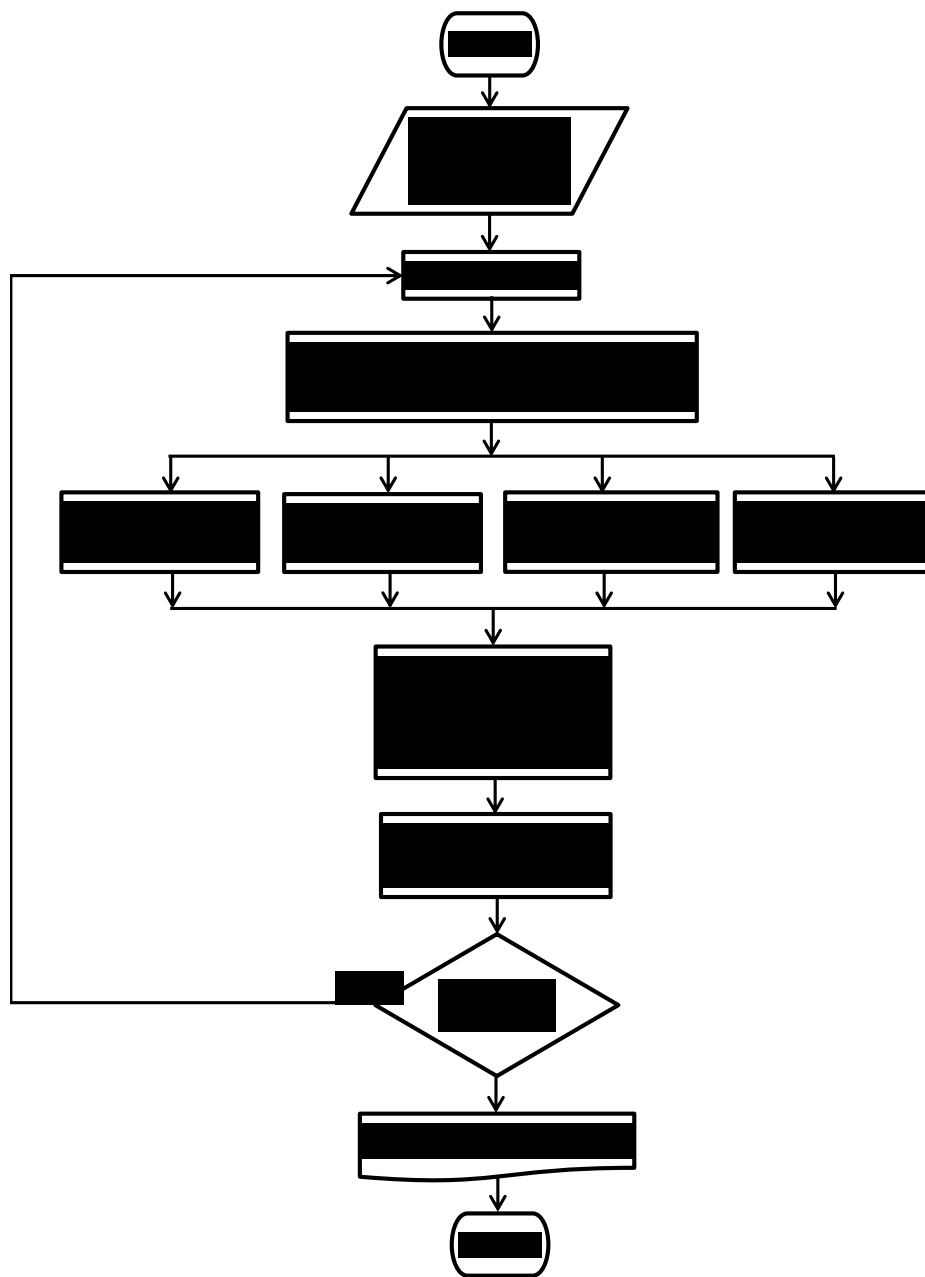


Figura 4.1. Diagrama de flujo del simulador.

4.1. Datos de entrada

Los datos de entrada son aquellos valores requeridos por el simulador para iniciar cualquier caso de simulación y son la base para inicializar los parámetros que definen la configuración del HRSG. Se pueden dividir en tres tipos:

- Condiciones iniciales: es necesario establecer un punto de inicio en el análisis del proceso, datos como temperatura, flujo másico y presión, de agua/vapor y gases de combustión en los distintos intercambiadores de calor, nivel de agua y presión en el domo. Es decir; es el valor de cualquier parámetro del simulador en una condición estable o transitoria que permite iniciar el cálculo a través del tiempo.
- Condiciones de frontera: son aquellos datos que generan una meta o límite en el funcionamiento del HRSG, temperatura, flujo másico, presión y composición química de los gases de combustión a la entrada del sistema. Presión, flujo másico y temperatura del agua alimentada al primer economizador. Niveles máximos y mínimos en el domo. Demanda de vapor (temperatura, calidad, presión y flujo másico) a la salida del HRSG.
- Configuración geométrica: son los valores que determinan la magnitud de los componentes físicos del HRSG, longitudes, diámetros, espesores, separación entre tubos (P_l y P_t), y tipo de arreglo (tresbolillo o en línea) para los tubos de cada intercambiador de calor. Densidad, longitud, espesor, y tipo de aleta. Se debe definir también el diámetro y longitud del domo para cada etapa involucrada.

Estos valores se colocan en archivos .TXT que mediante una librería de lectura lleva los valores al programa, es importante mantener el mismo orden de los datos en el archivo de texto y la subrutina de lectura, así como respetar el tipo de variable que se definió en el programa (INTEGER, REAL, CHARACTER, etc.) Ver “Apéndice H. Ejemplo de lectura de datos al programa y generación de resultados en archivo .TXT”, el cual ilustra un ejemplo de lectura de datos y un ejemplo de presentación de resultados.

4.2. Carga

Esta sección ubicada en el programa principal, es la encargada de ir definiendo la carga de los gases de combustión a la entrada del HRSG, es posible definir cambios en forma de rampas, es decir, un aumento o decremento de la carga respecto al tiempo, de acuerdo a valores definidos en los archivos de inicialización de parámetros, los cuales son: tiempo de inicio y fin de cambio, cambio por segundo de flujo másico de gases calientes y temperatura de entrada. Además es necesario definir cambios en temperatura y presión de alimentación de agua al HRSG pues el simulador no cuenta con un controlador de la bomba que induce el agua a los economizadores. Se hace también la definición de la presión de referencia del domo, este valor es el que el simulador deberá buscar

mediante la regulación de flujos de alimentación y extracción de vapor del domo, al igual que los demás datos en esta sección, se hace en forma de rampa, es decir, cambio por segundo de acuerdo a los tiempos definidos del análisis. Por ejemplo, la Tabla 4.1 muestra un caso de cambio en 900 segundos para un decremento en la carga de 100 a 75%.

Tabla 4.1. Ejemplo rampa de cambio.

100-75%	Diferencia entre cargas	Cambio por segundo
ΔT_{Eg} [C]	-60.000	-0.067
Δm_g [kg/s]	-13.293	-0.015
ΔT_{Ef} [C]	-9.500	-0.011
ΔP_{Ef} [bar]	-25.030	-0.028
ΔP_{drr} [bar]	-24.130	-0.027

4.3. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son los módulos que más información utilizan para su análisis. Definen la temperatura de salida del flujo interno y del externo a partir de las condiciones de entrada y frontera que se definen al conectarse unos con otros, es decir, los datos de salida de un intercambiador, son los datos de entrada de otro. Este módulo se encuentra programado de manera que se pueda utilizar ante diferentes configuraciones y condiciones de análisis, es decir, las variables no están definidas para un solo caso, el programa principal hace el renombramiento de las variables de cada intercambiador antes de enviarlas a esta subrutina y así se evita tener una subrutina para cada intercambiador de calor. Sin embargo, es necesario tener un tipo de intercambiador diferente ante la fase del fluido interno, pues las propiedades térmicas y demás rutinas que definen la transferencia de calor dependen de que si el fluido se encuentra en estado líquido, gaseoso o ambas. Es por eso que se define una subrutina para el sobrecalentador, una para el evaporador y otra para el economizador.

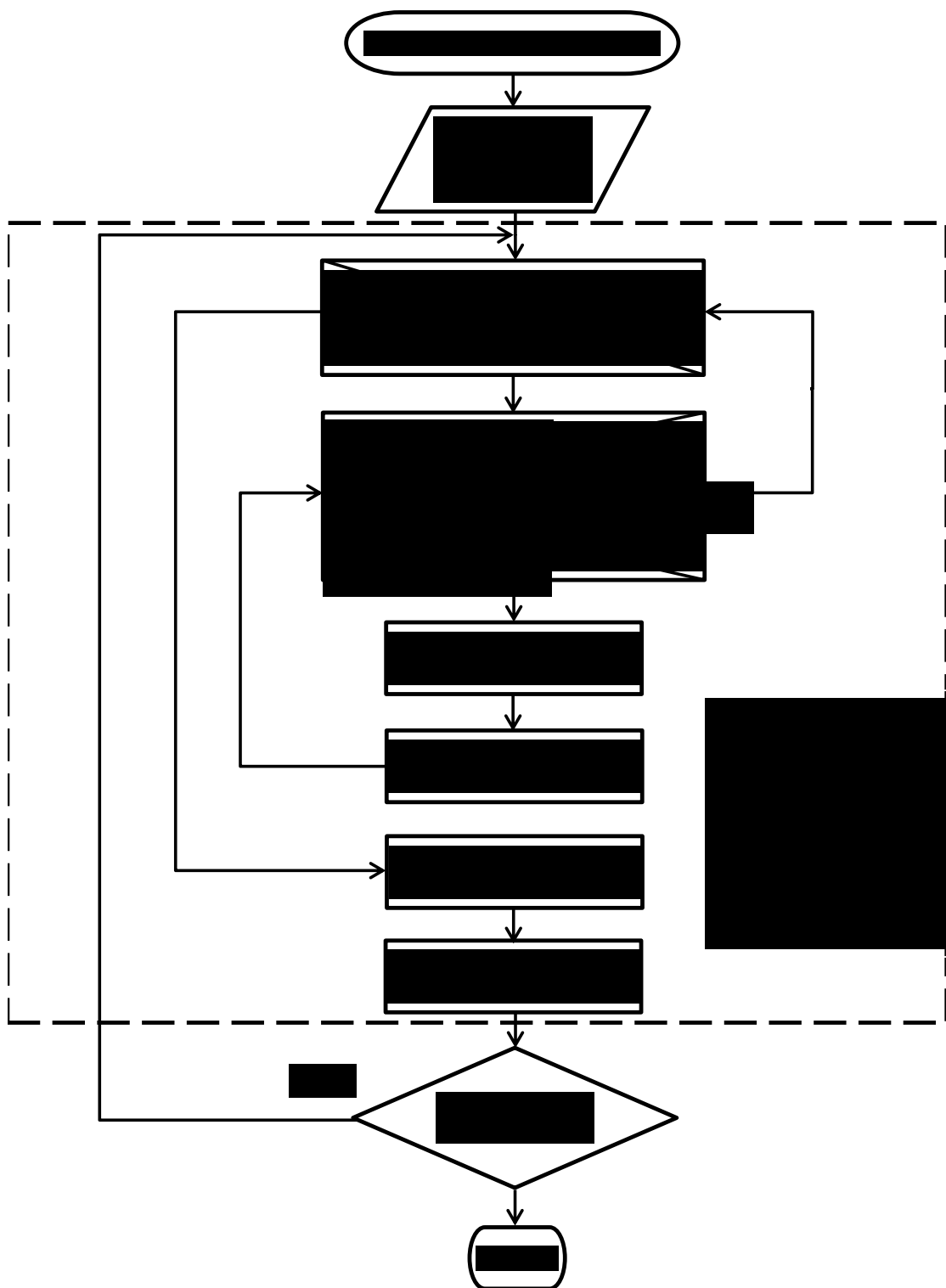


Figura 4.2. Diagrama de flujo Intercambiadores.

La Figura 4.2 describe el procedimiento de la subrutina de los intercambiadores de calor. Comienza con la inicialización de los parámetros de acuerdo a la geometría y condiciones de frontera, donde las condiciones de frontera van cambiando de acuerdo al avance del tiempo. Continuando al bloque de la solución de temperaturas para cada medio involucrado en el intercambiador, es decir, los gases de combustión, el metal de los tubos, y el fluido interno, ilustrado mediante el cuadro de línea punteada. Este bloque incluye las siguientes operaciones:

- Cálculo de propiedades termofísicas, las cuales provienen de funciones basadas en la información descrita en el capítulo de modelación.
- Cálculo de los coeficientes de las ecuaciones (3.8), (3.10) y (3.12), dependiendo del medio (gases provenientes de la turbina, metal o agua/vapor).
- Generación de la ecuación tridiagonal.
- Solución de la ecuación tridiagonal del medio en cuestión, mediante una variante de la eliminación de Gauss. De esta manera se obtienen las temperaturas del tiempo $t+\Delta t$, las cuales se utilizarán en los siguientes dos medios, agua/vapor y gases de combustión.

Estos pasos se deben hacer para cada uno de los medios (gases de combustión y agua/vapor), comenzando por el metal, luego el fluido interno y por último los gases de combustión. Se inicia con el metal debido a que está en contacto con los otros dos medios y crea la conexión de las condiciones de frontera que definen la cantidad de calor transferido de afuera del tubo hacia adentro. Una vez resueltas las tres temperaturas, se corre un análisis de convergencia, el cual define si es necesario iterar esos valores nuevamente hasta que no existan cambios para ese instante en el tiempo. Dicho análisis se hace mediante una función la cual compara los valores de la iteración i contra la iteración $i+1$, hasta llegar a un valor de diferencia menor a una tolerancia de 1×10^{-4} . Una vez que convergió el sistema, se guardan los valores como la solución del instante en el tiempo t .

4.4. Domo-Evaporador

Este módulo se encarga de describir el comportamiento de la presión y nivel de líquido en el domo. Como se describió en el capítulo de modelación, el domo contiene el líquido proveniente del economizador y el vapor generado por el evaporador que es enviado hacia los sobrecalentadores.

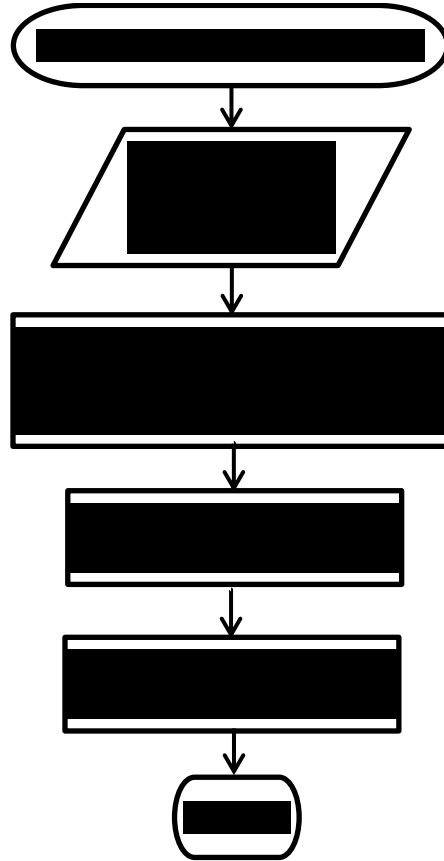


Figura 4.3. Diagrama de flujo Domo-Evaporador.

Tal y como se muestra en la Figura 4.3, el proceso en si es muy sencillo, se empieza por inicializar los parámetros geométricos y condiciones de frontera para ese instante de tiempo, después se hace el cálculo de las propiedades termofísicas del agua y gases de combustión de las ecuaciones (3.54), (3.55), (3.60) y (3.61). Se calcula el calor absorbido de los gases de combustión, y por último se integran las ecuaciones (3.54), (3.55) mediante Runge-Kutta 4to orden para obtener los nuevos valores de ese instante en el tiempo. Cabe mencionar que aquí no se utiliza la subrutina de intercambiador de calor, ya que se utiliza un balance de energía a partir del calor absorbido para calcular la pérdida de temperatura en los gases calientes.

4.5. Atemperador

La subrutina de atemperador consiste en simular la regulación de temperatura del vapor sobrecalentado mediante atomización de agua líquida. El atemperador se encuentra en medio de dos módulos del sobrecalentador, por lo que debe trabajar en conjunto con las condiciones que cada módulo arroje con el tiempo.

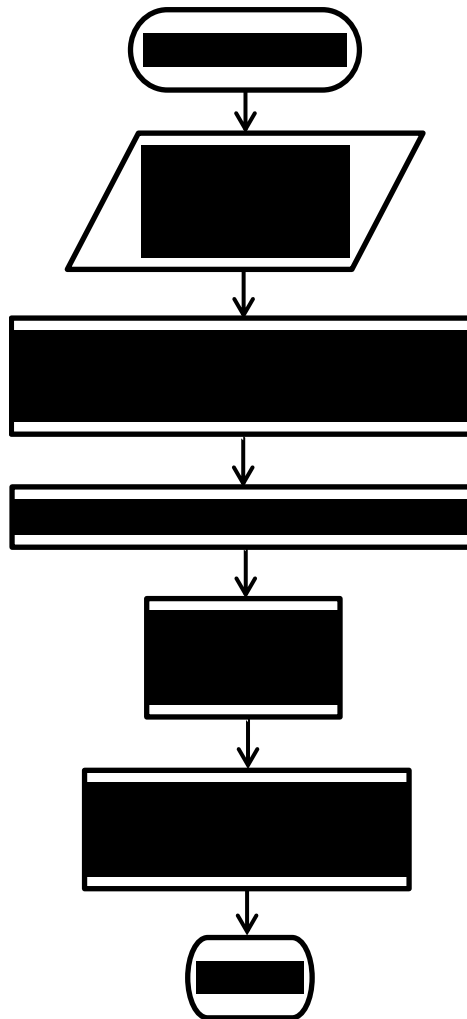


Figura 4.4. Diagrama de Atemperador.

La Figura 4.4 describe el proceso que sigue este módulo. Esta subrutina recibe las condiciones a las cuales se encuentra el fluido a la salida del sobrecalentador que sigue al atemperador en

dirección del vapor, así como las del agua atomizada. Se estima el error de la temperatura a la salida del sobrecalentador contra la temperatura de referencia, llamada también temperatura de atemperación. Este error se envía a la subrutina de PID el cual arroja una señal de demanda a la válvula de atemperación. La válvula regula el flujo másico de atemperación proveniente del agua de alimentación al HRSG. Esta acción produce un decremento de la entalpía en la mezcla, que junto con la presión se usan para calcular la temperatura de vapor a la entrada del sobrecalentador. Al final, la temperatura se deberá regular con el paso del tiempo hasta que sea igual a la de referencia. Además del cambio de temperatura también existe un cambio en el flujo másico el cual se debe considerar en los cálculos de los demás módulos.

4.6. Módulo controlador

Siguiendo el diagrama general el programa actualiza los valores y parámetros de la integración, es decir, los valores de ese instante en el tiempo. Estos valores son enviados al módulo controlador, cuya función es el de regular los flujos de alimentación y extracción de vapor del HRSG para mantener las condiciones de trabajo. Como se describió en el proceso de atemperación, se evalúa la diferencia de los valores del instante en el tiempo t , contra los de referencia generada por el módulo de carga, mediante las ecuaciones (3.64) y (3.66). Estas diferencias se envían a la subrutina PID, la cual genera señales de regulación para las válvulas de alimentación y extracción de vapor para corregir los errores con el paso del tiempo.

Además de los componentes de proceso del HRSG, es necesario programar librerías de propiedades termodinámicas del vapor, gases de combustión y materiales de los intercambiadores de calor. También se utilizan herramientas de solución de matrices, evaluación de tolerancias, cálculo de áreas, etc. que pueden seguir evolucionando para disminuir recursos computacionales como tiempo y memoria.

4.7. Variables de salida

En cada paso de integración en el tiempo se van registrando los valores de resultados de las variables de cada módulo en archivos de texto en forma tabular, cada renglón contiene la información de cada paso en el tiempo de las variables de salida. Cuando se evalúa un estado estable estos parámetros serán únicos de dicho estado ya que no hay cambios con respecto al tiempo. En cambio, cuando se evalúan simulaciones en transitorios, la magnitud de estas variables están ligadas al tiempo transcurrido del análisis por lo que describen el impacto de un evento en todo el sistema, por ejemplo, un cambio de carga en los gases de combustión, o un cambio en la demanda de vapor.

Dentro de las variables de salida se tienen aquellas que se buscan monitorear y controlar. Las variables controladas son aquellas que el simulador permite modificar a partir la asignación de referencias (Set points) en los controladores para la obtención del resultado esperado. Estas variables pueden ser, flujos másicos de agua/vapor, flujo másico de gases, nivel del líquido, temperatura y presión de vapor a la salida del proceso, usualmente se utilizan válvulas reguladoras y controladores que modifican el comportamiento de las variables mencionadas.

Las variables monitoreadas pueden ser las variables controladas y otros parámetros que no necesariamente se pueden manipular directamente con el sistema de control, como las variables de entrada y condiciones de frontera.

5. Simulación

Una vez definidos los procesos de cada módulo se pasa a la prueba de su funcionamiento. Este capítulo contiene pruebas de simulación y los resultados arrojados por el modelo. Se empieza por una simulación aislada, es decir, módulo por módulo para confirmar su funcionamiento individual, y después se hace una simulación integrada en estado estable para comprar resultados con los datos de referencia. Las simulaciones del modelo integrado desarrollan una función de calibración para cada estado estable en el HRSG. Esta función de calibración debe comprobar que las condiciones de diseño especificadas para el HRSG coincidan con las simulaciones (dentro de un límite de tolerancia) para cada carga del sistema. Las pruebas de transitorios se describen en el siguiente capítulo.

5.1. Simulación Aislada

La simulación aislada permite evaluar el funcionamiento individual de los componentes del HRSG, y es el primer paso antes de iniciar una simulación integrada. Sus resultados indican la pertinencia de los modelos matemáticos y las librerías mencionada.

El centro de diseño de CERREY S.A. de C.V. proporcionó las configuraciones y parámetros de funcionamiento de un HRSG ubicado en San Lorenzo, Puebla, México. Estos datos se encuentran en forma tabular de acuerdo a casos esperados de operación, porcentaje de carga y condiciones ambientales. En cada caso se determinan configuraciones geométricas y valores de entrada que determinan los valores de salida en estado estable de acuerdo a los valores de diseño.

5.1.1. Intercambiadores de calor

Esta simulación aislada solo refleja el comportamiento de los intercambiadores de calor por separado, es decir, sin conexión entre ellos, donde se alimentan los valores de frontera de acuerdo a distintos casos proporcionados por CERREY S.A. de C.V. Aunque se mencionó anteriormente la influencia de las condiciones iniciales en el resultado final, esto no ocurre aquí, ya que cualquier

condición inicial solo servirá para inicializar el módulo y con el tiempo se llegará al estado estable que definen las condiciones de frontera. Esto es, las condiciones iniciales solo influyen en el tiempo que toma al sistema lograr el estado estable.

En “Apéndice C. Hoja de desempeño HRSG CERREY”, muestra un ejemplo de los datos de configuración, datos de entrada y condiciones de frontera, así como los valores esperados de salida. Estos valores se introducen en un archivo de texto que es llamado por el simulador para cada uno de los intercambiadores de calor de acuerdo a su nombre. Para el caso del evaporador, la evaluación interna del fluido se realiza de una manera simplificada, esto debido a la complejidad de los modelos de flujo en dos fases que intervienen en la realidad. En un futuro se podría integrar un modelo robusto de simulación de flujo en dos fases, lo cual sería un posible refinamiento de este trabajo.

Tabla 5.1. Resultados simulación aislada caso 1, sobrecalentador en serpentín.

Performance Caso 1; temperatura ambiente 25.8C, HR 54%, 100% carga. Sobrecal serpentín										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1287195.00			1287195.00			1287195.00		
Temp Entrando	C	611.60	611.60		597.20	597.20		564.40	564.40	
Temp Saliendo	C	597.20	595.94	0.21	564.40	556.74	1.36	521.70	511.44	1.97
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	204507.00			204507.00			204507.00		
Temp Saliendo	C	503.30	509.20	1.17	462.20	490.59	6.14	380.00	414.81	9.16
Temp Entrando	C	462.20	462.20		380.00	380.00		310.00	310.00	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1287195.00			1287195.00			1287195.00		
Temp Entrando	C	521.70	521.70		326.10	326.10		295.00	295.00	
Temp Saliendo	C	330.60	335.65	1.53	295.00	291.37	1.23	245.60	240.81	1.95
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	204507.00			204507.00			204507.00		
Temp Saliendo	C	310.00	302.20	2.52	302.20	307.36	1.71	261.10	269.01	3.03
Temp Entrando	C	302.20	302.20		261.10	261.10		186.70	186.70	

La Tabla 5.1 describe los resultados de una simulación aislada suponiendo al sobrecalentador como un serpentín, dicha tabla muestra la magnitud de la temperatura calculada por el simulador a la salida de cada módulo seguida del porcentaje de error respecto a los datos de diseño. En este análisis el flujo másico de los gases de combustión y agua/vapor son constantes. Si bien la literatura

había especificado que el patrón de los tubos en un sobrecalentador es tipo serpentín, físicamente el sobrecalentador simulado aquí tiene un patrón donde los tubos llevan una sola dirección sin vueltas en U. Esto nos lleva a mejores resultados, disminuyendo el error en los módulos de vapor sobrecalentado como lo muestra la Tabla 5.2.

Tabla 5.2. Resultados simulación aislada caso 1, sobrecalentador en una sola dirección.

Performance Caso 1; temperatura ambiente 25.8C, HR 54%, 100% carga. Sobrecal 1D										
Modulo:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1287195.00			1287195.00			1287195.00		
Temp Entrando	C	611.60	611.60		597.20	597.20		564.40	564.40	
Temp Saliendo	C	597.20	596.37	0.14	564.40	558.75	1.00	521.70	514.05	1.47
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	204507.00			204507.00			204507.00		
Temp Saliendo	C	503.30	501.73	0.31	462.20	470.00	1.69	380.00	392.42	3.27
Temp Entrando	C	462.20	462.20		380.00	380.00		310.00	310.00	
Modulo:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1287195.00			1287195.00			1287195.00		
Temp Entrando	C	521.70	521.70		326.10	326.10		295.00	295.00	
Temp Saliendo	C	330.60	335.65	1.53	295.00	291.37	1.23	245.60	240.81	1.95
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	204507.00			204507.00			204507.00		
Temp Saliendo	C	310.00	302.20	2.52	302.20	307.36	1.71	261.10	269.01	3.03
Temp Entrando	C	302.20	302.20		261.10	261.10		186.70	186.70	

En si lo que ocurre en estas simulaciones aisladas es dejar que el tiempo transcurra hasta que no existe cambio en los valores de las variables de estado, es decir, se ha llegado a un estado estable. Estos resultados demuestran que los módulos convergen de manera correcta, y los resultados simulados comparado con los datos de diseño tienen diferencias menores al 3.30%. El “Apéndice D. Comparación de resultados simulación aislada, Intercambiadores de calor” contiene el resto de los casos evaluados en esta sección, 16 casos con diferentes condiciones de carga, 100, 75 y 50%. La diferencia máxima encontrada durante el desarrollo de estas pruebas está por abajo del 4.69% comparado con los datos de diseño. Esta diferencia es considerada aceptable basándose en las suposiciones realizadas durante la construcción de los modelos. Eventualmente al integrar modelos más robustos y sofisticados, será posible que el error pueda ser reducido considerablemente, sin embargo, esta propuesta se realiza para trabajos futuros.

5.1.2. Propiedades Termodinámicas

Las subrutinas programadas para el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua/vapor, gases de combustión y metales se prueban en esta sección para validar su funcionamiento.

- Agua/Vapor: Se toman 2 regiones de la Figura 3.5 para comparar resultados entre la publicación de la IAPWS [9] y los valores calculados por las subrutinas programadas en este trabajo. Comparando la Tabla E.2 con la Tabla E.1 y la Tabla E.3 con la Tabla E.4 del “Apéndice E. Propiedades de Agua/Vapor (comparación de tablas)”, se observa los resultados de propiedades termodinámicas del agua/vapor obtenidas mediante las subrutinas de propiedades calcula valores con una muy alta precisión con respecto a los publicados por IAPWS.
- Gases de combustión: En el “Apéndice F. Propiedades de Gases (comparación de tablas)” se presentan las tablas de comparación entre los valores publicados por la referencia [13] y los valores obtenidos por la subrutina de propiedades de gases del programa. La comparación se basa en la composición química del aire seco, la Tabla F.1 muestra un fragmento de las propiedades publicadas por la referencia [13] en función de la temperatura, y al compararlas contra las obtenidas por el simulador, Tabla F.2, se obtiene una diferencia por abajo del 5% el cual se considera aceptable.
- Metales: Por parte de las propiedades para el metal utilizado como material en los tubos de los intercambiadores de calor, se elabora una regresión a partir de valores tabulados por ASME [12]. Los valores de dicha publicación se comparan contra los valores resultantes de la regresión programada en el simulador con errores no mayores a 1.50%. El “Apéndice G. Propiedades de Metales (Ejemplo de Regresión)”, muestra un resumen de la comparación de los valores tabulados por ASME y los calculados mediante las subrutinas del programa. La Figura G.1 describe el comportamiento de la conductividad térmica mientras que la Figura G.2 muestra el comportamiento para la difusividad térmica del mencionado grupo. En ocasiones como este caso, es necesario dividir la regresión de la propiedad en rango de temperaturas para apegarse a los valores tabulados. El procedimiento se repite para todos los grupos de materiales, y muestra diferencias menores del 1.5% en todos los casos simulados.

5.1.3. Atemperador

Para evaluar el funcionamiento del atemperador se presenta la Tabla 5.3, la cual indica flujos másicos y temperaturas para el vapor y los gases provenientes de la turbina que interactúan en los sobrecalentadores 1 y 2.

Tabla 5.3. Datos para evaluación de atemperador.

	SCAP2	SCAP3
Gases		
Flujo de gases [kg/hr]	1213485	1213485
Temp Entrando [C]	605.6	569.4
Temp Saliendo [C]	569.4	524.4
Proceso		
Flujo de Vapor [kg/hr]	200703	197303
Temp Saliendo [C]	459.4	382.8
Temp Entrando [C]	371.1	308.3

En este caso se determina una temperatura máxima de 459.4 °C a la salida del sobrecalentador 2, con un flujo máximo en la válvula de atemperación de 5.43 kg/s (por especificación del fabricante), una temperatura de 185.6 °C a 97.77 bares para el agua de atemperación.

Para obtener el comportamiento apropiado, es necesario programar el controlador para que solo funciones una vez rebasada la temperatura límite y permitirle errores negativos hasta que se estabilice. Si la temperatura de los sobrecalentadores baja, el controlador debe reiniciarse para no generar acumulamiento de error y estar listo en caso de que la temperatura vuelva a rebasar el límite. Es así como se llegó al comportamiento ilustrado por la Figura 5.1. En ella se observa una caída de temperatura de 459.4 a 374 °C en la temperatura de salida del sobrecalentador 2, dicha caída representa el efecto de un valor de condición inicial que no coincide con el primer valor calculado por la simulación, es a partir de los 374 °C que la temperatura de salida del sobrecalentador 2 comienza a elevar su magnitud, es decir, esta aparente caída de temperatura se podría evitar indicando al simulador una temperatura inicial de 374 °C. Después de 60 segundos se observa que la temperatura ha rebasado al valor de referencia por lo que el atemperador simulado entra en función para estabilizar la temperatura del vapor hacia el valor de referencia.

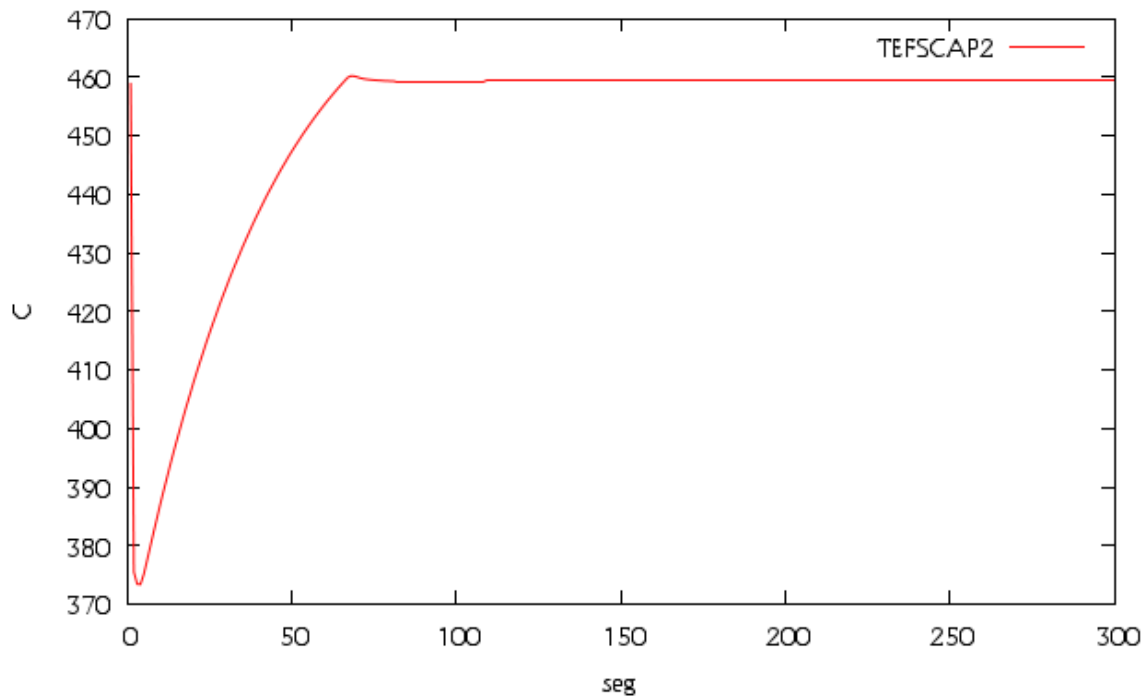


Figura 5.1. Temperatura a la salida del sobrecalentador 2, respuesta rápida y estable.

Las simulaciones anteriores muestran el funcionamiento de los módulos que componen el simulador de este trabajo. Es sumamente importante identificar el funcionamiento por separado de los módulos, ya que permite determinar discrepancias de cada uno de los módulos involucrados, y poder llegar a conclusiones más certeras ante los resultados de una simulación de los componentes integrados, es decir, una simulación con todos los módulos trabajando a la vez.

El único componente que no se evalúa por separado es el domo, debido a que este depende del funcionamiento de cada uno de los módulos anteriormente evaluados. Su alta sensibilidad ante pequeños cambios es sumamente importante para el desarrollo del simulador, y es por eso que se necesita realizar una simulación completa, es decir, todos los componentes integrados.

5.2. Simulación integrada de estados estables

Esta sección contiene los resultados obtenidos por el simulador con todos los sistemas integrados ante las configuraciones y parámetros de funcionamiento de un HRSG. Es indispensable validar y verificar que el simulador funciona correctamente en estado estable, es por eso que

hicieron 3 simulaciones a diferentes cargas de la turbina de gas, 50, 75 y 100%. Cada carga tendrá diferentes flujos másicos de gases de combustión y diferentes temperaturas. La prueba de simulación integrada en estado estable tiene como fin validar la estabilidad numérica (convergencia) y precisión del simulador completo.

5.2.1. Configuración geométrica

La Tabla 5.5 y Tabla 5.4 describen la configuración geométrica del HRSG. Para efectos de simplificación se simulará solo la etapa de alta presión, 3 sobrecalentadores, un domo-evaporador y 2 economizadores. La configuración de diseño de este HRSG incluye un sobrecalentador de baja presión entre el evaporador y los sobrecalentadores de alta presión, por lo cual debe considerarse un decremento en la temperatura de los gases de combustión que pasarían por ese módulo para no crear mucha discrepancia entre la simulación y los valores de diseño, esto como condición de frontera de los gases de entrada al primer economizador de alta presión. Además, se debe considerar la caída de presión del flujo interno que va de un intercambiador a otro, lo cual es también una condición de frontera a cada uno de los intercambiadores de calor.

Tabla 5.4. Configuración geométrica del domo.

Domo		
Ld	LARGO DEL DOMO [m]	10.973
R	RADIO DEL DOMO [m]	0.991
Y	NIVEL DEL DOMO [m]	50%

Tabla 5.5. Configuración geométrica de los intercambiadores de calor.

Geometria		SCAP1	SCAP2	SCAP3	ECAP1	ECAP2
Pl	Paso Longitudinal [m]	0.117475	0.117475	0.117475	0.092075	0.092075
Pt	Paso Transversal [m]	0.088011	0.088011	0.088011	0.088011	0.088011
OD	DIAMETRO EXTERNO [m]	0.0381	0.0381	0.0381	0.0381	0.0381
THI	ESPESOR TUBO [m]	0.004191	0.003429	0.002667	0.002667	0.002667
Nt	NUMERO DE TUBOS POR CAMA DE TUBOS	64	64	64	64	64
Rfo	FACTOR DE ENSUCIAMIENTO EXTERNO [m ² -K/W]	0.000172	0.000172	0.000172	0.000172	0.000172
Lx	LONGITUD TUBO EN X [m]	14.249	14.249	14.249	14.249	14.249
NR	NUMERO DE CAMAS DE TUBOS	2	2	2	7	7
AL	1=ALETA SOLIDA 2=ALETA SERRETEADA 3=TUBO LISO	1	2	2	2	2
ARRT	0=TRESBOLILLO, 1=ENLINEA	0	0	0	0	0
la	LARGO ALETA [m]	0.009525	0.015875	0.015875	0.015875	0.015875
ta	ESPESOR ALETA [m]	0.000991	0.000991	0.000991	0.000991	0.000991
na	ALETAS POR METRO [ALETAS/m]	118.1	226.4	226.4	259.8	258.9
Ws	ANCHO DE LA ALETA SEGMENTADA [m]	0.003988	0.003988	0.003988	0.003988	0.003988
Rug	RUGOSIDAD INTERNA ABSOLUTA DEL TUBO [m]	0.000045	0.000045	0.000045	0.000045	0.000045

5.2.2. Resultados

Con la configuración geométrica descrita anteriormente y las condiciones de entrada a cada caso, especificando un tamaño de paso espacial que seccione el tubo de los intercambiadores en 15 secciones iguales y un paso de integración temporal de 1 segundo (valores basados en un estudio de sensibilidad explicado mas adelante), se obtuvieron los resultados que se muestran a continuación y comparado con los datos de diseño se observa una gran similitud. Los valores que hay que especificar al simulador son:

- Condiciones de entrada al primer sobrecalentador de los gases calientes, temperatura y flujo másico.
- Condiciones de entrada del agua al economizador 2, temperatura, presión y flujo másico.
- Condiciones iniciales en el domo, nivel y presión
- Flujo inicial de extracción de vapor y alimentación de agua al domo.
- Condiciones de entrada e iniciales de temperatura para gas, metal y fluido interno de cada sobrecalentador, estos se modificaran con el paso de tiempo de acuerdo a las conexiones realizadas.
- Tiempo máximo de análisis. Se determinó con pruebas que el sistema se estabiliza después de los 800 segundos cuando se especifican valores iniciales muy cercanos a los de estado estable.

Tabla 5.6. Comparación de estado estable al 50% de carga.

Carga 50%	SOBRECALENTADOR AP 1			SOBRECALENTADOR AP 2			SOBRECALENTADOR AP 3		
	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
Gases									
Flujo de gases [kg/hr]	895892.00	895892.00	0.00%	895892.00	895892.00	0.00%	895892.00	895892.00	0.00%
Temp Entrando [C]	562.30	562.30	0.00%	552.66	552.50	-0.03%	524.38	526.70	0.44%
Temp Saliendo [C]	552.66	552.80	0.02%	524.38	523.89	-0.09%	477.86	484.40	1.35%
Proceso									
Flujo de Vapor [kg/hr]	124299.00	124299.00	0.00%	124299.00	124299.00	0.00%	124299.00	124299.00	0.00%
Presion Entrando [bar]	58.26	58.26	-0.01%	59.59	59.29	-0.51%	60.40	60.19	-0.35%
Presion Saliendo [bar]	56.30	56.40	0.17%	58.26	58.67	0.69%	59.59	59.78	0.32%
Temp Saliendo [C]	502.35	502.80	0.09%	471.65	469.40	-0.48%	385.62	382.20	-0.90%
Temp Entrando [C]	471.66	469.40	-0.48%	385.63	382.20	-0.90%	276.02	276.70	0.25%
Carga 50%	EVAPORADOR			ECONOMIZADOR AP 1			ECONOMIZADOR AP 2		
	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
Gases									
Flujo de gases [kg/hr]	895892.00	895892.00	0.00%	895892.00	895892.00	0.00%	895892.00	895892.00	0.00%
Temp Entrando [C]	477.86	484.40	1.35%	285.27	286.10	0.29%	270.19	261.70	-3.24%
Temp Saliendo [C]	290.27	291.10	0.29%	270.19	261.70	-3.24%	232.51	223.90	-3.84%
Proceso									
Flujo de Vapor [kg/hr]	124299.00	124299.00	0.00%	124299.01	124299.00	0.00%	99351.01	99352.00	0.00%
Presion Entrando [bar]	60.40	60.40	0.00%	60.83	60.74	-0.14%	60.95	60.95	0.00%
Presion Saliendo [bar]	60.40	60.40	0.00%	60.62	60.40	-0.36%	60.83	60.74	-0.14%
Temp Saliendo [C]	276.02	277.20	0.43%	276.42	274.40	-0.74%	252.00	250.00	-0.80%
Temp Entrando [C]	276.02	274.40	-0.59%	252.00	250.00	-0.80%	168.30	168.30	0.00%
Calor Absorbido [W]	54159.48	54331.52	0.32%						

La Tabla 5.6 muestra la comparación entre el estado estable definido por diseño y los valores obtenidos por el simulador ante los parámetros de la turbina de gas al 50% de su carga. Este caso registra un flujo de 24948 kg/hr de “Bypass” del segundo economizador de alta presión para regular la temperatura de entrada al domo de alta presión y mantenerse en una zona cerca de saturación. Este incremento de flujo es importante pues genera enfriamiento mayor a los gases de combustión que aun tienen intercambiadores de calor por recorrer, además es el flujo necesario de agua de alimentación al domo para mantener la demanda de vapor señalada. Comparando con el estado estable de diseño, la simulación tiene su error máximo en la temperatura de salida de los gases de combustión del economizador 2 con un 3.84%, y esto se debe a las suposiciones que se han hecho a lo largo del desarrollo del modelo lo cual va creando una discrepancia ante los valores de comparación.

La Tabla 5.7 muestra la comparación entre los valores de diseño y los resultados del simulador, al igual que la carga del 50% existe un “Bypass”, de flujo en el economizador de alta presión 2 de la misma magnitud. Una vez estabilizado el proceso, se puede apreciar que la diferencia se encuentra por abajo del 2.77%, la cual nuevamente se obtiene en la temperatura de salida de los gases de combustión en el economizador 2.

Tabla 5.7. Comparación de estado estable al 75% de carga.

Carga 75%	SOBRECALENTADOR AP 1			SOBRECALENTADOR AP 2			SOBRECALENTADOR AP 3		
	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
Gases									
Flujo de gases [kg/hr]	1083578.00	1083578.00	0.00%	1083578.00	1083578.00	0.00%	1083578.00	1083578.00	0.00%
Temp Entrando [C]	562.20	562.20	0.00%	552.41	552.20	-0.04%	524.36	526.10	0.33%
Temp Saliendo [C]	552.41	552.20	-0.04%	524.36	526.10	0.33%	480.48	487.80	1.50%
Proceso									
Flujo de Vapor [kg/hr]	149449.00	149449.00	0.00%	149449.00	149449.00	0.00%	149449.00	149449.00	0.00%
Presion Entrando [bar]	69.45	69.43	-0.03%	71.02	70.67	-0.50%	71.98	71.71	-0.38%
Presion Saliendo [bar]	67.13	67.22	0.13%	69.45	69.91	0.65%	71.02	71.22	0.28%
Temp Saliendo [C]	496.20	492.80	-0.69%	465.78	458.30	-1.63%	383.48	376.70	-1.80%
Temp Entrando [C]	465.78	458.30	-1.63%	383.49	376.70	-1.80%	287.72	288.30	0.20%
Carga 75%	EVAPORADOR			ECONOMIZADOR AP 1			ECONOMIZADOR AP 2		
	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
Gases									
Flujo de gases [kg/hr]	1083578.00	1083578.00	0.00%	1083578.00	1083578.00	0.00%	1083578.00	1083578.00	0.00%
Temp Entrando [C]	480.48	487.80	1.50%	298.03	300.00	0.66%	280.73	275.00	-2.08%
Temp Saliendo [C]	303.92	305.00	0.36%	280.73	275.00	-2.08%	241.51	235.00	-2.77%
Proceso									
Flujo de Vapor [kg/hr]	149447.47	149449.00	0.00%	149449.00	149449.00	0.00%	124501.00	124502.00	0.00%
Presion Entrando [bar]	71.98	71.98	0.00%	72.52	72.46	-0.08%	72.52	72.74	0.30%
Presion Saliendo [bar]	71.98	71.98	0.00%	72.21	71.98	-0.33%	72.54	72.46	-0.12%
Temp Saliendo [C]	287.72	288.90	0.41%	286.92	286.10	-0.29%	259.41	259.40	0.00%
Temp Entrando [C]	287.72	286.10	-0.57%	259.41	259.40	0.00%	176.10	176.10	0.00%
Calor Absorbido [W]	61997.40	62244.33	0.40%						

Por último se realiza una simulación de estado estable para el caso del 100% de carga. La Tabla 5.8 muestra los resultados de dicho análisis, en este caso no se considera un “Bypass” entre economizadores, por lo que el flujo másico en ambos módulos es el mismo; sin embargo, existe una acción del atemperador ya que por causas de diseño la temperatura a la salida del segundo sobrecalentador no debe superar los 459.4 °C, esto implica la inyección de fluido refrigerante mediante la acción de un controlador hasta llegar a la temperatura indicada, esta acción significa a la vez, un aumento en el flujo másico del vapor sobrecalentado lo cual influye en el calor absorbido de los gases de combustión, este aumento de flujo se refleja en una diferencia máxima de 1.41%

respecto a los valores de diseño en la demanda de vapor. Al igual que en los casos anteriores, la mayor diferencia observada en este caso se ubica en el economizador 2, solo que esta vez se ve reflejado en la salida del agua, con un máximo de 3.01% por arriba del valor de diseño.

Tabla 5.8. Comparación de estado estable al 100% de carga

Carga 100%	SOBRECALENTADOR AP 1			SOBRECALENTADOR AP 2			SOBRECALENTADOR AP 3		
	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
Gases									
Flujo de gases [kg/hr]	1213485.00	1213485.00	0.00%	1213485.00	1213485.00	0.00%	1213485.00	1213485.00	0.00%
Temp Entrando [C]	622.20	622.20	0.00%	605.18	605.07	-0.02%	560.45	569.40	1.57%
Temp Saliendo [C]	605.18	605.60	0.07%	560.45	569.40	1.57%	509.63	524.40	2.82%
Proceso									
Flujo de Vapor [kg/hr]	203635.35	200800.00	-1.41%	203635.35	200703.00	-1.46%	197303.00	197303.00	0.00%
Presion Entrando [bar]	92.88	92.87	-0.01%	94.91	94.46	-0.48%	96.11	95.77	-0.36%
Presion Saliendo [bar]	89.72	89.91	0.21%	92.88	93.56	0.73%	94.91	95.15	0.25%
Temp Saliendo [C]	501.75	503.30	0.31%	459.40	459.40	0.00%	389.61	382.80	-1.78%
Temp Entrando [C]	459.40	458.90	-0.11%	362.59	371.10	2.29%	308.10	308.30	0.07%
Carga 100%	EVAPORADOR			ECONOMIZADOR AP 1			ECONOMIZADOR AP 2		
	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
Gases									
Flujo de gases [kg/hr]	1213485.00	1213485.00	0.00%	1213485.00	1213485.00	0.00%	1213485.00	1213485.00	0.00%
Temp Entrando [C]	509.63	524.40	2.82%	323.98	323.90	-0.02%	293.07	292.20	-0.30%
Temp Saliendo [C]	325.48	328.30	0.86%	293.07	292.20	-0.30%	238.67	242.20	1.46%
Proceso									
Flujo de Vapor [kg/hr]	197303.00	197303.00	0.00%	197303.00	197303.00	0.00%	197303.00	197303.00	0.00%
Presion Entrando [bar]	96.11	96.11	0.00%	97.28	96.94	-0.35%	97.77	97.77	0.00%
Presion Saliendo [bar]	96.11	96.11	0.00%	96.74	96.11	-0.65%	97.28	96.94	-0.35%
Temp Saliendo [C]	308.10	308.90	0.26%	307.27	300.60	-2.22%	267.20	259.40	-3.01%
Temp Entrando [C]	308.10	300.60	-2.49%	267.20	259.40	-3.01%	185.90	185.60	-0.16%
Calor Absorbido [W]	73484.01	75836.54	3.10%						

Estos resultados dan pauta a que el simulador se mantiene estable y que sus módulos funcionan en conjunto. El siguiente paso es generar cambios en el sistema que afecten el estado estable, y mostrar el comportamiento del modelo ante tal perturbación, manteniendo los límites de demanda definidos por los valores de diseño.

5.2.3. Estudio de sensibilidad

El esquema de diferencias finitas utilizado para la solución de los modelos matemáticos aquí planteados se basa en aproximaciones del dominio continuo, dichas aproximaciones reflejan una diferencia respecto a la solución exacta dependiendo del tamaño de paso seleccionado, por lo que es necesario hacer un análisis del tamaño de paso que mantenga un buen desempeño del simulador durante las pruebas, tanto de precisión en la solución como de tiempo de cómputo.

Para realizar el estudio de sensibilidad se toma el caso de estado estable con carga al 100% de la turbina de gas, y se simula bajo diferentes pasos de tiempo y espacio, enfocándose en las diferencias de los valores simulados y los datos de diseño para los módulos SCAP3 y ECAP1 para determinar si la malla numérica es sensible al paso de integración.

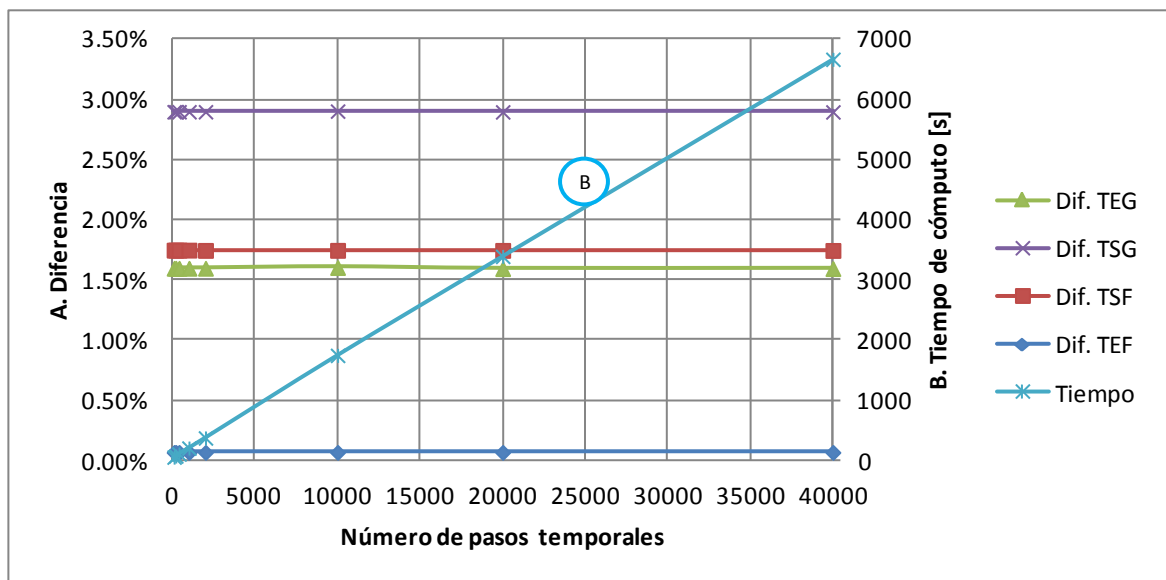


Figura 5.2. Sensibilidad de la malla numérica al tamaño de paso temporal SCAP3.

La Figura 5.2 muestra la variación de la diferencia entre los valores simulados y los datos de diseño para un sobrecalentador, en la cual se puede observar que el tamaño de paso temporal no influye en la precisión del caso simulado, es decir, la malla numérica del modelo no es sensible al tamaño de paso de integración en el tiempo, pues las diferencias se mantienen constantes para distintos valores del tamaño de paso en el tiempo Δt .

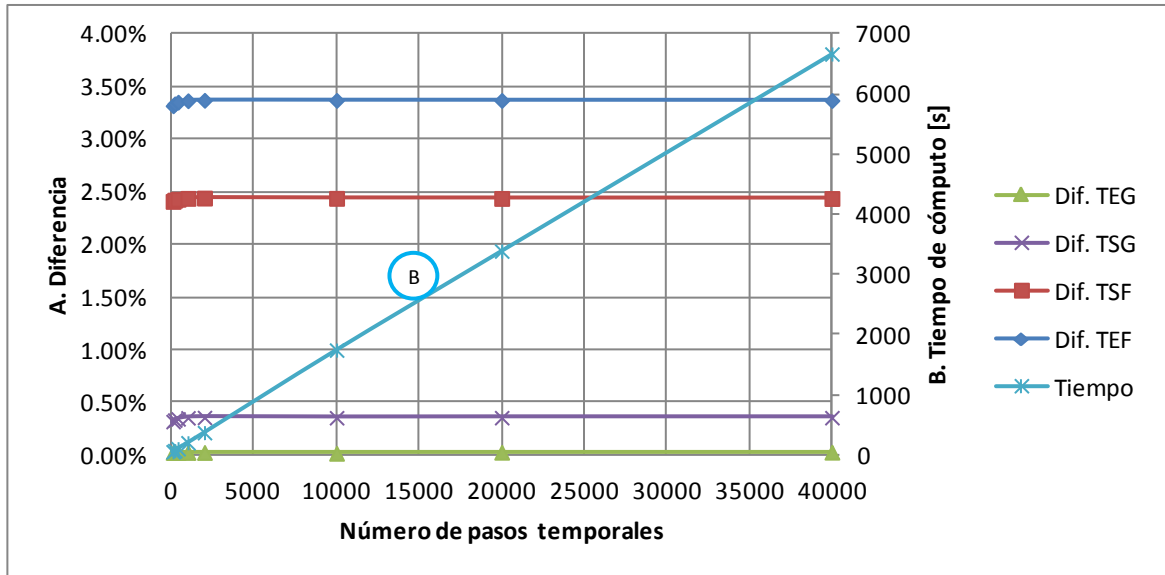


Figura 5.3. Sensibilidad de la malla numérica al tamaño de paso temporal ECAP1.

El mismo comportamiento se observa para un módulo economizador de la Figura 5.3, por lo que se concluye del método numérico BTCS es tanto incondicionalmente estable como insensible al tamaño de paso temporal.

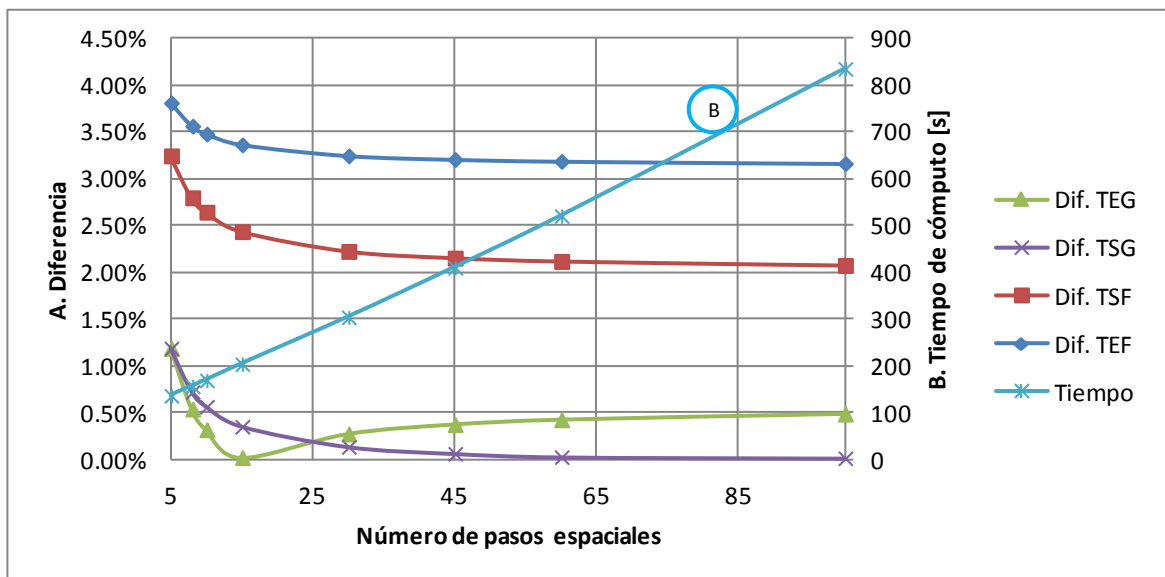


Figura 5.4. Sensibilidad de la malla numérica al tamaño de paso espacial SCAP3.

Además es necesario analizar el tamaño de paso espacial que se define en el modelo discreto de los intercambiadores de calor. La Figura 5.4 ilustra el comportamiento de las diferencias del análisis de estado estable al 100% de carga en un economizador contra la cantidad de pasos espaciales. En este caso se observa como las diferencias del análisis disminuyen con la disminución del tamaño de paso a integrar, esto quiere decir que la malla numérica es sensible al tamaño paso espacial Δx , y entre más fina sea la malla, el resultado será más preciso.

Para definir el tamaño de integración óptimo es necesario contemplar tanto la precisión de la solución, como el tiempo de cómputo. El tiempo de cómputo depende de los recursos computacionales disponibles como procesador, memoria RAM, etc. (en este trabajo se utilizó un CPU con 4GB de memoria RAM y un procesador de 3.1GHz). En la Figura 5.4 se observa que la curva de tiempo de cómputo aumenta con respecto al incremento de número de pasos espaciales de manera casi lineal, mientras que la precisión del simulador aumenta de manera exponencial. Se determinó que 15 pasos de integración espacial mantienen un tiempo corte de cómputo sin sacrificar considerablemente la precisión de la simulación.

5.2.4. Balance global de energía

El modelo planteado en este trabajo se basa en ecuaciones de balance de energía y materia, y una manera de comprobar que los balances se están cumpliendo correctamente es haciendo un balance global del sistema.

En el caso de balance de masa se puede observar de las tablas anteriores de simulación en estado estable que el flujo másico de los gases y vapor se mantiene constante debido a que no existe transferencia de masa al ser un sistema cerrado.

Tabla 5.9. Balance de energía estado estable 100% de carga.

Módulo	Qgm [kW]	Qfm [kW]	Diferencia
SCAP1	-7097.93	7098.04	-0.002%
SCAP2	-18485.67	18485.90	-0.001%
SCAP3	-20769.30	20769.43	-0.001%
EVAPAP	-73484.01	73484.01	0.000%
ECAP1	-12179.18	12179.19	0.000%
ECAP2	-18050.33	18050.35	0.000%
	Qgm [kW]	Qfm [kW]	Balance [kW]
Total	-150066.42	150066.91	0.48

Por otro lado, para el caso de balance de energía, la Tabla 5.9 muestra los flujos de calor calculados para los módulos simulados del estado estable al 100% de carga. Los valores se calculan en base a las ecuaciones (3.4) y (3.5) para cada punto de la malla numérica (ver Figura 3.2) del módulo en cuestión, de esta manera se comprueba que el balance de energía se cumple para cada intercambiador de calor, es decir, el calor recuperado de los gases provenientes de la turbina por los tubos (Q_{gm}) es el mismo que se transfiere a el agua/vapor interno (Q_{fm}), donde la diferencia entre los valores es menor a la tolerancia de 1×10^{-4} especificada en este simulador.

6. Validación y resultados

En el proceso de generación de vapor, ya sea para uso industrial o generación de energía, pueden ocurrir cambios dinámicos en la demanda en la producción de este recurso, los cuales pueden ser repentinos o previamente planificados. Dichos cambios generan perturbaciones en el equipo que deben ser manejados por un buen sistema de control, capaz de mantener la estabilidad del equipo.

El equipo utilizado como referencia para este trabajo se somete a la carga de la turbina de gas, es decir, el HRSG es dominado por el comportamiento en la combustión de la turbina de gas a la cual está acoplado. Es por eso que el sistema de control adopta acciones que permiten mantener estable el equipo ante cambios en los parámetros de los gases calientes. El HRSG producirá la cantidad de vapor necesaria para mantener los distintos módulos en condiciones seguras de trabajo, sin llegar a los límites que aunque pudieran dar más eficiencia, probablemente disminuirían el tiempo de vida del equipo lo cual repercute en el aspecto económico de un proyecto.

Lo que se busca en esta sección es simular el fenómeno transitorio que ocurre en el cambio de un estado estable a otro. Se simularán 3 casos transitorios, aumento de carga del 50-75%, rechazo de carga del 100-75% y por último un aumento de carga 50-75-100%, con el fin de probar la capacidad del simulador para seguir diferentes cambios de carga. Las rampas serán aplicadas a lo largo de 15 minutos, es decir 900 segundos, esto se debe a que aunque el simulador pudiera aceptar cambios muy bruscos, físicamente y en campo, se realizan cambios más suaves para evitar afectar la integridad del equipo.

Un punto importante es el hecho de que solo se han dejado a la vista las variables importantes del proceso, como nivel de líquido en domo, temperaturas, presiones, y flujos másicos de los distintos módulos. Los resultados se interpretan gráficamente gracias al programa de licencia libre GNUPLOT, además de comparación entre los estados estables logrados una vez terminado el proceso transitorio y los valores de diseño proporcionados por CERREY.

6.1. Caso 1. 50-75%

El objetivo de la prueba es seguir una rampa de aumento de carga a lo largo de 900 segundos, este cambio es generado por un aumento del flujo másico en los gases de combustión de la turbina de gas. El cambio es programado en el simulador sin hacer referencia a algún sistema de control en la turbina de gas, solo se utiliza un algoritmo que genere el aumento con el paso del tiempo hasta llegar al 75% de carga. Se consideran los siguientes eventos:

- Un “Bypass” de agua entre los economizadores de 24948 kg/hr para regular la temperatura de fluido saliente del economizador 2.
- No existe atemperación en sobrecalentadores.
- Se permite al sistema llegar a un estado estable inicial del 50% para iniciar el cambio de carga, es decir, se da un tiempo de 1000 segundos respecto a las condiciones de arranque del análisis para que las variables se estabilicen.

La Tabla 6.1 muestra la comparación de los puntos inicial y final ante la rampa de aumento de carga. Se determina el porcentaje de error que tiene la simulación comparada con los valores de diseño, se observa que los módulos economizadores poseen los errores más significativos, una diferencia máxima de 5.29% en la temperatura de salida de los gases a la salida del segundo economizador, este error se repite en menor cantidad para el punto final del estudio con 4.19% absoluto. Cada uno de los modelos del simulador tiene simplificaciones y suposiciones que generan una discrepancia respecto a los valores de diseño, estas discrepancias van acumulándose con el paso del tiempo y con el paso espacial del simulador, es por eso que a la salida del HRSG simulado existen los mayores errores del modelo. Lo mismo ocurre en los módulos sobrecalentadores, la temperatura del vapor lleva consigo un error que se ha acumulado desde la alimentación de agua al equipo, mientras que los gases de combustión tienen poco recorrido espacial y temporal, por lo que su error es casi imperceptible.

Tabla 6.1. Comparación de punto inicial y final de un cambio del 50 al 75%.

		Carga 50%			CARGA 75%		
		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE GASES CALIENTES [kg/s]		895892.00	895892.00	0.00%	1083578.00	1083578.00	0.00%
SOBRECALENTADOR AP 1		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.00	124299.00	0.00%	149450.65	149449.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	562.30	562.30	0.00%	562.20	562.20	0.00%
	TEMP FLUIDO [C]	472.60	469.40	-0.68%	466.59	458.30	-1.81%
	PRESION FLUIDO [bar]	58.26	58.26	0.00%	69.45	69.43	-0.03%
SALIDA	TEMP GASES [C]	552.84	552.80	-0.01%	552.56	552.20	-0.07%
	TEMP FLUIDO [C]	503.15	502.80	-0.07%	497.07	492.80	-0.87%
	PRESION FLUIDO [bar]	56.30	56.40	0.18%	67.12	67.22	0.14%
SOBRECALENTADOR AP 2		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.00	124299.00	0.00%	149450.65	149449.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	552.84	552.50	-0.06%	552.56	552.20	-0.07%
	TEMP FLUIDO [C]	386.53	382.20	-1.13%	384.14	376.70	-1.97%
	PRESION FLUIDO [bar]	59.59	59.29	-0.51%	71.02	70.67	-0.50%
SALIDA	TEMP GASES [C]	524.93	523.89	-0.20%	524.80	526.10	0.25%
	TEMP FLUIDO [C]	472.60	469.40	-0.68%	466.59	458.30	-1.81%
	PRESION FLUIDO [bar]	58.26	58.67	0.70%	69.45	69.91	0.66%
SOBRECALENTADOR AP 3		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.00	124299.00	0.00%	149450.65	149449.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	524.93	526.70	0.34%	524.80	526.10	0.25%
	TEMP FLUIDO [C]	276.02	276.70	0.25%	287.73	288.30	0.20%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.40	60.19	-0.35%	71.98	71.71	-0.38%
SALIDA	TEMP GASES [C]	478.72	484.40	1.17%	481.11	487.80	1.37%
	TEMP FLUIDO [C]	386.52	382.20	-1.13%	384.13	376.70	-1.97%
	PRESION FLUIDO [bar]	59.59	59.78	0.32%	71.02	71.22	0.28%
EVAPORADOR		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.00	124299.00	0.00%	149450.65	149449.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	478.72	484.40	1.17%	481.11	487.80	1.37%
	TEMP FLUIDO [C]	276.02	274.40	-0.59%	287.73	286.10	-0.57%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.40	60.40	0.00%	71.98	71.98	0.00%
SALIDA	TEMP GASES [C]	293.57	291.10	-0.85%	306.18	305.00	-0.39%
	TEMP FLUIDO [C]	276.02	277.20	0.43%	287.73	288.90	0.41%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.40	60.40	0.00%	71.98	71.98	0.00%
ECONOMIZADOR AP 1		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.012	124299.000	0.00%	149450.652	149449.000	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	288.57	286.10	-0.86%	301.18	300.00	-0.39%
	TEMP FLUIDO [C]	248.06	250.00	0.78%	257.73	259.40	0.65%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.83	60.74	-0.14%	72.55	72.46	-0.12%
SALIDA	TEMP GASES [C]	271.35	261.70	-3.69%	282.73	275.00	-2.81%
	TEMP FLUIDO [C]	275.94	274.40	-0.56%	287.48	286.10	-0.48%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.62	60.40	-0.36%	72.24	71.98	-0.36%
ECONOMIZADOR AP 2		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		99351.01	99352.00	0.00%	124515.12	124502.00	-0.01%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	271.35	261.70	-3.69%	282.73	275.00	-2.81%
	TEMP FLUIDO [C]	168.30	168.30	0.00%	176.10	176.10	0.00%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.95	60.95	0.00%	72.74	72.74	0.00%
SALIDA	TEMP GASES [C]	235.75	223.90	-5.29%	244.86	235.00	-4.20%
	TEMP FLUIDO [C]	248.06	250.00	0.78%	257.73	259.40	0.65%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.83	60.74	-0.14%	72.55	72.46	-0.12%

El objetivo principal de estos análisis es el de visualizar el comportamiento de las variables durante el cambio de carga, para esto se han generado una serie de gráficas que despliegan la información transitoria de las variables de interés, gobernadas por el sistema de control.

La Figura 6.1 muestra la rampa de carga a seguir. Durante 900 segundos se genera un aumento lineal en la carga de gases calientes dirigidos a la entrada del HRSG, al llegar a su punto final la carga se vuelve a mostrar constante.

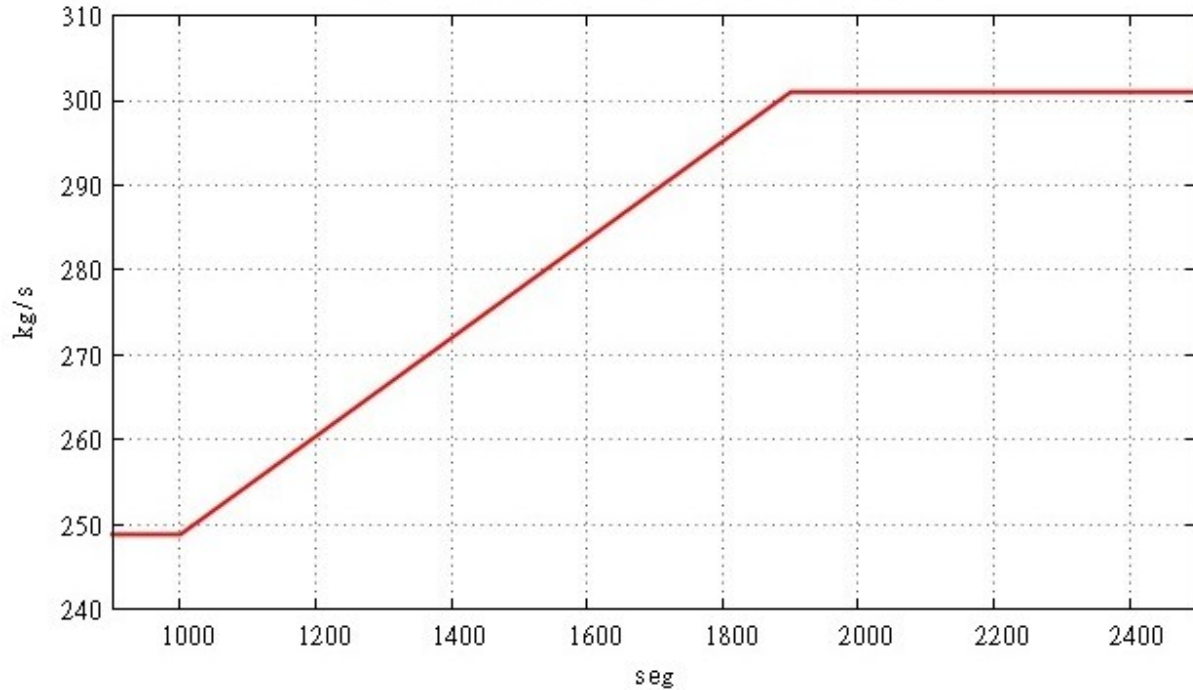


Figura 6.1. Flujo másico de gases calientes. Rampa 50-75%.

Ante este cambio el sistema de control genera acciones correctivas en las válvulas de alimentación y extracción de vapor para mantener el nivel de líquido en el domo, en el 50% de su diámetro. La Figura 6.2 ilustra el comportamiento del nivel de líquido en el domo, debido a que el sistema de control reduce la salida de vapor del domo para crear un aumento de presión demandada por la carga, comienza a entrar más líquido del que sale ocasionando un aumento de nivel en el domo.

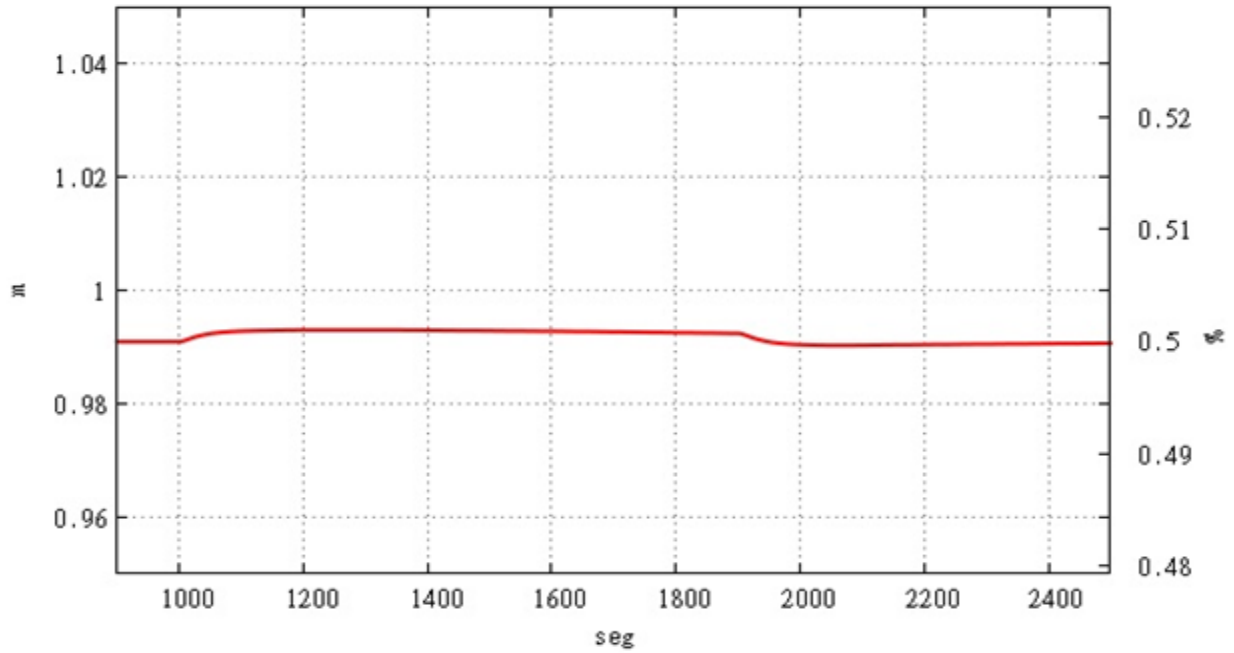


Figura 6.2. Nivel de domo. Rampa 50-75%.

El sistema de control conduce la presión del domo a seguir la carga de gases calientes, la Figura 6.3 muestra el cambio de esta variable, y se observa un sobretiro del 0.37% al momento de llegar al punto final, lo cual es normal ante los retrasos generados por los procesos de balance de masa y transferencia de energía, así como la inercia de acumulación de energía del equipo.

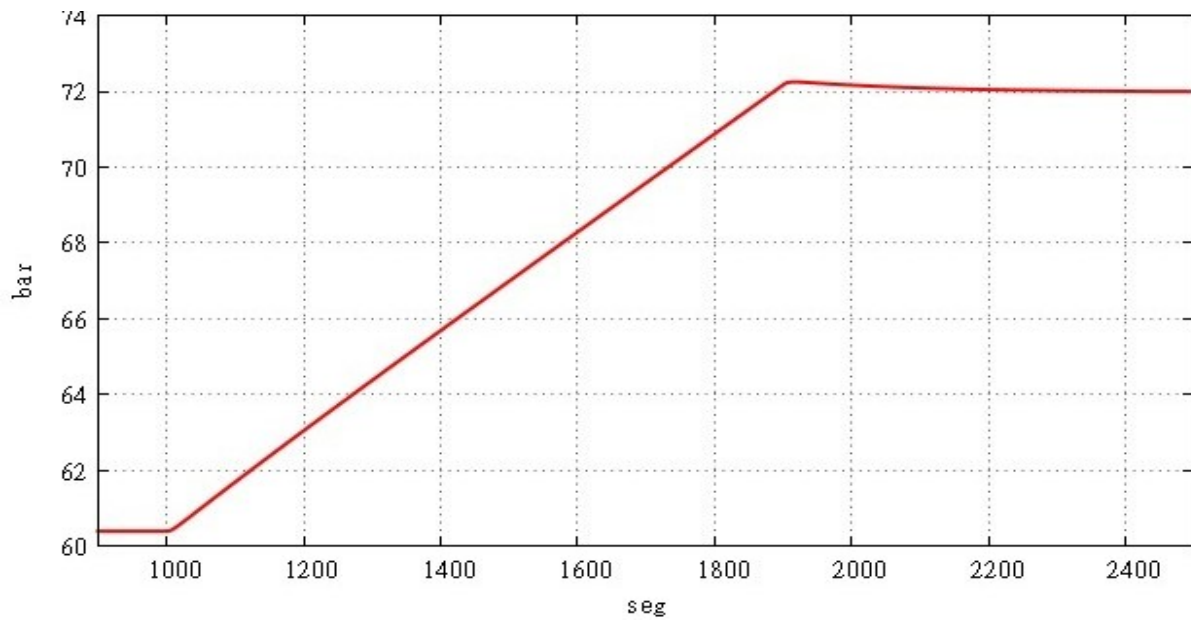


Figura 6.3. Presión de domo. Rampa 50-75%.

A su vez, el cambio en los flujos másicos genera una perturbación tanto en la temperatura de gases calientes, como en la temperatura del fluido interno. En la Figura 6.4 se observa el cambio en la temperatura de los gases a la salida de cada módulo, si bien hubo un aumento de carga, la temperatura de los gases en los módulos de sobrecalentamiento no se diferencia mucho entre el punto inicial y final y esto se debe en gran medida a que la condición de temperatura a la entrada del HRSG se mantuvo prácticamente estable. El cambio en la temperatura de los gases es más notable en los módulos siguientes, donde la relación que existe entre flujo de gases y agua/vapor se basa en compensar la tasa de evaporación y no necesariamente se enfoca en mantener una temperatura de gases.

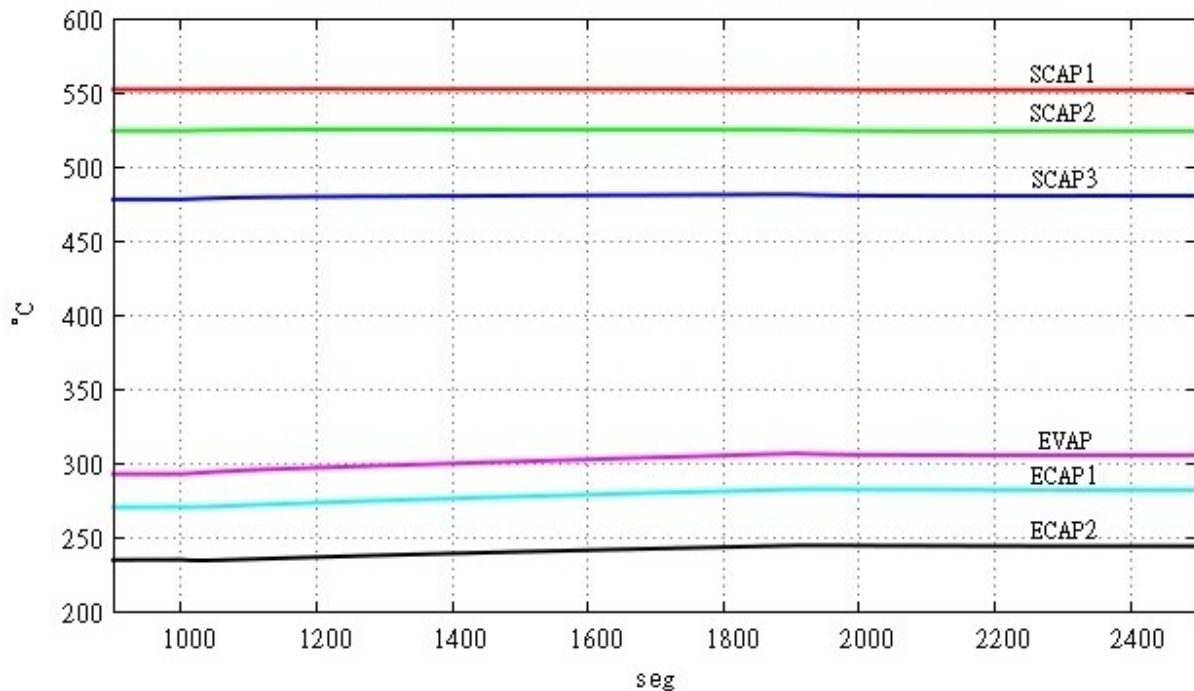


Figura 6.4. Temperatura de salida de los gases de combustión por módulo. Rampa 50-75%.

La Figura 6.5 muestra un fenómeno similar a la temperatura de los gases, donde a pesar de tener un aumento de carga de gases calientes, la temperatura del fluido en los módulos de sobrecalentamiento disminuye, esto se debe a las condiciones que sale el vapor del domo, un aumento en la presión del domo significa que existe evaporación a menor temperatura por lo que las condiciones térmicas del vapor a la entrada de cada sobrecalentador disminuyen respecto a la carga inicial de la rampa. El comportamiento en los módulos de los economizadores es opuesto, aquí se aprecia un aumento en la temperatura del fluido que se explica básicamente del efecto en la

transferencia de calor afectada por la fricción de los gases y el fluido interno en los tubos de los intercambiadores, además de una temperatura más alta de alimentación a los economizadores proveniente de el precalentador (no modelado). Es importante hacer notar que la temperatura a la salida del economizador 1 es igual a la del evaporador, este se debe a la suposición de que la temperatura en el domo es siempre la de saturación, y ya que las condiciones de entrada del domo son las de la salida del economizador 1 se tiene un empalme de líneas en las gráficas de temperatura.

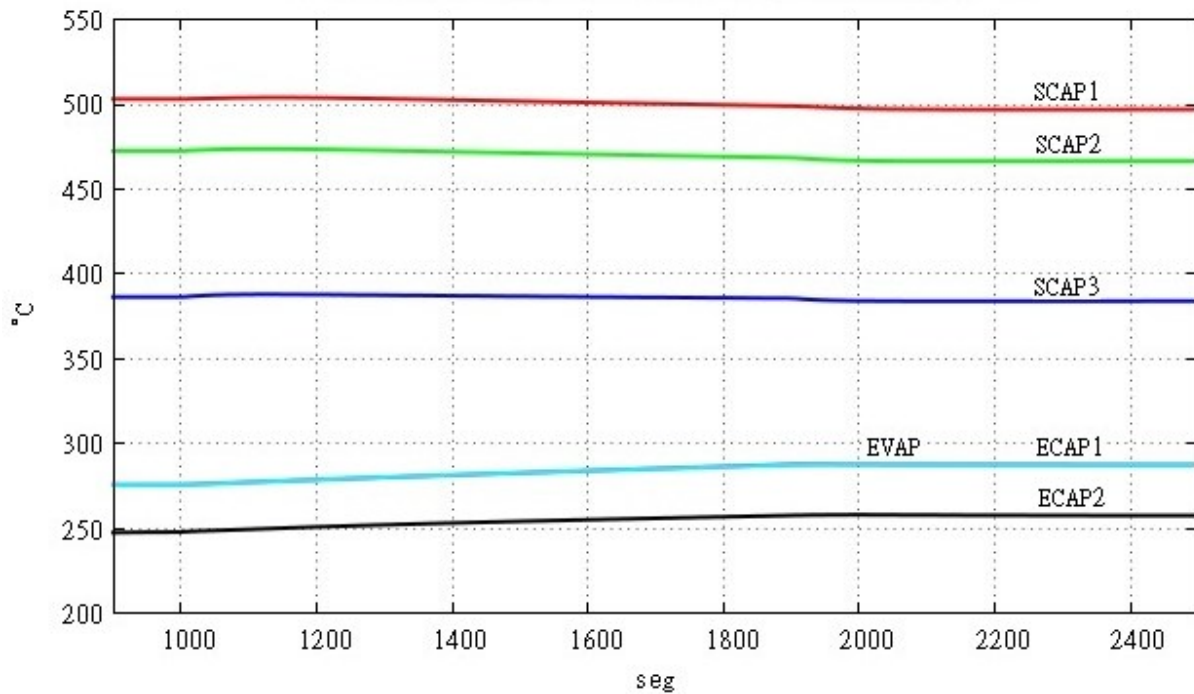


Figura 6.5. Temperatura de salida del fluido por módulo. Rampa 50-75%.

La Figura 6.6 muestra el trabajo que hace el control sobre las válvulas de alimentación y extracción de vapor, tal y como se comentó anteriormente, el sistema de control de este simulador está diseñado para que además de mantener un nivel determinado de líquido en el domo, también se mantenga una presión demandada de vapor, por lo que durante un cambio de carga, existe una separación de la trayectoria que toma el fluido de alimentación al del vapor extraído del HRSG. Además se cuenta con un “Bypass” en el economizador 1 por lo que el economizador 2 cuenta con menos flujo interno en movimiento.

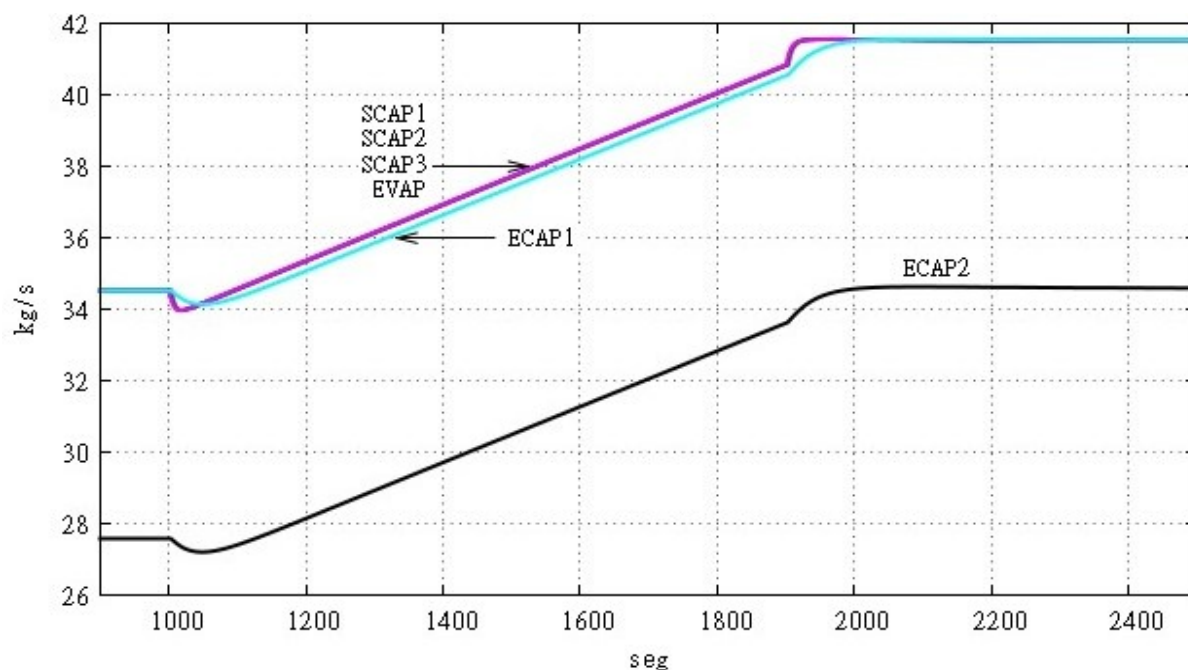


Figura 6.6. Flujo másico de vapor por módulo. Rampa 50-75%.

En la Figura 6.7 se grafica el flujo de agua de alimentación y vapor de extracción del domo, si se restan las dos líneas graficadas prácticamente se obtiene el comportamiento del nivel de líquido en el domo.

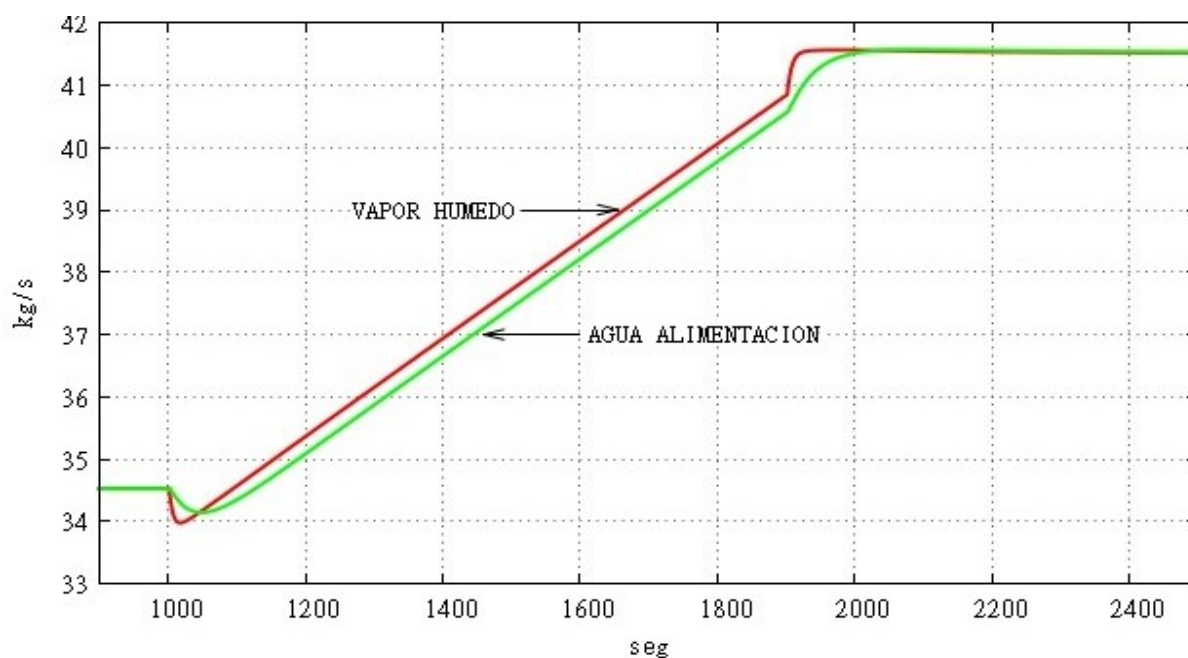


Figura 6.7. Flujo másico en el domo. Rampa 50-75%.

6.2. Caso 2. 100-75%

Este caso describe el comportamiento del sistema ante un rechazo de carga de 100 a 75% de la capacidad de la turbina de gas, haciendo un decremento en la cantidad de gases de combustión y la temperatura de los mismos. Esta vez ocurren los siguientes eventos:

- Al 100% de carga existe una atemperación del vapor sobrecalentado para lograr una temperatura máxima de 459.4 °C a la salida del sobrecalentador 2 y una máxima de 503.3 °C a la salida del sistema.
- Al iniciar la rampa de rechazo, se retira la acción del atemperador y se inicia la acción del “Bypass” antes mencionado.

El sistema de control genera las acciones necesarias para mantener los niveles de líquido en el domo y la presión demandada del vapor, y una vez alcanzado el estado estable el simulador calcula los resultados de la Tabla 6.2.

La primera diferencia entre el simulador y los datos de estado estable es la cantidad de vapor a la salida del sobrecalentador 1 al 100% de carga, esta diferencia se debe a que el atemperador del simulador inyecta una cantidad ligeramente mayor de agua, acción ocasionada por una mayor temperatura calculada a la salida del sobrecalentador 3, esta sobrestimación se repite en el sobrecalentador 2 por lo que el control le indica a la válvula de atemperación inyectar un flujo mayor para lograr el objetivo de temperatura máxima a la salida del HRSG.

Se observa también una sobrestimación de la transferencia de calor en los módulos economizadores, esto se refleja en la temperatura a la salida del sistema la cual se encuentra por debajo del valor de diseño, a su vez, la temperatura del fluido saliente del economizador 2 es del orden de 3.29% por arriba del valor esperado, a diferencia como se observó en el caso 1, se debe a la cantidad de suposiciones en el modelo del simulador, además a las diferencias acumuladas en los gases que viajan a lo largo del HRSG, los cuales llegan a una temperatura mayor a la diseñada. Al hacer el cambio al 75% de carga, esta vez resulta que la mayor diferencia se ubica en la temperatura de los gases a la salida del sistema, con un máximo 4.07% arriba del esperado, al tener un “Bypass” en los economizadores, el economizador 2 tiene un flujo interno menor por lo que la transferencia disminuye al hacer el cambio de carga.

Tabla 6.2. Comparación de punto inicial y final de un cambio del 100 al 75%.

		Carga 100%			CARGA 75%		
		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE GASES CALIENTES [kg/s]		1213485.00	1213485.00	0.00%	1083578.00	1083578.00	0.00%
SOBRECALENTADOR AP 1		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		203931.43	200800.00	-1.56%	149449.00	149449.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	622.20	622.20	0.00%	562.20	562.20	0.00%
	TEMP FLUIDO [C]	459.40	458.90	-0.11%	466.59	458.30	-1.81%
	PRESION FLUIDO [bar]	92.89	92.87	-0.02%	69.45	69.43	-0.03%
SALIDA	TEMP GASES [C]	605.18	605.60	0.07%	552.56	552.20	-0.07%
	TEMP FLUIDO [C]	501.74	503.30	0.31%	497.07	492.80	-0.87%
	PRESION FLUIDO [bar]	89.74	89.91	0.19%	67.12	67.22	0.14%
SOBRECALENTADOR AP 2		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		203931.43	200703.00	-1.61%	149449.00	149449.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	605.18	605.07	-0.02%	552.56	552.20	-0.07%
	TEMP FLUIDO [C]	362.63	371.10	2.28%	384.14	376.70	-1.97%
	PRESION FLUIDO [bar]	94.92	94.46	-0.49%	71.02	70.67	-0.50%
SALIDA	TEMP GASES [C]	560.45	569.40	1.57%	524.80	526.10	0.25%
	TEMP FLUIDO [C]	459.40	459.40	0.00%	466.59	458.30	-1.81%
	PRESION FLUIDO [bar]	92.89	93.56	0.72%	69.45	69.91	0.66%
SOBRECALENTADOR AP 3		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		197303.00	197303.00	0.00%	149449.00	149449.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	560.45	560.45	0.00%	524.80	526.10	0.25%
	TEMP FLUIDO [C]	308.11	308.30	0.06%	287.72	288.30	0.20%
	PRESION FLUIDO [bar]	96.13	95.77	-0.37%	71.98	71.71	-0.38%
SALIDA	TEMP GASES [C]	509.63	509.63	0.00%	481.11	487.80	1.37%
	TEMP FLUIDO [C]	389.58	382.80	-1.77%	384.13	376.70	-1.97%
	PRESION FLUIDO [bar]	94.92	95.15	0.24%	71.02	71.22	0.28%
EVAPORADOR		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		197303.00	197303.00	0.00%	149449.00	149449.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	509.63	524.40	2.82%	481.11	487.80	1.37%
	TEMP FLUIDO [C]	308.11	300.60	-2.50%	287.72	286.10	-0.57%
	PRESION FLUIDO [bar]	96.13	96.11	-0.02%	71.98	71.98	0.00%
SALIDA	TEMP GASES [C]	325.49	328.30	0.86%	306.18	305.00	-0.39%
	TEMP FLUIDO [C]	308.11	308.90	0.26%	287.72	288.90	0.41%
	PRESION FLUIDO [bar]	96.13	96.11	-0.02%	71.98	71.98	0.00%
ECONOMIZADOR AP 1		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		197303.000	197303.000	0.00%	149449.000	149449.000	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	323.99	323.90	-0.03%	301.18	300.00	-0.39%
	TEMP FLUIDO [C]	267.95	259.40	-3.30%	258.74	259.40	0.25%
	PRESION FLUIDO [bar]	97.28	96.94	-0.35%	72.55	72.46	-0.12%
SALIDA	TEMP GASES [C]	292.89	292.20	-0.24%	282.95	275.00	-2.89%
	TEMP FLUIDO [C]	307.85	300.60	-2.41%	288.08	286.10	-0.69%
	PRESION FLUIDO [bar]	96.73	96.11	-0.65%	72.24	71.98	-0.36%
ECONOMIZADOR AP 2		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		197303.00	197303.00	0.00%	124501.00	124502.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	292.89	292.20	-0.24%	282.95	275.00	-2.89%
	TEMP FLUIDO [C]	185.60	185.60	0.00%	176.10	176.10	0.00%
	PRESION FLUIDO [bar]	97.77	97.77	0.00%	72.74	72.74	0.00%
SALIDA	TEMP GASES [C]	237.63	242.20	1.89%	244.58	235.00	-4.08%
	TEMP FLUIDO [C]	267.95	259.40	-3.30%	258.74	259.40	0.25%
	PRESION FLUIDO [bar]	97.28	96.94	-0.35%	72.55	72.46	-0.12%

Se presentan también para este caso, las gráficas generadas por el cambio en las variables de mayor interés para este análisis. Comenzando por la Figura 6.8 donde se muestra la gráfica del cambio de flujo másico en los gases calientes de combustión. Nuevamente se hace énfasis en el

hecho de que la rampa es resultado de un algoritmo que genera el cambio lineal, no se toma en cuenta inercia de los gases o retraso de actuadores en el funcionamiento de la turbina. Además se maneja la misma sintonización de los controladores que se utilizó en el caso pasado, esto para darle continuidad al funcionamiento del simulador ante cualquier tipo de cambio programado.

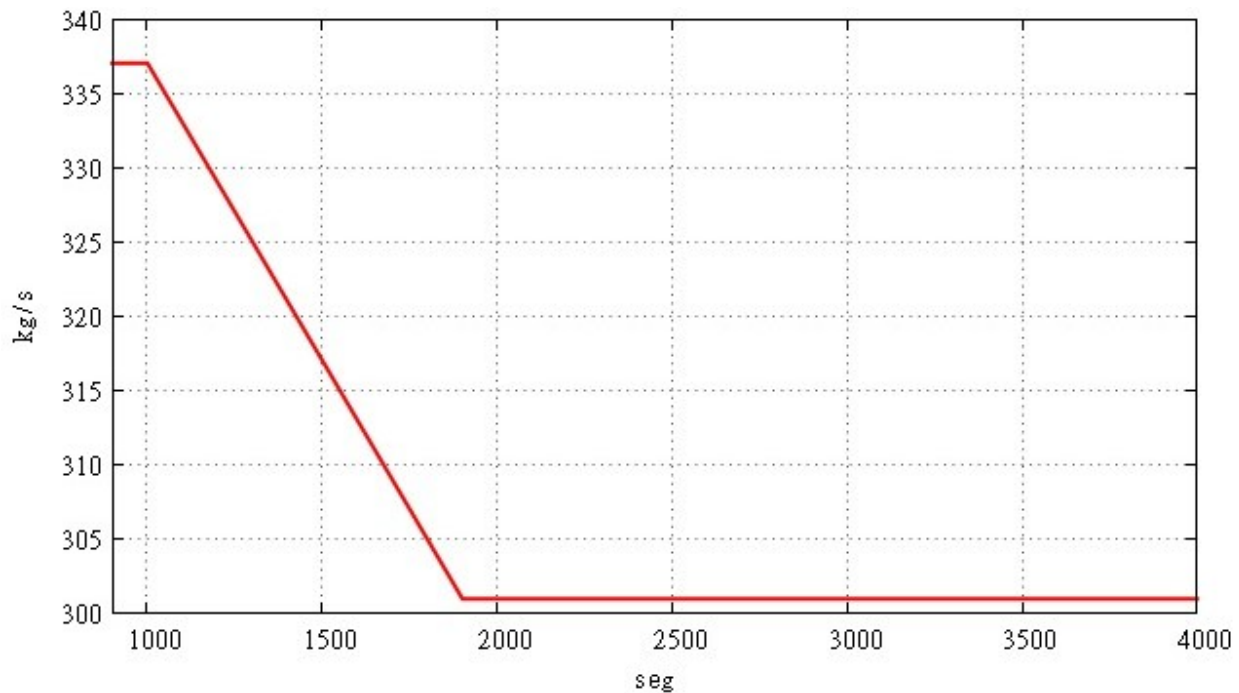


Figura 6.8. Flujo másico de gases calientes. Rampa 100-75%.

El cambio en el nivel del domo generado por el rechazo de carga se ilustra en la Figura 6.9, al presentarse un decremento en la presión demanda de vapor (ver Figura 6.10), el sistema de control indica una apertura a la válvulas de extracción de vapor durante los primeros segundos de rechazo de carga para después regular bajo la estimación que hace el PID en la demanda de nivel de líquido en el domo. Al llegar al punto final de la rampa, ocurre un sobretiro en el nivel de líquido, por lo que se corrige el flujo de agua de alimentación y extracción de vapor para generar el aumento necesario de presión en el domo hasta estabilizarse en el valor de referencia.

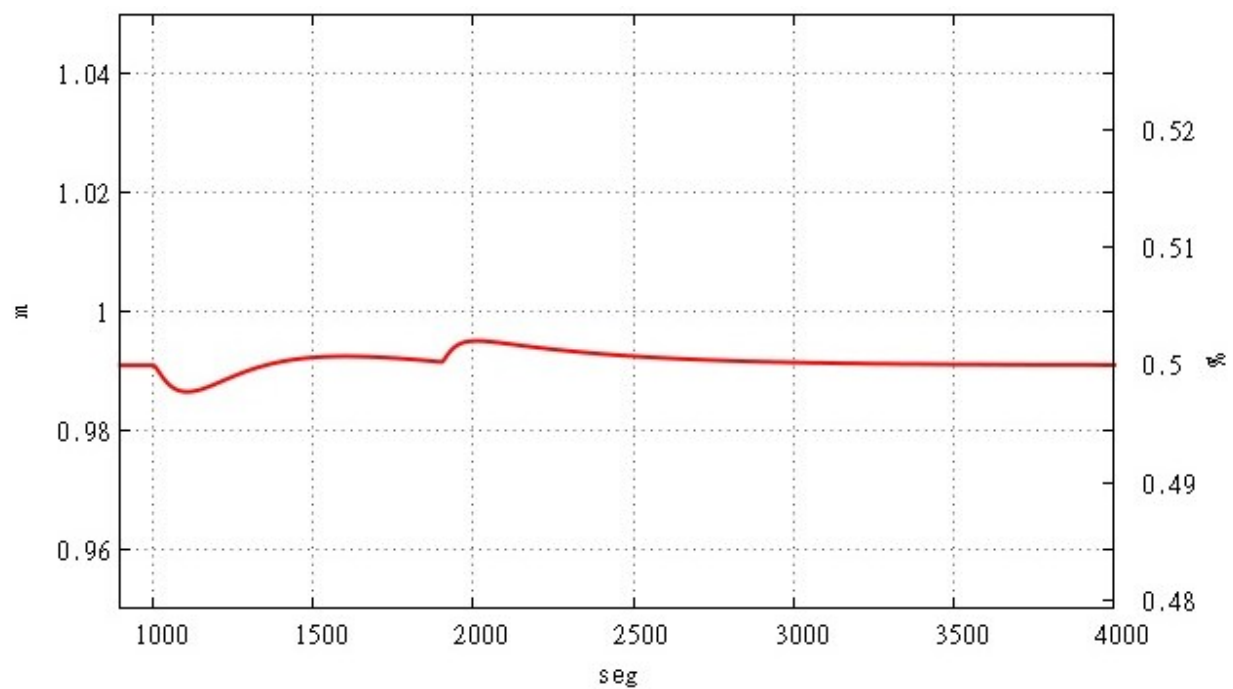


Figura 6.9. Nivel de domo. Rampa 100-75%.

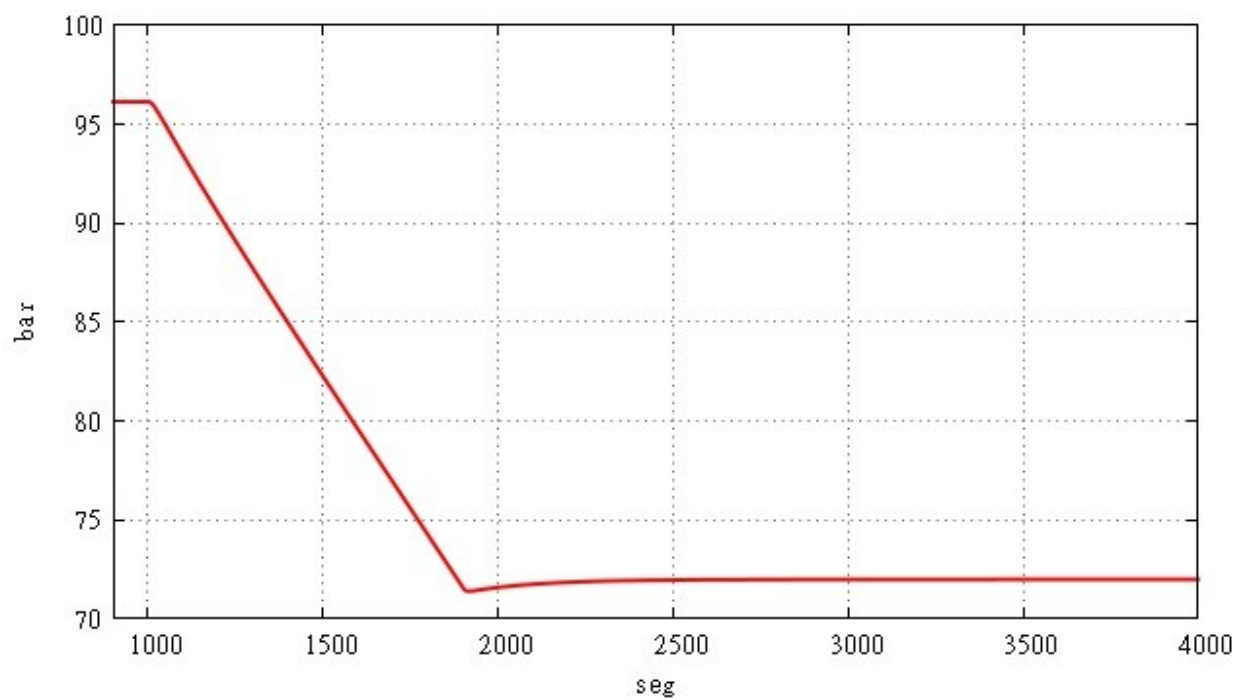


Figura 6.10. Presión de domo. Rampa 100-75%.

La Figura 6.11 y Figura 6.12 describen el comportamiento de las temperaturas de los gases y fluido a la salida de cada módulo respectivamente. La acción del atemperador se elimina al comenzar el rechazo de carga, por lo que la temperatura de gases y fluido a la salida de los sobrecalentadores aumenta para después disminuir como consecuencia de la disminución de flujo másico y la temperatura de los gases calientes de combustión. Como consecuencia de iniciar el bypass al momento del rechazo de carga, la temperatura de fluido en los economizadores disminuye hasta establecerse en su punto final de estado estable.

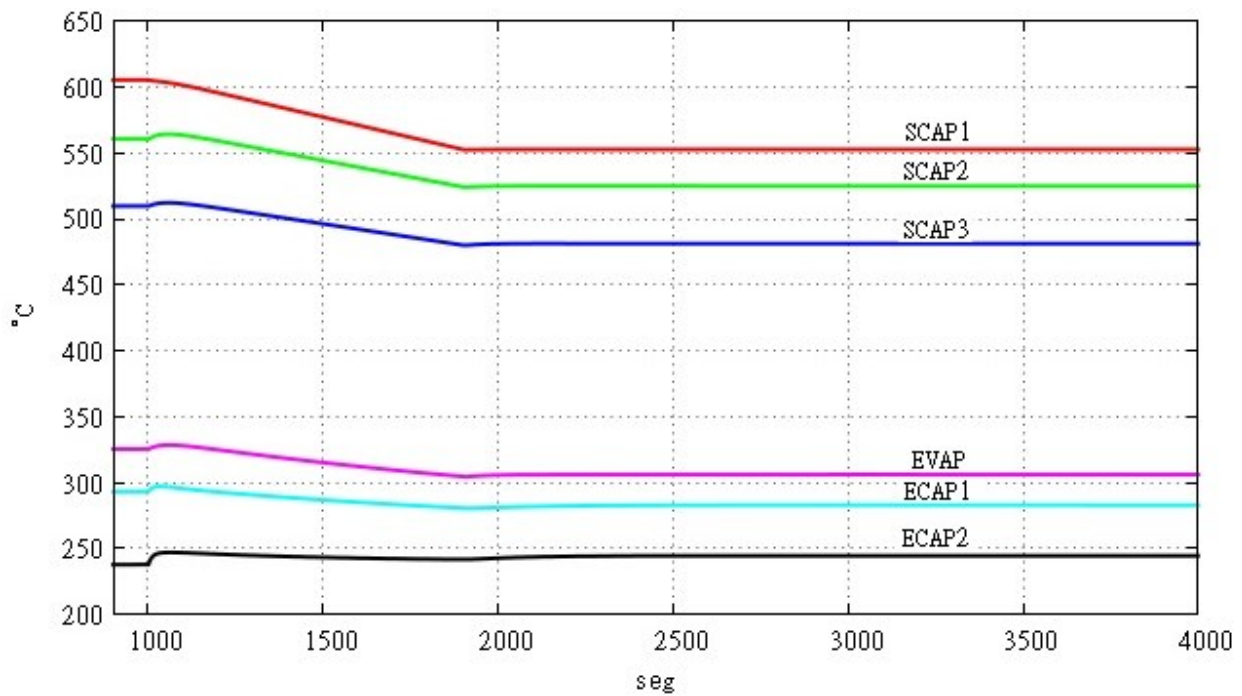


Figura 6.11. Temperatura de salida de los gases de combustión por módulo. Rampa 100-75%.

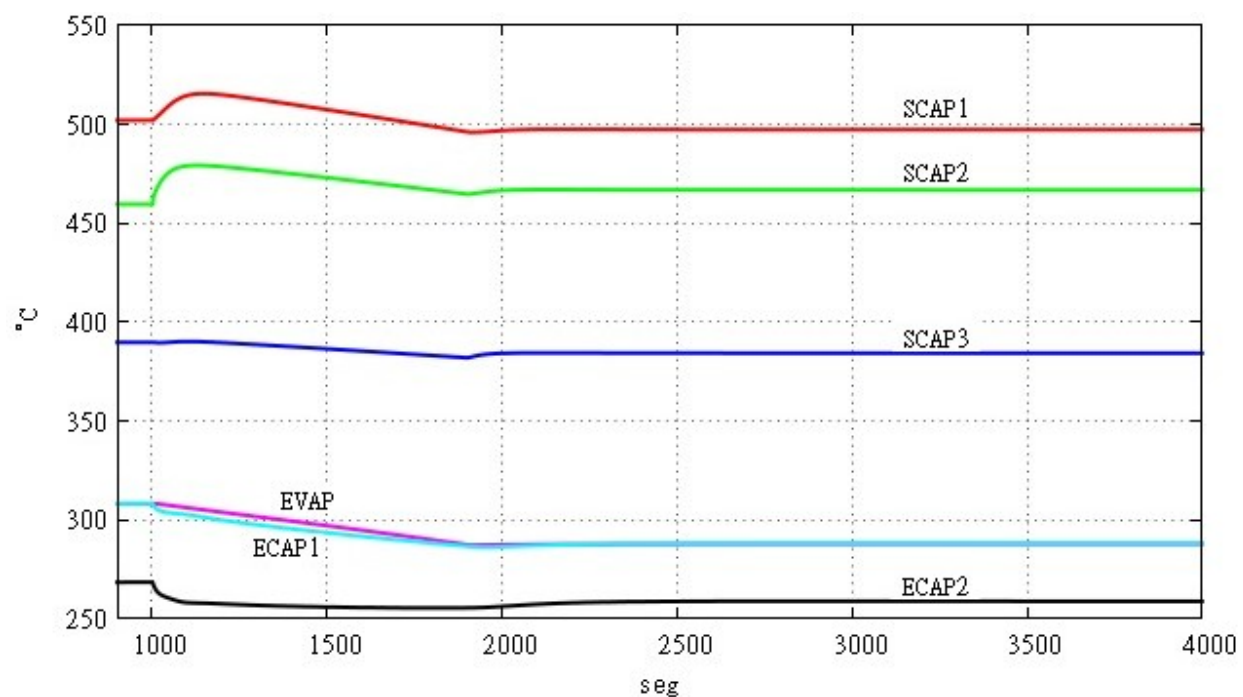


Figura 6.12. Temperatura de salida del fluido por módulo. Rampa 100-75%.

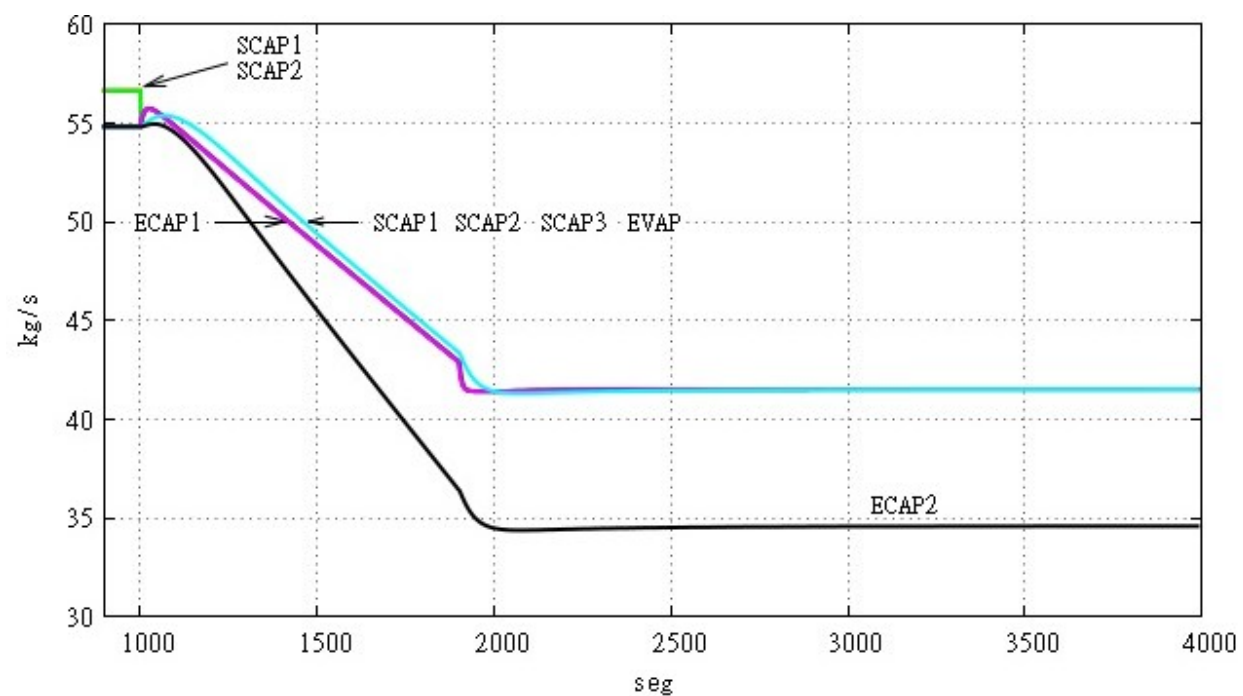


Figura 6.13. Flujo másico de vapor por módulo. Rampa 100-75%.

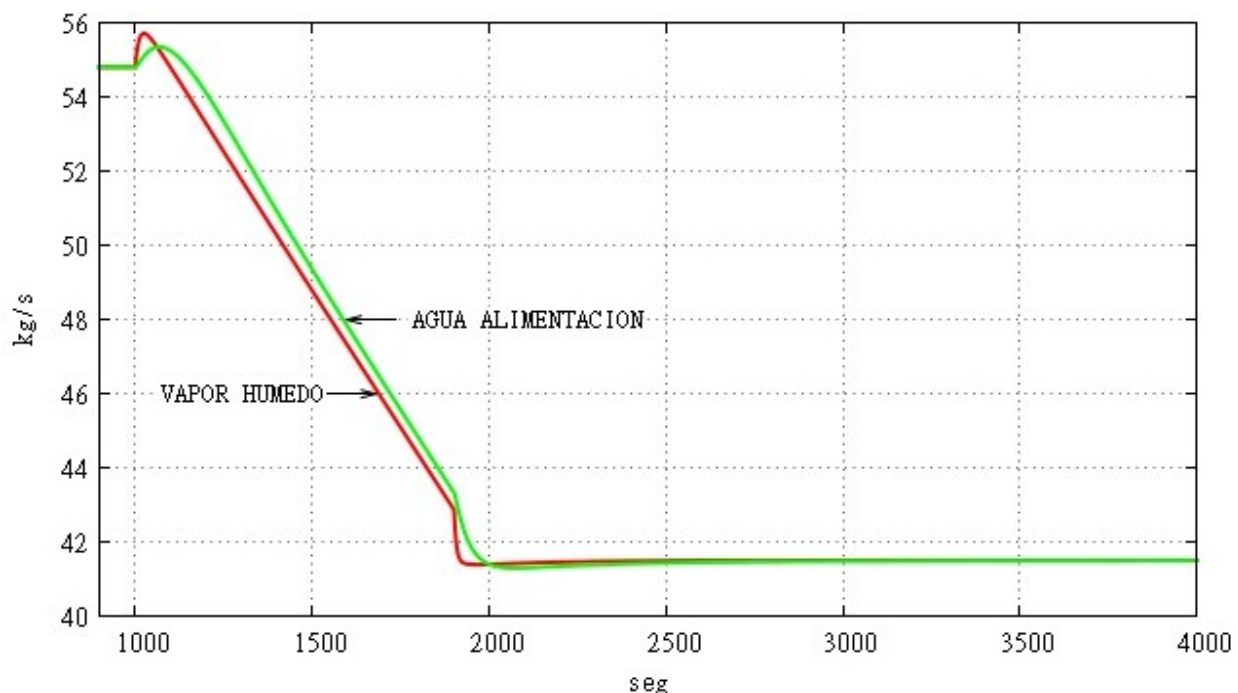


Figura 6.14. Flujo másico en el domo. Rampa 100-75%.

En la Figura 6.13 se puede apreciar que en el punto inicial de carga al 100%, existe una atemperación por lo que los flujos en los sobrecalentadores 1 y 2 es mayor a la del resto de los módulos, se observa también que el atemperador se desactiva en el instante del rechazo de carga, por lo que se producen los aumentos de temperatura que se describieron anteriormente, una manera más segura de hacer el cambio sería desactivar el atemperador gradualmente para evitar cambios bruscos en el material de los tubos, para esto, es necesario observar la reacción inercial en campo.

Por último se tiene la Figura 6.14, la cual describe la acción del controlador sobre las válvulas de agua de alimentación y extracción de vapor del domo, la acción es proporcionalmente opuesta a la ocurrida en el cambio de carga del caso 1, en esta ocasión, la válvula de vapor se abre para permitir el alivio de presión, a su vez y con un retraso, la válvula de alimentación de agua aumenta el flujo para corregir el nivel de líquido en el domo.

6.3. Caso 3. 50-75-100%

Se considera el cambio hipotético de 50 a 100%, es recomendable hacer una parada en un punto intermedio, para no someter al equipo a esfuerzos térmicos que comprometan la integridad del equipo, además sirven como un indicador de que el procedimiento y la situación de los diferentes módulos esta dentro de los parámetros aceptables, y así determinar si es seguro seguir el cambio hasta el siguiente punto. De esa manera se estableció el presente caso, el cual repite las condiciones a las que se había sometido el sistema en el caso 1, agregando un aumento de carga hasta el 100% en la misma cantidad de tiempo y bajo las condiciones siguientes:

- Al 50 y 75% de carga existe un “Bypass” entre los economizadores para regular la temperatura de entrada al domo. Una vez iniciada la rampa hacia el 100% de carga, el bypass se desactiva gradualmente
- Al iniciar la rampa a la carga de 100%, se activa gradualmente la acción del atemperador para limitar la salida de la temperatura del sobrecalentador 2 a 459.4 °C y 503.3 °C a la salida del sobrecalentador 1.

Nuevamente se le permite al simulador llegar a un estado estable del 50% de carga para iniciar el cambio a 75% donde se deja un tiempo para que se estabilicen las variables que son las condiciones a las cuales se somete el equipo ante la segunda rampa de cambio para llegar al 100% de carga. La Tabla 6.3 resume los estados estables alcanzados por el simulador ante los cambios de carga, al igual que los casos anteriores se obtienen diferencias en comparación con los valores de diseño por razones previamente explicadas, como diferencias acumulados en la solución temporal y espacial del modelo y simplificaciones en las ecuaciones de transferencia de calor que sobrestiman la cantidad de calor absorbido por los módulos.

Tabla 6.3. Comparación de punto inicial, intermedio y final de un cambio 50-75-100%.

		Carga 50%			CARGA 75%			Carga 100%		
		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE GASES CALIENTES [kg/s]		895892.00	895892.00	0.00%	1083578.00	1083578.00	0.00%	1213485.00	1213485.00	0.00%
SOBRECALENTADOR AP 1		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.00	124299.00	0.00%	149450.65	149449.00	0.00%	203848.07	200800.00	-1.52%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	562.30	562.30	0.00%	562.20	562.20	0.00%	622.20	622.20	0.00%
	TEMP FLUIDO [C]	472.60	469.40	-0.68%	466.59	458.30	-1.81%	459.50	458.90	-0.13%
	PRESION FLUIDO [bar]	58.26	58.26	0.00%	69.45	69.43	-0.03%	92.88	92.87	-0.01%
SALIDA	TEMP GASES [C]	552.84	552.80	-0.01%	552.56	552.20	-0.07%	605.19	605.60	0.07%
	TEMP FLUIDO [C]	503.15	502.80	-0.07%	497.07	492.80	-0.87%	501.83	503.30	0.29%
	PRESION FLUIDO [bar]	56.30	56.40	0.18%	67.12	67.22	0.14%	89.73	89.91	0.21%
SOBRECALENTADOR AP 2		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.00	124299.00	0.00%	149450.65	149449.00	0.00%	203848.07	200703.00	-1.57%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	552.84	552.50	-0.06%	552.56	552.20	-0.07%	605.19	605.07	-0.02%
	TEMP FLUIDO [C]	386.53	382.20	-1.13%	384.14	376.70	-1.97%	362.70	371.10	2.26%
	PRESION FLUIDO [bar]	59.59	59.29	-0.51%	71.02	70.67	-0.50%	94.91	94.46	-0.48%
SALIDA	TEMP GASES [C]	524.93	523.89	-0.20%	524.80	526.10	0.25%	560.49	569.40	1.57%
	TEMP FLUIDO [C]	472.60	469.40	-0.68%	466.59	458.30	-1.81%	459.50	459.40	-0.02%
	PRESION FLUIDO [bar]	58.26	58.67	0.70%	69.45	69.91	0.66%	92.88	93.56	0.73%
SOBRECALENTADOR AP 3		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.00	124299.00	0.00%	149450.65	149449.00	0.00%	197303.39	197303.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	524.93	526.70	0.34%	524.80	526.10	0.25%	560.49	560.45	-0.01%
	TEMP FLUIDO [C]	276.02	276.70	0.25%	287.73	288.30	0.20%	308.10	308.30	0.07%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.40	60.19	-0.35%	71.98	71.71	-0.38%	96.11	95.77	-0.36%
SALIDA	TEMP GASES [C]	478.72	484.40	1.17%	481.11	487.80	1.37%	509.66	509.63	-0.01%
	TEMP FLUIDO [C]	386.52	382.20	-1.13%	384.13	376.70	-1.97%	389.62	382.80	-1.78%
	PRESION FLUIDO [bar]	59.59	59.78	0.32%	71.02	71.22	0.28%	94.91	95.15	0.25%
EVAPORADOR		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.00	124299.00	0.00%	149450.65	149449.00	0.00%	197303.39	197303.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	478.72	484.40	1.17%	481.11	487.80	1.37%	509.66	524.40	2.81%
	TEMP FLUIDO [C]	276.02	274.40	-0.59%	287.73	286.10	-0.57%	308.10	300.60	-2.49%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.40	60.40	0.00%	71.98	71.98	0.00%	96.11	96.11	0.00%
SALIDA	TEMP GASES [C]	293.57	291.10	-0.85%	306.18	305.00	-0.39%	325.51	328.30	0.85%
	TEMP FLUIDO [C]	276.02	277.20	0.43%	287.73	288.90	0.41%	308.10	308.90	0.26%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.40	60.40	0.00%	71.98	71.98	0.00%	96.11	96.11	0.00%
ECONOMIZADOR AP 1		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		124299.012	124299.000	0.00%	149450.652	149449.000	0.00%	197303.391	197303.000	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	288.57	286.10	-0.86%	301.18	300.00	-0.39%	324.51	323.90	-0.19%
	TEMP FLUIDO [C]	248.06	250.00	0.78%	257.73	259.40	0.65%	267.28	259.40	-3.04%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.83	60.74	-0.14%	72.55	72.46	-0.12%	97.28	96.94	-0.35%
SALIDA	TEMP GASES [C]	271.35	261.70	-3.69%	282.73	275.00	-2.81%	293.48	292.20	-0.44%
	TEMP FLUIDO [C]	275.94	274.40	-0.56%	287.48	286.10	-0.48%	307.57	300.60	-2.32%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.62	60.40	-0.36%	72.24	71.98	-0.36%	96.74	96.11	-0.65%
ECONOMIZADOR AP 2		SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR	SIMULADO	PERFORMANCE	ERROR
FLUJO DE VAPOR [kg/s]		99351.01	99352.00	0.00%	124515.12	124502.00	-0.01%	197303.39	197303.00	0.00%
ENTRADA	TEMP GASES [C]	271.35	261.70	-3.69%	282.73	275.00	-2.81%	293.48	292.20	-0.44%
	TEMP FLUIDO [C]	168.30	168.30	0.00%	176.10	176.10	0.00%	185.60	185.60	0.00%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.95	60.95	0.00%	72.74	72.74	0.00%	97.77	97.77	0.00%
SALIDA	TEMP GASES [C]	235.75	223.90	-5.29%	244.86	235.00	-4.20%	239.05	242.20	1.30%
	TEMP FLUIDO [C]	248.06	250.00	0.78%	257.73	259.40	0.65%	267.28	259.40	-3.04%
	PRESION FLUIDO [bar]	60.83	60.74	-0.14%	72.55	72.46	-0.12%	97.28	97.17	-0.11%

Para los resultados gráficos se hace un enfoque en la segunda rampa, ya que la primera es prácticamente igual al caso 1. La Figura 6.15 describe la guía a seguir para el cambio de carga a la cual deberá reaccionar el sistema de control para mantenerse en condiciones seguras de trabajo, así como lo señala la Figura 6.16, donde el nivel del domo se mantiene a la mitad de su capacidad, si el cambio es poco notorio se debe a lo prolongado que es el cambio, el sistema de control se antepone al cambio para evitar sobretiros en el nivel de líquido. Al igual que se mostró en el caso 2, se observa un cambio en la dirección que lleva el nivel del líquido al hacer el cambio de 75 a 100% de carga, este fenómeno tiene su explicación en la acción que tiene el control sobre la presión del domo. En la Figura 6.17 se observa un sobretiro en la presión del domo al terminar la rampa de cambio, el cual debe corregirse mediante la liberación de fluido del domo. Esto hace que el nivel de líquido en el domo tenga un comportamiento marcado por esa curva, hacia abajo al final del efecto transitorio como consecuencia de la apertura de válvulas de extracción de vapor y alimentación al domo.

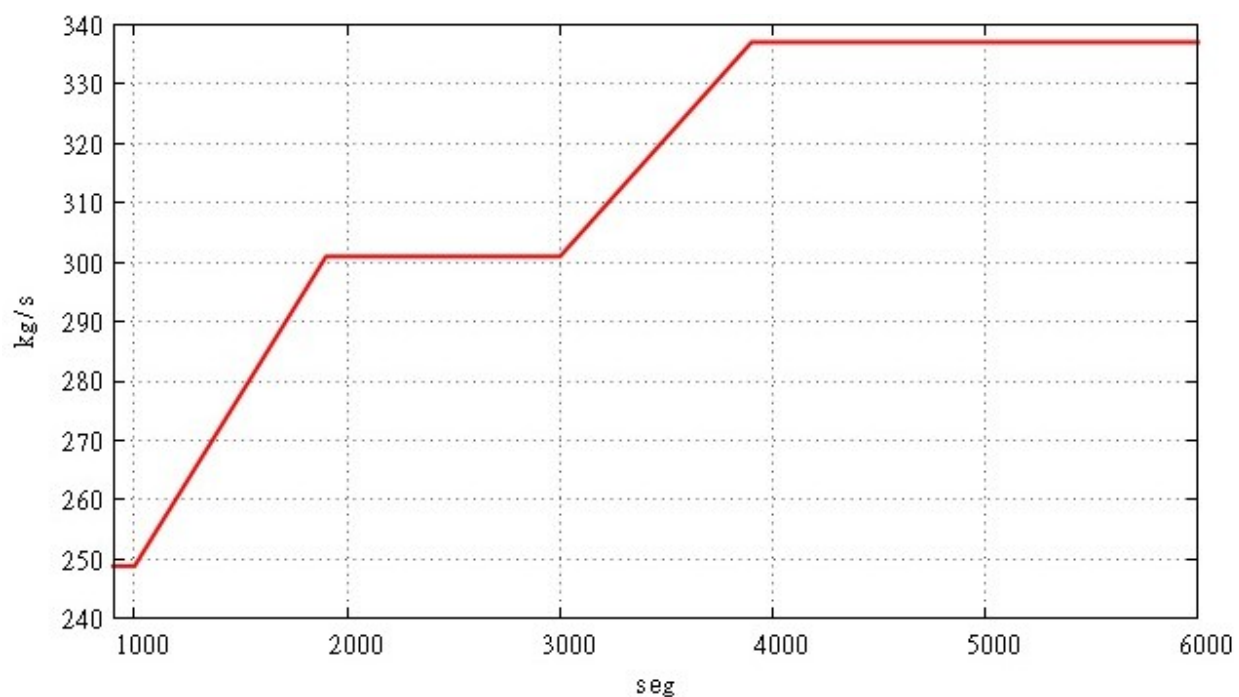


Figura 6.15. Flujo másico de gases calientes. Rampa 50-75-100%.

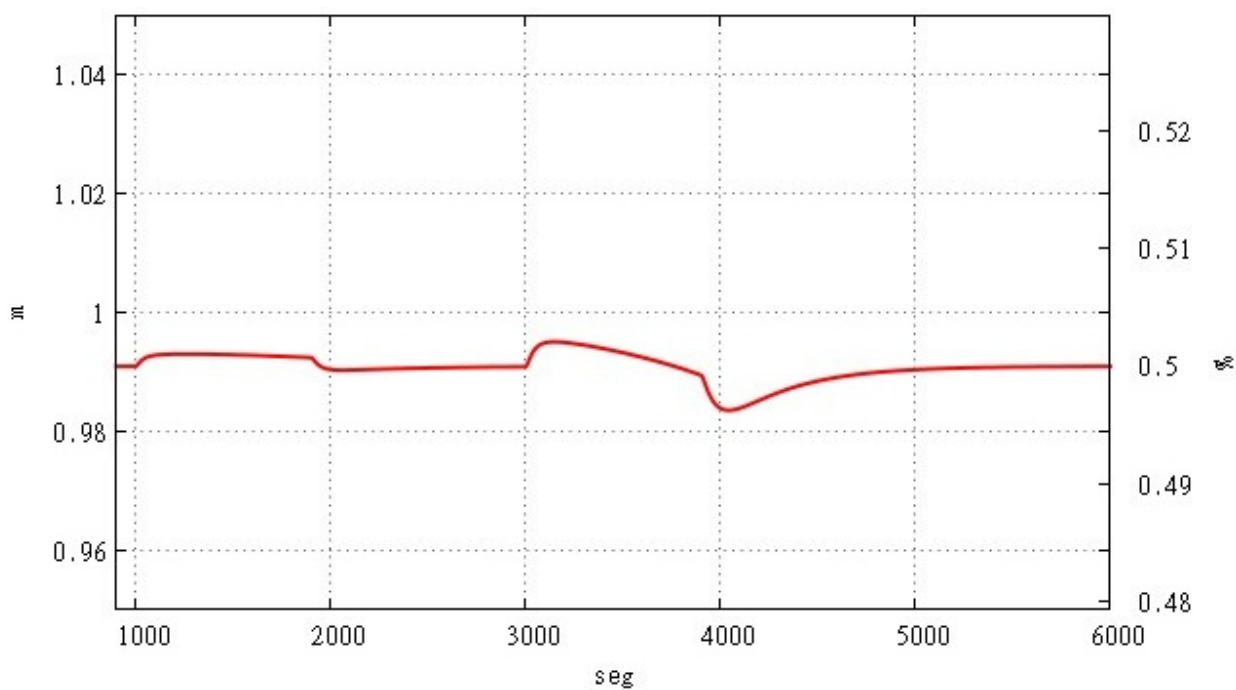


Figura 6.16. Nivel de domo. Rampa 50-75-100%.

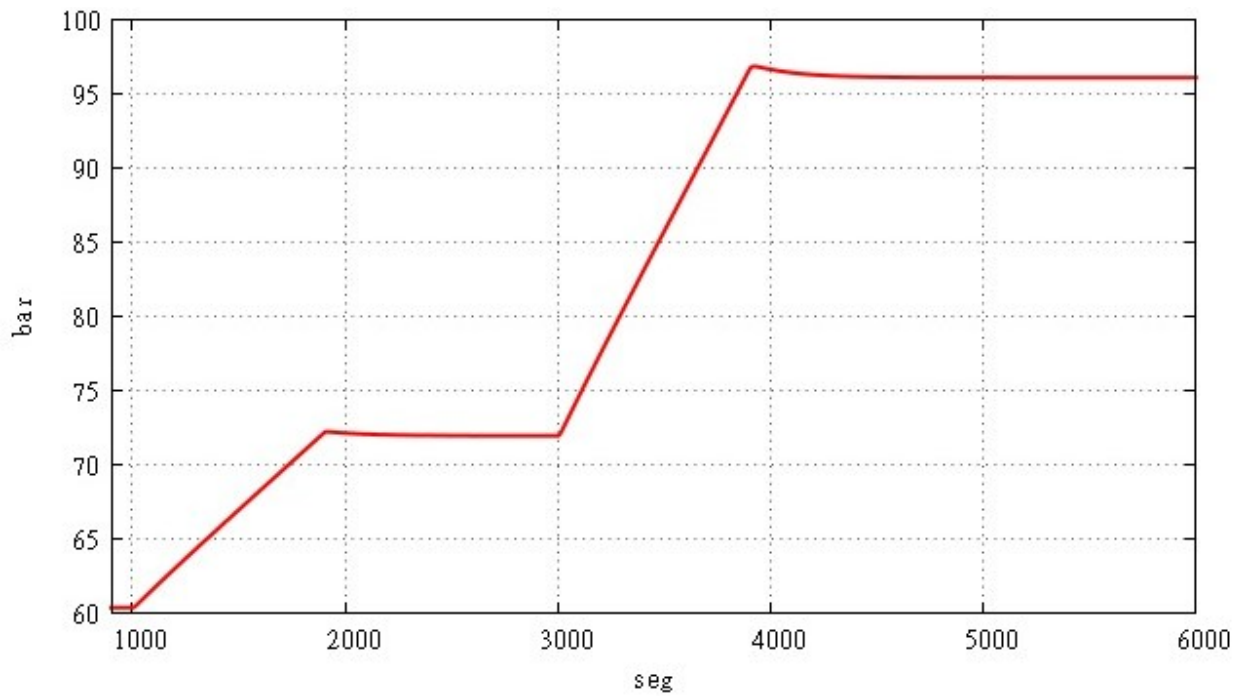


Figura 6.17. Presión de domo. Rampa 50-75-100%.

En la Figura 6.18 y Figura 6.19 se observa el incremento en la temperatura de los gases y agua/vapor a la salida de cada módulo, esta vez al hacer un incremento del 75 al 100% de carga existe un aumento en la temperatura de los gases del sobrecalentador, debido a que las condiciones de temperatura de entrada al HRSG aumentan y la cantidad de flujo másico de los gases se incrementa en mayor relación que en la rampa de 50 a 75% donde este fenómeno no se hacía notar en los casos anteriores.

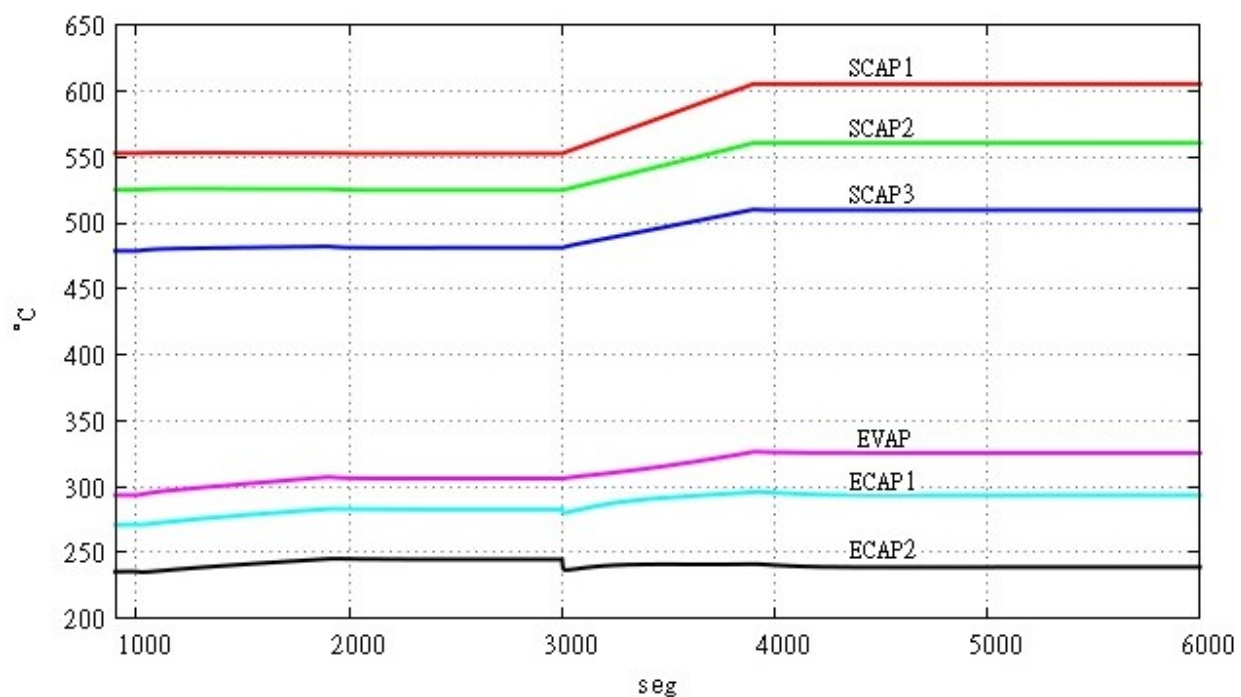


Figura 6.18. Temperatura de salida de los gases de combustión por módulo. Rampa 50-75-100%.

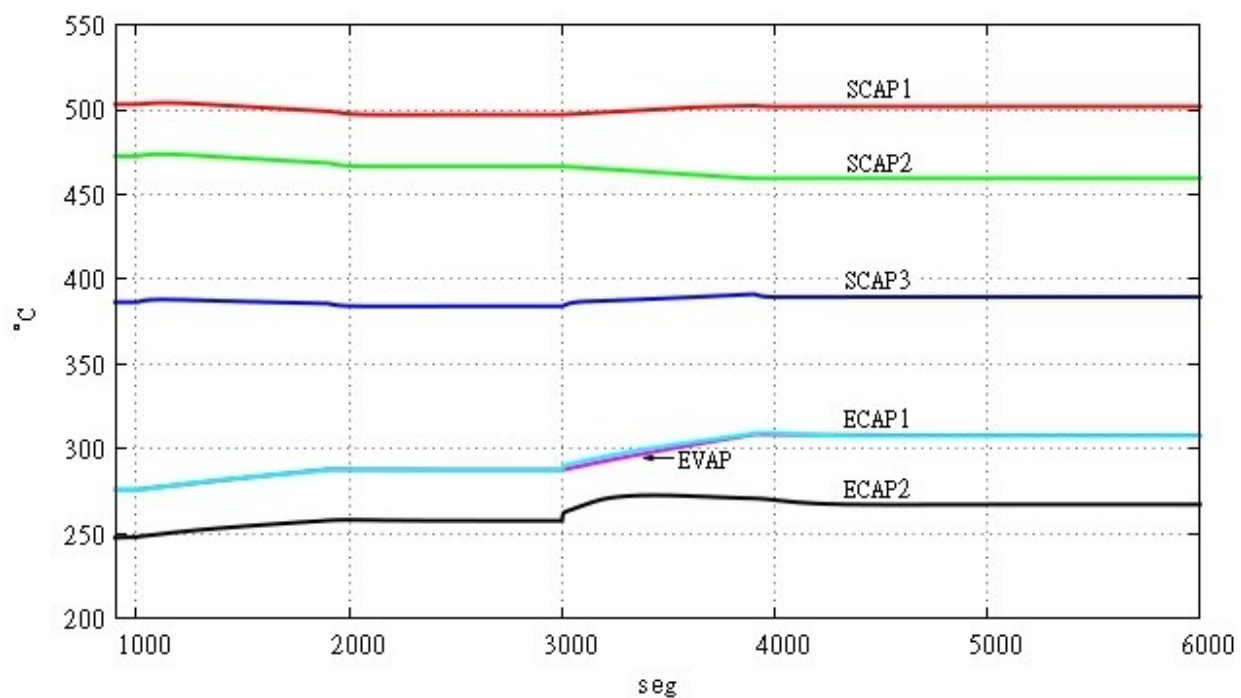


Figura 6.19. Temperatura de salida del fluido por módulo. Rampa 50-75-100%.

Un aspecto interesante de esta simulación, es el cambio que hay en la temperatura de los gases a la salida de los módulos economizadores, contrario a la predicción de diseño, la temperatura cae en ambos módulos, esto se debe en parte a que el modelo de transferencia de calor ha demostrado sobrestimar el cálculo de las temperaturas de los gases, si se le agrega el hecho de que se desactiva el “Bypass” de los economizadores durante la segunda rampa, se obtienen condiciones optimas para la transferencia de calor entre los economizadores y el gas caliente.

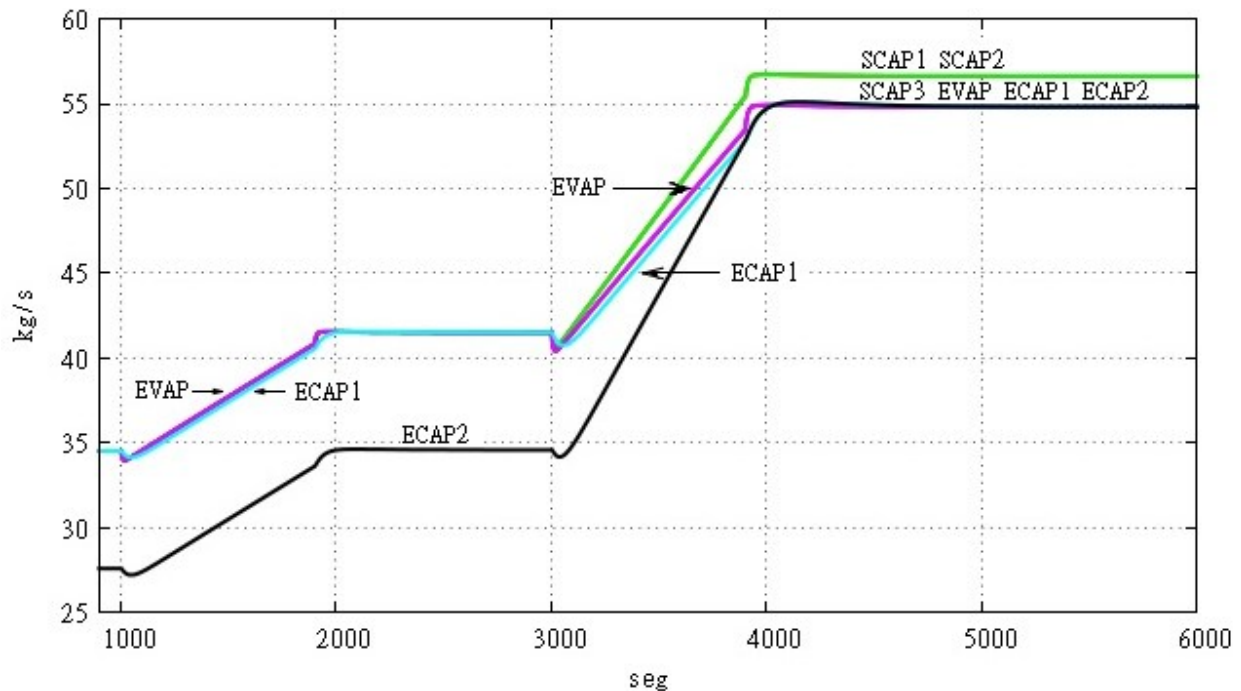


Figura 6.20. Flujo másico de vapor por módulo. Rampa 50-75-100%.

Como se había mencionado antes, es preferente programar la activación del atemperador de forma gradual, la Figura 6.20 muestra como se fue separando el flujo másico de vapor en los sobrecalentador 1 y 2 durante la rampa de cambio, esto previene un choque térmico del material en los intercambiadores de calor, ya que se suaviza la diferencia de temperaturas entre el fluido interno y el metal de los tubos.

Por último, la Figura 6.21 refleja el trabajo del sistema de control durante las rampas de cambio, repitiendo el proceso del caso 1, la válvula de extracción de vapor se cierra un momento para permitir el aumento de presión en el domo, mientras que la válvula de alimentación sigue la instrucción de mantener el nivel de líquido en el domo, ya que la dinámica del nivel de líquido en el domo es lenta en comparación de otros sistemas, se tiene un cierto retraso de la válvula de agua de alimentación respecto a la válvula de vapor.

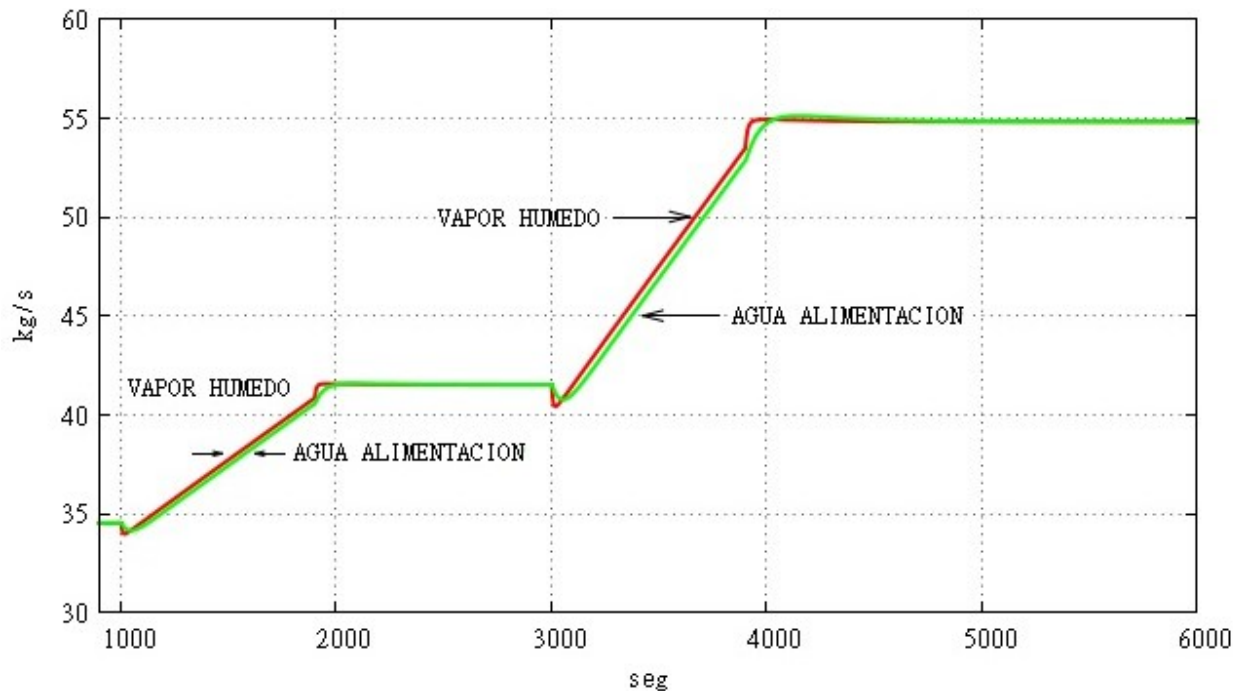


Figura 6.21. Flujo másico en el domo. Rampa 50-75-100%.

6.4. Caso 4. 50-75-100% Falla de Atemperador

Una de los objetivos principales de un simulador es el de analizar situaciones de falla, de esta manera se pueden programar las situaciones a las cuales se expuso el equipo y determinar la causa de falla, inclusive se pueden simular situaciones de peligro para determinar procedimientos de paro en el equipo para evitar llegar a situaciones que arriesguen la integridad del equipo o del personal en el área de trabajo.

Este caso tiene el propósito de mostrar la diferencia que existe entre la situación del caso 3 y un evento hipotético donde las válvulas de atemperación dejaran de funcionar en una posición que no se permitiera el paso de fluido al atemperador.

La Figura 6.22 y Figura 6.23 muestran que no hay cambio respecto al nivel de líquido en el domo (comparando el caso 3 y 4), ni en la cantidad de flujo másico que alimenta al sistema, esto quiere decir que la falla en el atemperador no altera la cantidad de energía guardada en el domo. Sin embargo si hay cambios en otras variables, tal y como lo muestra la Figura 6.24, donde las líneas sólidas que representan las temperaturas del caso sin atemperación y las líneas punteadas representan el caso con atemperación y donde se puede observar un aumento en la temperatura de los gases a la salida de cada módulo, esto quiere decir que existirá un aumento en la temperatura del vapor a la salida del sistema y esto se puede ver en la Figura 6.25, donde se aprecia un aumento considerable en la temperatura del vapor. Estas condiciones de temperatura podrían ser un problema para el proceso en el cual se utilice el vapor generado, podría dañar válvulas, herramientas, arruinar producto el cual utiliza el calor del vapor para su cocción, etc.

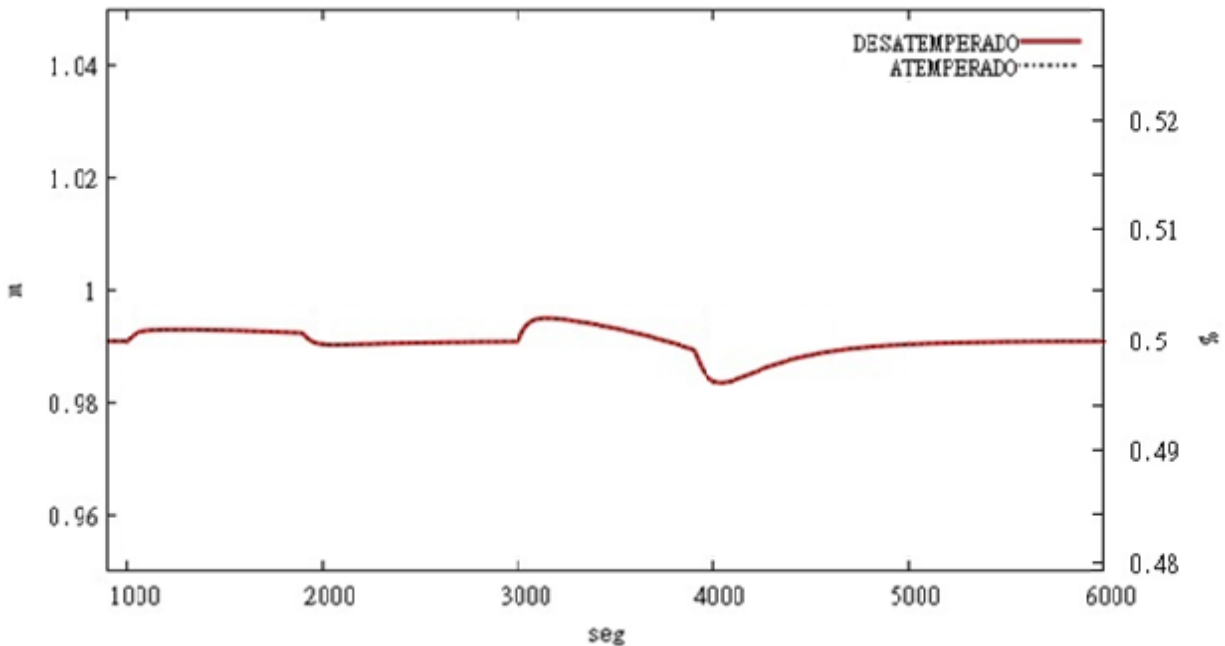


Figura 6.22. Nivel de domo, comparación sin atemperación. Rampa 50-75-100%

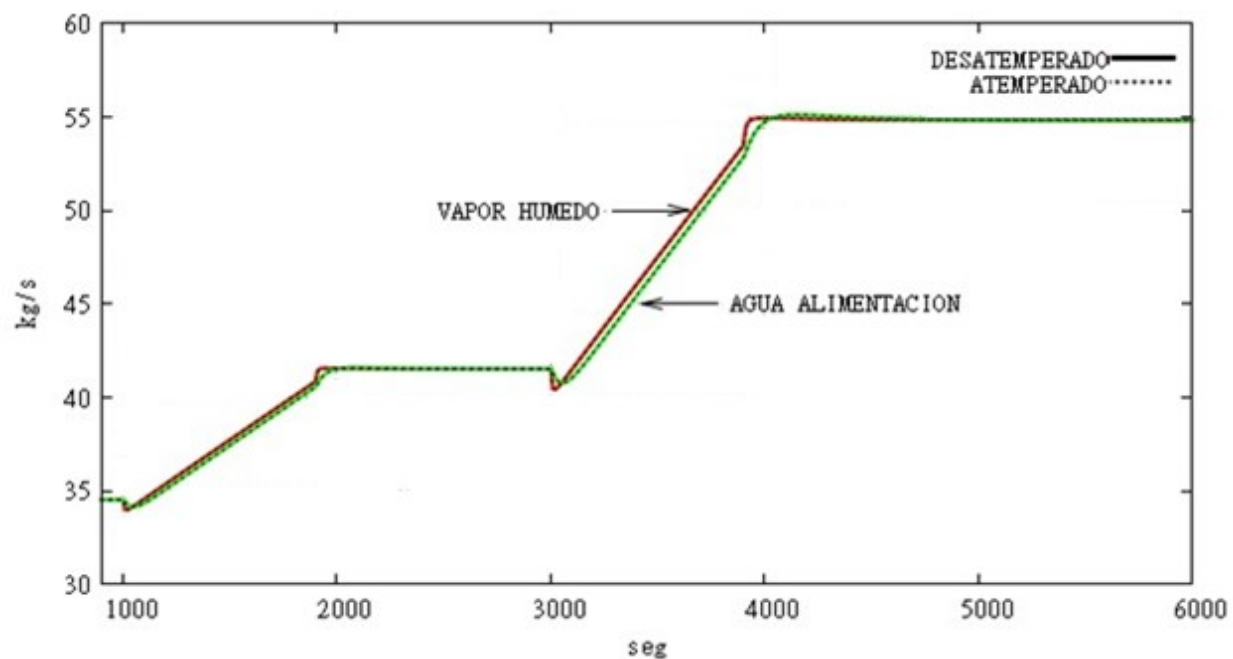


Figura 6.23. Flujo másico en el domo, comparación sin atemperación. Rampa 50-75-100%

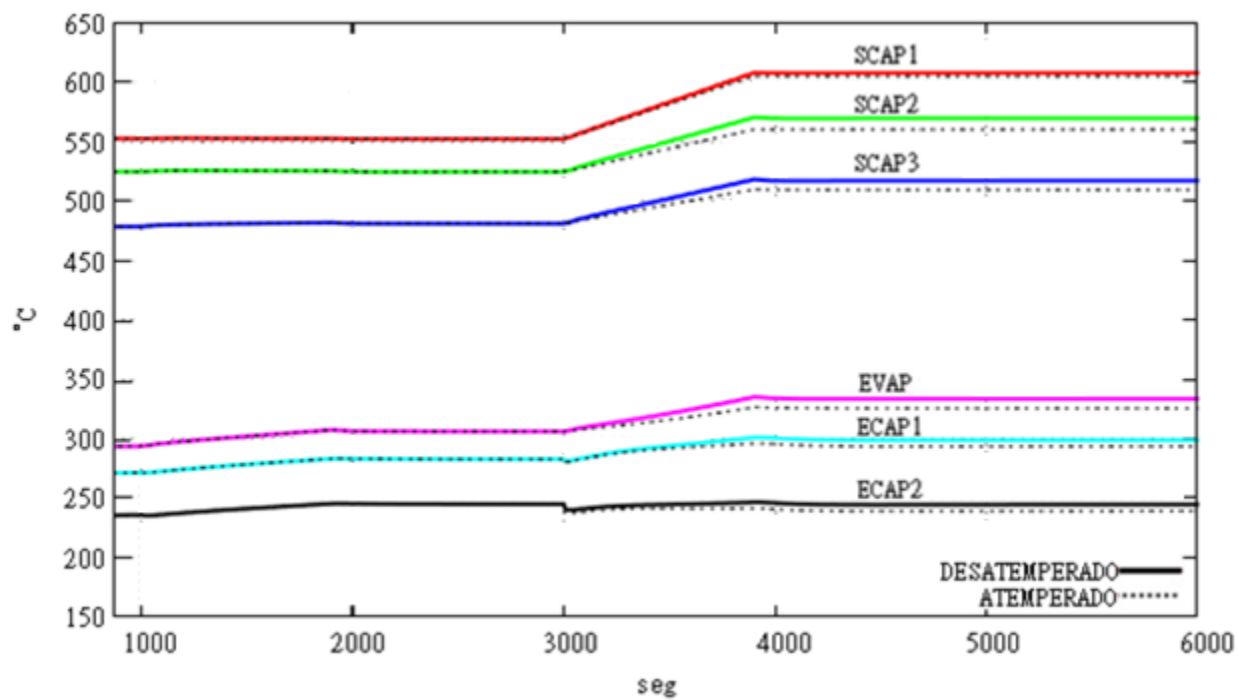


Figura 6.24. Temperatura de gases a la salida de cada módulo, comparación sin atemperación. Rampa 50-75-100%

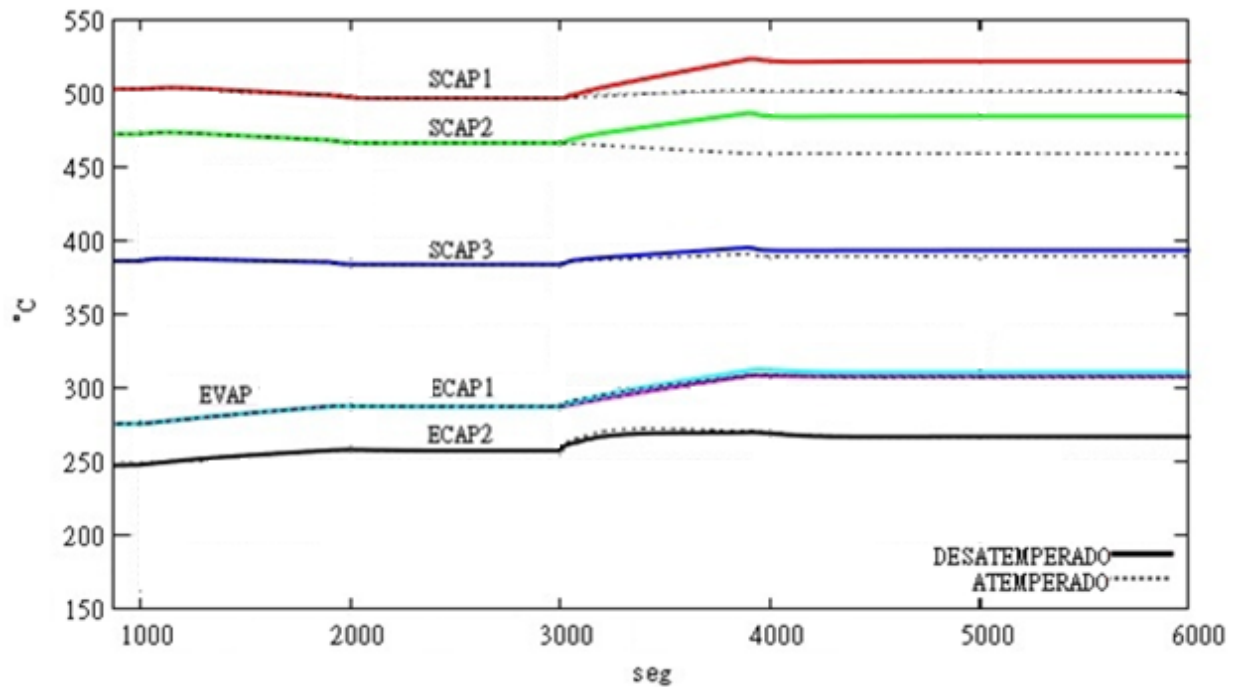


Figura 6.25. Temperatura de fluido a la salida de cada módulo, comparación sin atemperación. Rampa 50-75-100%

Además, este aumento repentino de temperatura en los módulos sobrecalentadores podría llegar a dañar los tubos del módulo, el material se dilata al aumentar la temperatura y podría ocasionar grietas o pandeos originados por la elongación del tubo. La Figura 6.26 muestra el perfil de temperaturas de los dos tubos del sobrecalentador 1, este perfil se genera mediante el modelo de transferencia de calor utilizado en este simulador, en el cual se resuelve una matriz con los puntos mallados del intercambiador de calor, de esta información se puede observar la diferencia de temperaturas en el metal ocasionada por la ausencia de atemperación. Este perfil de temperaturas puede ser utilizado para cálculos de vida remanente, es decir, se puede estimar cuanto le queda de vida al tubo, o si es causa de una falla ya ocurrida. Esta información permite determinar si es necesario hacer cambios inmediatos de tubos o reparaciones programadas para evitar el paro total del equipo.

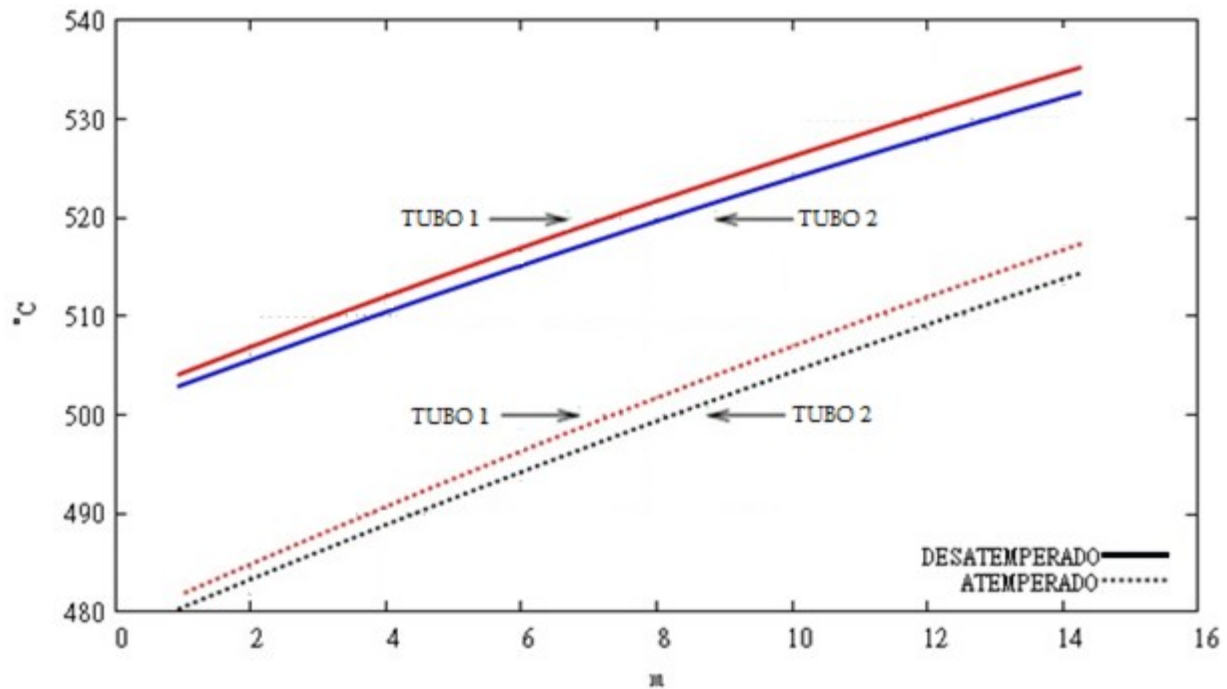


Figura 6.26. Temperatura de Tubos del sobrecalentador 1, comparación sin atemperación. 100% Carga.

Finalmente, es importante mencionar que los equipos HRSG tienen algunos otros sistemas de protección por lo que los resultados mostrados en este caso; como se mencionó es hipotético, pero sirve para ponderar algunas de las variables que toman una vital importancia en la integridad del equipo y proporciona una guía para un comportamiento esperado.

7. Conclusiones

Se logró el objetivo principal de desarrollar un simulador que permite evaluar la respuesta dinámica del equipo ante un cambio de carga. Dicho simulador se desarrolló gracias a la existencia de modelos matemáticos previos, suposiciones que permiten simplificar la complejidad de los fenómenos involucrados, y la comparación con valores de diseño proporcionados por el departamento de diseño de CERREY S.A. de C.V.

El trabajo aquí presentado contribuye en la generación de herramientas de modelación y simulación que permiten evaluar diferentes condiciones de operación de los equipos HRSG, con el fin de apoyar en la toma de decisiones tanto en el diseño, la evaluación y operación de equipos recuperadores de calor, los cuales son considerados altamente eficientes en la generación de energía eléctrica y aplicaciones industriales. El simulador permite hacer pruebas de escenarios de interés para determinar relaciones de causa-efecto en HRSG sin necesidad de exponer el equipo y sus operarios.

7.1. Conclusiones de la modelación y simulador

El domo tiene una considerable influencia en el comportamiento de las variables de estado analizadas, esto se debe al hecho de que para mantener un rango operable de nivel y presión en el domo es necesario regular la cantidad de flujo que circula por los distintos módulos de transferencia de calor. Esto mismo lleva a la conclusión de que un equipo de esta complejidad no podría funcionar sin un adecuado sistema de control. A su vez, el sistema de control utilizado restringe el desempeño del equipo ante los valores de estado estable, cualquier otro algoritmo o características de sintonización mostrarían resultados muy diferentes.

Parte de los objetivos de esta tesis consistió en modelar los equipos de intercambio de calor que permitieran determinar variables que son asociadas a un estudio de vida remanente, tales como la presión y temperatura en cada uno de los tubos, es por eso que se adopta un modelo que permite determinar el perfil de temperaturas en el material de los tubos. Aunque en este trabajo se modelan los intercambiadores de calor, se hace una excepción para el evaporador, ya que el modelo es más simplificado y para este caso no se obtiene un perfil de temperaturas en los tubos.

El modelo no contiene equipos auxiliares, como condensadores, trampas de vapor, válvulas de alivio, ventiladores, bombas, quemadores, etc. los cuales podrían incluirse en una extensión de este trabajo para poder mejorar los resultados aquí obtenidos, sin embargo, es importante mencionar que la adaptación de esos modelos podría realizarse sobre el marco de el programa aquí desarrollado.

El modelo propuesto no está limitado para un solo equipo en particular ya que tiene la característica de estar programado de forma modular, de manera que se pueda utilizar ante diferentes configuraciones de equipos siempre y cuando se adecue ante información de diseño o de campo.

Por otro lado, cabe mencionar que los cambios de carga inducidos en los casos de simulación presentan un comportamiento amortiguado, es decir, cambios pequeños y suaves. Es por eso que mediante un análisis de sensibilidad se seleccionó un tamaño de paso temporal de 1 segundo para todo el modelo, y un tamaño de paso espacial que divide cada tubo en 15 partes iguales para el modelo de los intercambiadores de calor. Esta decisión permite tener un buen rendimiento de los recursos computacionales sin perjudicar la precisión del simulador.

Aunque el comportamiento de las variables del modelo en estado transitorio es confiable y se llega a un estado transitorio, es muy importante contar con información de campo para hacer la comparación y adaptación del modelo a la configuración del equipo.

7.2. Conclusiones de resultados

Aunque los modelos matemáticos son simplificados, los resultados del programa proporcionan una precisión aceptable (menor al 5.5% de diferencia con respecto a los datos de diseño), gracias a la robustez de la metodología de discretización y los métodos numéricos utilizados para la solución de los sistemas de ecuaciones algebraicas derivadas en este trabajo.

En los casos de análisis se observan algunas discrepancias con los datos de diseño, pero que pueden ser mejorados al integrar modelos menos simplificados y más robustos, por lo que se considera un área de oportunidad de mejora para un futuro de este programa

Los casos analizados fueron rampas entre los estados estables de 50 a 75%, 100 a 75% y una doble rampa de 50 a 75 a 100%. Las variables comparadas fueron: temperatura de gases,

temperatura de fluido, presión del domo, nivel de líquido en el domo y flujo másico de vapor en cada módulo. Los resultados de estado estable tienen en general el mismo comportamiento en cuanto a las diferencias encontradas en todos los casos, la cual se ubica en la temperatura de gases calientes y fluido interno en los economizadores. Se concluye que este error es consecuencia de discrepancias acumuladas a lo largo de la solución numérica del modelo, tanto espacial como temporal, lo cual genera un error de entre el 2 y el 5.5% en las temperaturas de los módulos economizadores. La presión del domo siguió de manera paralela la demanda de vapor y la carga de gases calientes, con un pequeño sobresalto al terminar las rampas de cambio. El control programado mostró un buen desempeño al mantener estable el nivel de líquido en el domo durante todas las pruebas.

Se presenta un caso supuesto de falla de atemperación para demostrar los disturbios que existen en las variables de monitoreo donde se determinó que dicha falla ocasionaba un aumento en la temperatura del vapor a la salida, pudiendo causar fallas en procesos siguientes. Además se presentó el perfil de temperaturas del sobrecalentador 1, donde se puede observar un aumento considerable en cada punto de los dos tubos del módulo, el perfil obtenido es de suma importancia para estudios de vida remanente, los cuales pueden determinar o prever una causa de paro de todo el sistema ante reparaciones o mantenimientos programados.

El simulador fue programado para demostrar el comportamiento transitorio del equipo ante cambios de carga. Se pueden efectuar análisis para diferentes configuraciones geométricas y condiciones de trabajo, así como una sintonización diferente para el sistema de control.

7.3. Recomendaciones

Con base al análisis realizado al comportamiento del programa que simula la dinámica de un HRSG desarrollado en este trabajo, así como las simplificaciones realizadas a los modelos matemáticos en los cuales se basa el programa, los datos de comparación y el alcance del simulador, a continuación se proponen algunas áreas de oportunidad que mejorarían el desempeño del programa desarrollado aquí.

- Primero es muy importante contar con datos de operación del equipo durante las diferentes cargas a la cual se somete diariamente, que permitan hacer una mejor comparación del estudio realizado para poder afinar más cada uno de los módulos modelados en el simulador.

- Este trabajo adoptó un modelo muy simple de Domo-Evaporador, el cual facilitó el desarrollo del simulador, pero a su vez genera una diferencia con la realidad. Es por eso que se recomienda adoptar un modelo más complejo y robusto. En la literatura se proponen modelos más sofisticados, tales como el de Astrom [16] propone un modelo no lineal el cual describe la dinámica de los elementos involucrados en la generación y separación de vapor (tubos ascendentes, descendentes y domo) con un enfoque del flujo en dos fases. El modelo es puesto a prueba con mediciones en campo arrojando buenos resultados manejando una excelente relación entre simplicidad y robustez.
- Por parte de los intercambiadores de calor, es recomendable utilizar las correlaciones que utiliza el departamento de diseño de CERREY S.A. de C.V., ESCOA [17] maneja un procedimiento con el cual se ha aprobado el desempeño de los bancos de tubos que utiliza la empresa en sus equipos.
- El sistema de control en este trabajo es muy rígido y fue sintonizado a prueba y error, además de buscar utilizar la información en campo para la sintonización de los controladores, se recomienda hacer una exploración en el tema de control difuso y neuronal, el cual ha mostrado en la literatura tener un mejor desempeño en este tipo de procesos. Es también recomendable incluir el control de los sistemas auxiliares del equipo, bombas de alimentación, quemadores, purgas, válvulas de alivio, etc. Así se tendrá un panorama más real en las variables de estado del sistema.
- Incluir una interface gráfica del usuario que permita una mejor accesibilidad a la información antes, durante y después del análisis. Dicha interface podría mostrar el proceso durante la solución propia del programa y así identificar gráficamente áreas de riesgo o incluso de oportunidad en el diseño del equipo.
- Incluir el valor de calor absorbido por cada módulo de intercambio de calor como variable monitoreada, dicho valor solo fue necesario en el modelo del Domo-Evaporador de este trabajo, sin embargo, esta variable de estado es muy importante para la toma de decisiones de diseño y operación de los distintos intercambiadores de calor en campo.

Ampliar el conocimiento del tema significa tener más opciones para atender necesidades y resolver problemas. Al seguir desarrollando este modelo, los ingenieros de diseño podrían tener una herramienta que les permita comprobar ideas para la mejora continua de sus diseños con más rapidez y precisión.

Referencias

1. **Cengel, Y.** *Mecanica de fluidos fundamentos y aplicaciones*. Mexico : McGraw-Hill Interamericana, 2006.
2. *Background to the design of HRSG Systems and Implications for CCGT plant Cycling*. **Starr, F.** 1, 2003, OMNI, Vol. 2.
3. *Combined Cycle Dynamics*. **F.M., Mansour.** A00302, s.l. : IMechE, 2003, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 217 Part A: J. Power and Energy.
4. *Dynamic behaviour analysis of a heat recovery steam generator during start-up*. **Kim, T.S.** s.l. : John Wiley & Sons, Ltd., 2000, International Journal of Energy Research, Vol. 24, pp. 137-149.
5. **ESCOA Fintube Corporation.** *ESCOA Engineering manual*.
6. *Modeling the Transient Behavior of Heat Recovery Steam Generators*. **Dechamps, P.J.** 1995, Journal of Power and Energy, Vol. 209 Part A, pp. 265-273.
7. *Analysis of the dynamic characteristics of a combined-cycle power plant*. **J.Y., Shin.** 12, s.l. : Elsevier Science Ltd., 2002, Energy, Vol. 27.
8. *Mathematical model of transient processes in steam superheaters*. **Zima, W.** s.l. : Springer-Verlag, 2003, Forschung im Ingenieurwesen, Vol. 68, pp. 51-59.
9. *Mathematical modelling and design of an advanced once-through heat recovery steam generator*. **Dumont, Marie-Noëlle.** s.l. : Elsevier Ltd., 2004, Computers and Chemical Engineering, Vol. 28, pp. 651–660.
10. *Development of a State Boiler Model for Process Optimization*. **Dieck-Assad, Graciano.** San Antonio, USA : s.n., October 1990, SIMULATION, pp. 201-213.
11. **ALSTOM Clean Combustion Technologies.** *A Reference Book on Steam Generation and Emission Controls*. Fifth Edition.
12. **Nakamura, S.** *Metodos numericos aplicados con software*. Mexico : Pearson , 1992.

13. **Burden, Richard L. and Faires, J. Douglas.** *Numerical Analysis*. s.l. : Brooks Cole, 2004.
14. **Zukauskas, A.** *Heat transfer from tubes in cross flow*. New York : Wiley Interscience, 1987.
15. **International Association for the Properties of Water and Steam.** *IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. 1997.
16. **Yaws, C.** *Yaws' Handbook of thermodynamic and physical properties of chemical compounds*. s.l. : Knovel, 2003.
17. *Thermo-Physical Properties of Combustion Products*. **Nsaif, R. K.** 2009, BIO Electronic Journal of Heat Transfer and Fluid Flow, Vol. 1.
18. **American Society of Mechanical Engineers.** *2001 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II - Materials, subpart 2*. 2001.
19. **Crane Co.** *Flow of fluids through valves, fittings and pipe. Technical paper No. 410*. 2009.
20. **National Bureau of Standards Circular 564.** *Tables of thermal properties of gases*. s.l. : U.S. Government Printing Office, 1955.
21. *Drum-boiler dynamics*. **Astrom, K.J.** 36, Lund : PERGAMON, 2000, Automatica, pp. 363-378.
22. **Patankar, S.** *Numerical Heat Transfer and fluid flow*. USA : Taylor & Francis, 1980.
23. *Analysis of thermal stress evolution in the steam drum during start-up of a heat recovery steam generator*. **Lee, K.** 2000, Int. J. Energy Res., Vol. 24, pp. 137-149.
24. www.cicloscombinados.com/hrsg.html. *RENOVETEC*. [Online] 2009.
25. *A model to predict the behavior at part load operation of once-through heat recovery steam generators working with water at supercritical pressure*. **Rovira, Valdes.** 2010, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1652-1658.
26. **Holman, J.P.** *Heat Transfer*. 6 Edicion. USA : McGraw-Hill, 1986.

27. **Stultz, S.C. and Kitto, J.B.** *Steam its generation and use*. 40 Edicion. USA : Babcock & Wilcox Company, 1992.
28. **Incropera, F.** *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6 Edicion. USA : Wiley, 2007.
29. **Cengel, Y.** *Heat and mass transfer: A practical approach*. 3 Edicion. USA : McGraw-Hill, 2006.
30. **Lindsley, D.** *Power-plant control and instrumentation: the control of boilers and HRSG systems*. s.l. : Institution of Electrical Engineers, 2000.

Apéndice A. Discretización de ecuaciones en los intercambiadores

Gas

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \gamma u_g \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{-\dot{Q}_{gm}}{\rho_g V_g c_v} + \frac{\lambda_g}{\rho_g c_v} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (A.1)$$

Aplicando el método implícito de Euler hacia atrás en el tiempo y centrado en el espacio, se obtiene para cada término diferencial parcial:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_{i,j} = \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i,j}^t}{\Delta t} \quad \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{i,j} = \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i,j-1}^{t+1}}{\Delta y} \quad \left. \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right|_{i,j} = \frac{T_{i,j+1}^{t+1} + T_{i,j-1}^{t+1} - 2T_{i,j}^{t+1}}{\Delta y^2} \quad (A.2)$$

Ya que el calor transferido del gas al metal es:

$$\dot{Q}_{gm} = A_0 h_{gm} (T_g - T_m) \quad (A.3)$$

Donde las temperaturas para cada punto espacial y temporal son:

$$T_g = T_{i,j}^{t+1} \quad T_m = T_{m,i,j}^{t+1} \quad (A.4)$$

Substituyendo de (A.2) a (A.4) en (A.1):

$$\begin{aligned} \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i,j}^t}{\Delta t} + \gamma u_g \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i,j-1}^{t+1}}{\Delta y} \\ = \frac{-A_0 h_{gm} (T_{i,j}^{t+1} - T_{m,i,j}^{t+1})}{\rho_g V_g c_v} + \frac{\lambda_g}{\rho_g c_v} \left(\frac{T_{i,j+1}^{t+1} + T_{i,j-1}^{t+1} - 2T_{i,j}^{t+1}}{\Delta y^2} \right) \end{aligned} \quad (A.5)$$

Despejando para $T_{i,j}^{t+1}$:

$$\begin{aligned} \frac{T_{i,j}^{t+1}}{\Delta t} - \frac{T_{i,j}^t}{\Delta t} + \frac{\gamma u_g T_{i,j}^{t+1}}{\Delta y} - \frac{\gamma u_g T_{i,j-1}^{t+1}}{\Delta y} \\ = \frac{-A_0 h_{gm} T_{i,j}^{t+1}}{\rho_g V_g c_v} + \frac{A_0 h_{gm} T_{m,i,j}^{t+1}}{\rho_g V_g c_v} + \frac{\lambda_g T_{i,j+1}^{t+1}}{\rho_g c_v \Delta y^2} + \frac{\lambda_g T_{i,j-1}^{t+1}}{\rho_g c_v \Delta y^2} - \frac{2\lambda_g T_{i,j}^{t+1}}{\rho_g c_v \Delta y^2} \end{aligned} \quad (A.6)$$

$$\begin{aligned}
\frac{T_{i,j}^{t+1}}{\Delta t} + \frac{\gamma u_g T_{i,j}^{t+1}}{\Delta y} + \frac{A_0 h_{gm} T_{i,j}^{t+1}}{\rho_g V_g c_v} + \frac{2\lambda_g T_{i,j}^{t+1}}{\rho_g c_v \Delta y^2} \\
= \frac{A_0 h_{gm} T_{m,i,j}^{t+1}}{\rho_g V_g c_v} + \frac{\gamma u_g T_{i,j-1}^{t+1}}{\Delta y} + \frac{\lambda_g T_{i,j+1}^{t+1}}{\rho_g c_v \Delta y^2} + \frac{\lambda_g T_{i,j-1}^{t+1}}{\rho_g c_v \Delta y^2} + \frac{T_{i,j}^t}{\Delta t}
\end{aligned} \tag{A.7}$$

$$\begin{aligned}
T_{i,j}^{t+1} \left[1 + \frac{\gamma u_g \Delta t}{\Delta y} + \frac{A_0 h_{gm} \Delta t}{\rho_g V_g c_v} + \frac{2\lambda_g \Delta t}{\rho_g c_v \Delta y^2} \right] \\
= T_{i,j+1}^{t+1} \left[\frac{\lambda_g \Delta t}{\rho_g c_v \Delta y^2} \right] + T_{i,j-1}^{t+1} \left[\frac{\lambda_g \Delta t}{\rho_g c_v \Delta y^2} + \frac{\gamma u_g \Delta t}{\Delta y} \right] + T_{m,i,j}^{t+1} \left[\frac{A_0 h_{gm} \Delta t}{\rho_g V_g c_v} \right] \\
+ T_{i,j}^t
\end{aligned} \tag{A.8}$$

$$T_{i,j}^{t+1} = \frac{T_{i,j+1}^{t+1} \left[\frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} \right] + T_{i,j-1}^{t+1} \left[\frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} + \frac{\gamma \dot{m}_g \Delta t}{\rho_g V_e N_x N_r} \right] + T_{m,i,j}^{t+1} \left[\frac{A_0 h_{gm} \Delta t}{\rho_g V_g c_v} \right] + T_{i,j}^t}{\left[1 + \frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} + \frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} + \frac{\gamma \dot{m}_g \Delta t}{\rho_g V_e N_x N_r} + \frac{A_0 h_{gm} \Delta t}{\rho_g V_g c_v} \right]} \tag{A.9}$$

Finalmente, simplificando términos:

$$T_{i,j}^{t+1} = \frac{a T_{i,j+1}^{t+1} + b T_{i,j-1}^{t+1} + s T_{m,i,j}^{t+1} + T_{i,j}^t}{a_p} \tag{A.10}$$

Donde:

$$\frac{\lambda_g \Delta t}{\rho_g c_v \Delta y^2} \left[\frac{\Delta x}{\Delta x} \right] = \frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} = a \quad \frac{\dot{m}_g}{\rho_g A N_x N_r} = u_g \dot{m}_g \text{ dividido en la malla}$$

$$\frac{\lambda_g \Delta t}{\rho_g c_v \Delta y^2} + \frac{\gamma u_g \Delta t}{\Delta y} = \frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} + \frac{\gamma \dot{m}_g \Delta t}{\rho_g V_e N_x N_r} = b \quad \frac{A_0 h_{gm} \Delta t}{\rho_g V_g c_v} = s \tag{A.11}$$

$$1 + \frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} + \frac{\lambda_g \Delta t \Delta x}{\rho_g c_v V_e} + \frac{\gamma \dot{m}_g \Delta t}{\rho_g V_e} + \frac{A_0 h_{gm} \Delta t}{\rho_g V_g c_v} = a_p = 1 + a + b + s$$

Fluido Agua/Vapor

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_f \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{-\dot{Q}_{fm}}{\rho_f V_f c_p} + \frac{\lambda_f}{\rho_f c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \quad (\text{A.12})$$

Aplicando el método implícito de Euler hacia atrás en el tiempo y centrado en el espacio, se obtiene para cada término diferencial parcial:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_{i,j} = \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i,j}^t}{\Delta t} \quad \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{i,j} = \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i-1,j}^{t+1}}{\Delta x} \quad \left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{i,j} = \frac{T_{i+1,j}^{t+1} + T_{i-1,j}^{t+1} - 2T_{i,j}^{t+1}}{\Delta x^2} \quad (\text{A.13})$$

Ya que el calor transferido del metal al agua/vapor es:

$$\dot{Q}_{fm} = A_i h_{fm} (T_f - T_m) \quad (\text{A.14})$$

Donde las temperaturas para cada punto espacial y temporal son:

$$T_f = T_{i,j}^{t+1} \quad T_m = T_{m,i,j}^{t+1} \quad (\text{A.15})$$

Substituyendo de (A.13) a (A.15) en (A.12):

$$\begin{aligned} \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i,j}^t}{\Delta t} + u_f \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i-1,j}^{t+1}}{\Delta x} \\ = \frac{-A_i h_{fm} (T_{i,j}^{t+1} - T_{m,i,j}^{t+1})}{\rho_f V_f c_p} + \frac{\lambda_f}{\rho_f c_p} \left(\frac{T_{i+1,j}^{t+1} + T_{i-1,j}^{t+1} - 2T_{i,j}^{t+1}}{\Delta x^2} \right) \end{aligned} \quad (\text{A.16})$$

Despejando para $T_{i,j}^{t+1}$:

$$\begin{aligned} \frac{T_{i,j}^{t+1}}{\Delta t} - \frac{T_{i,j}^t}{\Delta t} + \frac{u_f T_{i,j}^{t+1}}{\Delta x} - \frac{u_f T_{i-1,j}^{t+1}}{\Delta x} \\ = \frac{-A_i h_{fm} T_{i,j}^{t+1}}{\rho_f V_f c_p} + \frac{A_i h_{fm} T_{m,i,j}^{t+1}}{\rho_f V_f c_p} + \frac{\lambda_f T_{i+1,j}^{t+1}}{\rho_f c_p \Delta x^2} + \frac{\lambda_f T_{i-1,j}^{t+1}}{\rho_f c_p \Delta x^2} - \frac{2\lambda_f T_{i,j}^{t+1}}{\rho_f c_p \Delta x^2} \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

$$\begin{aligned}
\frac{T_{i,j}^{t+1}}{\Delta t} + \frac{u_f T_{i,j}^{t+1}}{\Delta x} + \frac{A_i h_{fm} T_{i,j}^{t+1}}{\rho_f V_f c_p} + \frac{2\lambda_f T_{i,j}^{t+1}}{\rho_f c_p \Delta x^2} \\
= \frac{A_i h_{fm} T_{m,i,j}^{t+1}}{\rho_f V_f c_p} + \frac{u_f T_{i-1,j}^{t+1}}{\Delta x} + \frac{\lambda_f T_{i+1,j}^{t+1}}{\rho_f c_p \Delta x^2} + \frac{\lambda_f T_{i-1,j}^{t+1}}{\rho_f c_p \Delta x^2} + \frac{T_{i,j}^t}{\Delta t}
\end{aligned} \tag{A.18}$$

$$\begin{aligned}
T_{i,j}^{t+1} \left[1 + \frac{u_f \Delta t}{\Delta x} + \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_f V_f c_p} + \frac{2\lambda_f \Delta t}{\rho_f c_p \Delta x^2} \right] \\
= T_{i+1,j}^{t+1} \left[\frac{\lambda_f \Delta t}{\rho_f c_p \Delta x^2} \right] + T_{i-1,j}^{t+1} \left[\frac{\lambda_f \Delta t}{\rho_f c_p \Delta x^2} + \frac{u_f \Delta t}{\Delta x} \right] + T_{m,i,j}^{t+1} \left[\frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_f V_f c_p} \right] \\
+ T_{i,j}^t
\end{aligned} \tag{A.19}$$

Finalmente, simplificando términos:

$$T_{i,j}^{t+1} = \frac{T_{i+1,j}^{t+1} \left[\frac{\lambda_f \Delta t \Delta y}{\rho_f c_p V_f} \right] + T_{i-1,j}^{t+1} \left[\frac{\lambda_f \Delta t \Delta y}{\rho_f c_p V_f} + \frac{\dot{m}_f \Delta t}{\rho_f V_f N_r} \right] + T_{m,i,j}^{t+1} \left[\frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_f V_f c_p} \right] + T_{i,j}^t}{\left[1 + \frac{\lambda_f \Delta t \Delta y}{\rho_f c_p V_f} + \frac{\lambda_f \Delta t \Delta y}{\rho_f c_p V_f} + \frac{\dot{m}_f \Delta t}{\rho_f V_f N_r} + \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_f V_f c_p} \right]} \tag{A.20}$$

$$T_{i,j}^{t+1} = \frac{a T_{i+1,j}^{t+1} + b T_{i-1,j}^{t+1} + s T_{m,i,j}^{t+1} + T_{i,j}^t}{a_p} \tag{A.21}$$

Donde:

$$\begin{aligned}
\frac{\lambda_f \Delta t}{\rho_f c_p \Delta x^2} \left[\frac{D_i}{D_i} \right] &= \frac{\lambda_f \Delta t D_i}{\rho_f c_p V_f} = a \quad \frac{\dot{m}_f}{\rho_f A_t N_t} = u_f \dot{m}_f \text{ dividido entre \#tubos} \\
\frac{\lambda_f \Delta t}{\rho_f c_p \Delta x^2} + \frac{u_f \Delta t}{\Delta x} &= \frac{\lambda_f \Delta t D_i}{\rho_f c_p V_f} + \frac{\dot{m}_f \Delta t}{\rho_f V_f N_t} = b \quad \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_f V_f c_p} = s \\
1 + \frac{\lambda_f \Delta t D_i}{\rho_f c_p V_f} + \frac{\lambda_f \Delta t D_i}{\rho_f c_p V_f} + \frac{\dot{m}_f \Delta t}{\rho_f V_f N_t} + \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_f V_f c_p} &= a_p = 1 + a + b + s
\end{aligned} \tag{A.22}$$

Metal

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{gm} + \dot{Q}_{fm}}{\rho_m V_m c_m} + \frac{\lambda_m}{\rho_m c_m} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \quad (A.23)$$

Aplicando el método implícito de Euler hacia atrás en el tiempo y centrado en el espacio, se obtiene para cada término diferencial parcial:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_{i,j} = \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i,j}^t}{\Delta t} \quad \left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{i,j} = \frac{T_{i+1,j}^{t+1} + T_{i-1,j}^{t+1} - 2T_{i,j}^{t+1}}{\Delta x^2} \quad (A.24)$$

Ya que el calor transferido del metal al agua/vapor y el calor transferido del gas al metal es:

$$\dot{Q}_{fm} = A_i h_{fm} (T_f - T_m) \quad \dot{Q}_{gm} = A_o h_{gm} (T_g - T_m) \quad (A.25)$$

Donde las temperaturas para cada punto espacial y temporal son:

$$T_f = T_{f,i,j}^{t+1} \quad T_g = T_{g,i,j}^{t+1} \quad T_m = T_{i,j}^{t+1} \quad (A.26)$$

Substituyendo de (A.24) a (A.26) en (A.23):

$$\begin{aligned} \frac{T_{i,j}^{t+1} - T_{i,j}^t}{\Delta t} = & \frac{A_o h_{gm} (T_{g,i,j}^{t+1} - T_{i,j}^{t+1})}{\rho_m V_m c_m} + \frac{A_i h_{fm} (T_{f,i,j}^{t+1} - T_{i,j}^{t+1})}{\rho_m V_m c_m} \\ & + \frac{\lambda_m}{\rho_m c_m} \left(\frac{T_{i+1,j}^{t+1} + T_{i-1,j}^{t+1} - 2T_{i,j}^{t+1}}{\Delta x^2} \right) \end{aligned} \quad (A.27)$$

Despejando para $T_{i,j}^{t+1}$:

$$\begin{aligned} \frac{T_{i,j}^{t+1}}{\Delta t} - \frac{T_{i,j}^t}{\Delta t} = & \frac{A_o h_{gm} T_{g,i,j}^{t+1}}{\rho_m V_m c_m} - \frac{A_o h_{gm} T_{i,j}^{t+1}}{\rho_m V_m c_m} + \frac{A_i h_{fm} T_{f,i,j}^{t+1}}{\rho_m V_m c_m} - \frac{A_i h_{fm} T_{i,j}^{t+1}}{\rho_m V_m c_m} + \frac{\lambda_m T_{i+1,j}^{t+1}}{\rho_m c_m \Delta x^2} \\ & + \frac{\lambda_m T_{i-1,j}^{t+1}}{\rho_m c_m \Delta x^2} - \frac{2\lambda_m T_{i,j}^{t+1}}{\rho_m c_m \Delta x^2} \end{aligned} \quad (A.28)$$

$$\begin{aligned} T_{i,j}^{t+1} + \frac{A_o h_{gm} \Delta t T_{i,j}^{t+1}}{\rho_m V_m c_m} + \frac{A_i h_{fm} \Delta t T_{i,j}^{t+1}}{\rho_m V_m c_m} + \frac{2\lambda_m \Delta t T_{i,j}^{t+1}}{\rho_m c_m \Delta x^2} \\ = \frac{\lambda_m \Delta t T_{i+1,j}^{t+1}}{\rho_m c_m \Delta x^2} + \frac{\lambda_m \Delta t T_{i-1,j}^{t+1}}{\rho_m c_m \Delta x^2} + \frac{A_o h_{gm} \Delta t T_{g,i,j}^{t+1}}{\rho_m V_m c_m} + \frac{A_i h_{fm} \Delta t T_{f,i,j}^{t+1}}{\rho_m V_m c_m} + T_{i,j}^t \end{aligned} \quad (A.29)$$

$$\begin{aligned} T_{i,j}^{t+1} \left[1 + \frac{2\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2} + \frac{A_o h_{gm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} + \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} \right] \\ = T_{i+1,j}^{t+1} \left[\frac{\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2} \right] + T_{i-1,j}^{t+1} \left[\frac{\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2} \right] + T_{g,i,j}^{t+1} \left[\frac{A_o h_{gm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} \right] \\ + T_{f,i,j}^{t+1} \left[\frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} \right] + T_{i,j}^t \end{aligned} \quad (A.30)$$

Finalmente, simplificando términos:

$$T_{i,j}^{t+1} = \frac{a T_{i+1,j}^{t+1} + a T_{i-1,j}^{t+1} + b T_{g,i,j}^{t+1} + s T_{f,i,j}^{t+1} + T_{i,j}^t}{a_p} \quad (A.31)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \frac{\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2} \left[\frac{\Delta y}{\Delta y} \right] &= \frac{\lambda_m \Delta t \Delta y}{\rho_m c_m V_m} = a \quad \frac{A_o h_{gm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} = b \quad \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} = s \\ 1 + \frac{2\lambda_m \Delta t \Delta y}{\rho_m c_m V_m} + \frac{A_o h_{gm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} + \frac{A_i h_{fm} \Delta t}{\rho_m V_m c_m} &= a_p = 1 + 2a + b + s \end{aligned} \tag{A.32}$$

Apéndice B. Materiales de los tubos y coeficientes de polinomios de sus propiedades

Tabla B.1. Categoría del material de acuerdo a su composición [12].

MATERIAL TUBOS (FLUSES) HRSG			
MATERIAL	COMPOSICION NOMINAL	FORMA DEL PRODUCTO	GRUPO [12]
SA-178-A	ACERO CARBON (0.06-0.18)	(ERW) TUBO SOLDADO	A
SA-178-C	ACERO CARBON (0.35 MAX)	(ERW) TUBO SOLDADO	A
SA-178-D	ACERO CARBON (0.27 MAX)	(ERW) TUBO SOLDADO	A
SA-192	ACERO CARBON (0.06-0.18)	TUBO SIN COSTURA	A
SA-210-A1	ACERO CARBON (0.27 MAX)	TUBO SIN COSTURA	A
SA-210-C	ACERO CARBON (0.35 MAX)	TUBO SIN COSTURA	A
SA-213-T11	ACERO BAJA ALEACION (1 ¼ Cr)	TUBO SIN COSTURA	C
SA-213-T12	ACERO BAJA ALEACION (1 Cr)	TUBO SIN COSTURA	C
SA-213-T22	ACERO BAJA ALEACION (2 ¼ Cr)	TUBO SIN COSTURA	D
SA-213-T91	ACERO ALEADO (9 Cr)	TUBO SIN COSTURA	F

Tabla B.2. Coeficientes de los polinomios para conductividad y difusión térmica de metales

GRUPO	PROPIEDAD	RANGO DE TEMPERATURA °C	a ₇	a ₆	a ₅	a ₄	a ₃	a ₂	a ₁
A	TC [W/m*K]	21.111-815.556	1.329146E-15	-3.056397E-12	2.609651E-09	1.001295E-06	1.567706E-04	-4.731608E-02	6.165394E+01
	TD [m2/s]	21.111-260.000					3.026473E-11	-3.242649E-08	1.859991E-05
		260.000-704.440					4.564686E-12	-2.124608E-08	1.740828E-05
		704.440-760.000					-8.975891E-11	8.578466E-08	-1.124234E-05
		760.000-787.780						6.038698E-08	-4.377798E-05
		787.780-815.56						1.393546E-08	-7.184502E-06
GRUPO	PROPIEDAD	RANGO DE TEMPERATURA °C	a ₇	a ₆	a ₅	a ₄	a ₃	a ₂	a ₁
B	TC [W/m*K]	21.111-815.560	2.069669E-15	-4.738826E-12	3.976483E-09	-1.449539E-06	1.697544E-04	-8.349115E-03	4.780123E+01
	TD [m2/s]	21.111-593.330				-8.079164E-15	8.525380E-12	-1.534274E-08	1.385188E-05
		593.330-760.000				-6.404116E-13	1.203180E-09	-7.688595E-07	1.724983E-04
		760.000-787.780						7.153534E-08	-5.235396E-05
		787.780-815.560						1.300643E-08	-6.246181E-06
GRUPO	PROPIEDAD	RANGO DE TEMPERATURA °C	a ₇	a ₆	a ₅	a ₄	a ₃	a ₂	a ₁
C	TC [W/m*K]	21.111-676.666				2.345224E-08	-4.345103E-05	4.113998E-03	4.071058E+01
	TD [m2/s]	676.666-732.222			9.682986E-07	-2.728450E-03	2.881755E+00	-1.352195E+03	2.378759E+05
		732.222-760.000						-1.867860E-02	4.065709E+01
		760.000-815.560						-6.226200E-03	3.119326E+01
		21.111-704.444				-9.017668E-15	9.190804E-12	-1.295395E-08	1.210257E-05
		704.444-732.222						-2.601285E-08	2.263428E-05
D	TC [W/m*K]	21.111-676.666				3.736183E-08	-6.481882E-05	1.926251E-02	3.566610E+01
	TD [m2/s]	676.666-732.220			5.809792E-07	-1.637070E-03	1.729053E+00	-8.113181E+02	1.427386E+05
		732.222-760.000						4.980960E-02	6.483550E+01
		760.000-815.560			-1.083411E-07	3.413949E-04	-4.032321E-01	2.115701E+02	-4.157865E+04
		21.111-37.778						-1.703222E-08	1.088858E-05
		37.778-704.44				-7.964667E-16	-4.719682E-12	-5.086164E-09	1.044479E-05
E	TC [W/m*K]	21.111-815.560	1.916920E-16	-4.581697E-13	3.843496E-10	-1.083559E-07	-3.841414E-05	3.378184E-02	2.145635E+01
	TD [m2/s]	21.111-565.56				6.241044E-15	-1.572141E-11	3.657558E-09	6.539421E-06
		565.56-732.22					-1.950964E-11	1.526574E-08	2.302745E-06
		732.22-815.56					-1.505029E-10	2.513399E-07	-1.003175E-04
GRUPO	PROPIEDAD	RANGO DE TEMPERATURA °C	a ₇	a ₆	a ₅	a ₄	a ₃	a ₂	a ₁
F	TC [W/m*K]	21.111-815.560	1.916920E-16	-4.581697E-13	3.843496E-10	-1.083559E-07	-3.841414E-05	3.378184E-02	2.145635E+01
	TD [m2/s]	21.111-565.56				6.241044E-15	-1.572141E-11	3.657558E-09	6.539421E-06
		565.56-732.22					-1.950964E-11	1.526574E-08	2.302745E-06
		732.22-815.56					-1.505029E-10	2.513399E-07	-1.003175E-04

Apéndice C. Hoja de desempeño HRSG CERREY

<u>CERREY, S.A DE C.V.</u>				SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR SISTEMA INTERNACIONAL				
Cliente:	Dragados proyectos industriales de México, S. A. de C. V.	Para:	167 CC San Lorenzo, conversión de TG a CC	Unidades:	2 HRSG x 2 W501F			
No. de Ref. del cliente	LOR-0-HA-MI -IEM-001	Planta:	Puebla, Mexico	No. Contrato:	17P1166			
UNIDAD:	Sobrecal. AP 1	Sobrecal. AP 2	Sobrecal. AP 3	Evaporador AP	Sobrecal. BP	Economizador AP 1	Economizador AP 2	Dearedor de BP
Area	m ² 845.046	2,329.172	2,329.172	18,488.262	2,641.141	9,244.131	9,244.131	10,568.557
Diám. Ext. de Tubos	mm 38.100	38.100	38.100	38.100	38.100	38.100	38.100	38.100
Esp. Min. de Pared	mm 4.191	3.429	2.667	2.667	2.667	2.667	2.667	2.667
Material	SA-213-T22	SA-213-T22	SA-213-T22	SA-192	SA-192	SA-192	SA-192	Ver Nota # 3
Largo	m 14.249	14.249	14.249	14.249	14.249	14.249	14.249	14.249
Tubos Seccion Transversal	64	64	64	64	64	64	64	64
Num. de Circuitos	128	128	128	0	128	448	448	0
Espaciamento Transversal	mm 88.011	88.011	88.011	88.011	88.011	88.011	88.011	88.011
Tubos Seccion Longitudinal	2	2	2	14	2	7	7	8
Espaciamento Longitudinal	mm 117.475	117.475	117.475	Ver Nota # 1	117.475	92.075	92.075	92.075
Num. Tubos Lisos								
Num. Tubos Aletados	2	2	2	14	2	7	7	8
Densidad de Aletas	fin/cm 1.181	2.264	2.264	2.598	2.598	2.598	2.598	2.598
Altura de Aleta	mm 9.525	15.875	15.875	15.875	15.875	15.875	15.875	15.875
Espesor de Aletas	mm 0.991	0.991	0.991	0.991	0.991	0.991	0.991	0.991
Segmento de Aleta	mm Ver Nota # 2	3.988	3.988	3.988	3.988	3.988	3.988	3.988
Material de Aletas	SS-409	SS-409	SS-409	C.S.	C.S.	C.S.	C.S.	C.S.
Num. Tubos Aletados								
Densidad de Aletas	fin/cm							
Altura de Aleta	mm							
Espesor de Aletas	mm							
Segmento de Aleta	mm							
Material de Aletas								
NOTAS: 1.- El espaciamento longitudinal de los primeros 4 tubos (en sentido de los gases) es 117.475 mm (4.625 pulg) y 114.3 mm (4.5 pulg) para los 10 restantes. 2.- Las aletas del Sobrecal. AP 1 serán del tipo ALETA CONTINUA. Todos los demás componentes son SERRATEADAS 3.- El material de los tubos aletados será de SA-192, se deberá de incluir un carrete de SA-213-T22 en donde haya un cambio de dirección de flujo								
				JOB No. 17P1166	Hoja 3 (M)	REVISION 1		

CERREY, S.A DE C.V.
**COMPORTAMIENTO TÉRMICO
SISTEMA INTERNACIONAL**

Ciente: Dragados proyectos Industriales de México, S. A. de C. V. Para: 167 CC San Lorenzo, conversión de TG a CC Unidades: 2 HRSG x 2 W501F
No. de ref. del Cliente: LOR-0-HA-MI-JEM-001 Planta: Puebla, Mexico No. Ref.: 17P1166-1/-2

Condiciones de Operación : Caso 1; temperatura ambiente 25.8°C, HR 54%, 100% carga. Caso de garantía

		Ducto Entrada	Sobrecal. AP 1	Atemperador 1 (Arreque)	Sobrecal. AP 2	Atemperador 2 (Opn normal)	Sobrecal. AP 3	Evaporador AP	Sobrecal. BP
UNIDADES:									
LADO GASES									
Flujo de Gas	Kg/hr	1,287,195	1,287,195		1,287,195		1,287,195	1,287,195	1,287,195
Caída de Presión	mm WC	6.4	9.1		20.6		19.3	125.0	15.7
Temperatura Entrando	°C	611.6	611.6		597.2		564.4	521.7	330.6
Temperatura Saliendo	°C	611.6	597.2		564.4		521.7	330.6	326.1
Dif.de Temperatura	°C		14.4		32.8		42.8	191.1	4.4
Calor Especifico	kcal/kg °C		0.284		0.283		0.280	0.274	0.268
Calor Rechazado	kcal/hr		5,303,844		11,862,144		15,342,768	67,366,656	1,638,252
Eficiencia	%		99.5		99.5		99.5	99.5	99.5
Factor de Ensuciamiento	hr-mt2-°C/kcal		0.00020		0.00020		0.00020	0.00020	0.00020
Calor Suplementario (PCB)	kcal/hr		0.0		0.0		0.0	0.0	0.0
Arreglo de Flujo			Contraflujo		Contraflujo		Contraflujo	Combinado	Contraflujo
LADO PROCESO									
Flujo de Vapor	kg/hr		204,507	0	204,507	0	204,507	204,507	22,437
Presión Entrando	bar (g)		94.46		96.11		97.49	97.84	10.89
Presión Saliendo	bar (g)		91.42		95.15		96.80	97.84	10.00
Caída de Presión	bar		(2) 3.03		0.97		0.69	0.00 (3)	0.69
Temperatura Saliendo	°C		503.3	462.2	462.2	380.0	380.0	310.0	317.78
Temperatura Entrando	°C		462.2	462.2	380.0	380.0	310.0	302.2	186.7
Dif.de Temperatura	°C		41.1		82.2		70.0	7.8	131.1
Calor Absorbido	kcal/hr		5,277,324.8		11,802,833.3		15,266,054.2	67,029,822.7	1,630,060.7
Factor de Ensuciamiento	hr-mt2-°C/kcal		0.00002		0.00002		0.00002	0.00002	0.00002
Calidad de Vapor	ppm								
% Purga	%								

Notes: 1. Composicion de Gases Salida TG: O2: 12.42 %Vol; CO2: 3.72 %Vol; H2O: 9.44 %Vol; SO2: 0.00 %Vol; N2: 73.54 %Vol; Ar: 0.88 %Vol
2. Caída de Presion de 24 psi (1.655 bar) para tubería (desde la salida de domo hasta punto terminal de Cerrey) y válvulas.
3. Caída de Presion de 6.5 psi (0.448 bar) para tubería (desde la salida de domo hasta punto terminal de Cerrey) y válvulas.

Orden Num.
17P1166-1/-2

Hoja 1 (M)

REVISIÓN 1

Apéndice D. Comparación de resultados simulación aislada, Intercambiadores de calor

Performance Caso 2; temperatura ambiente 16.8°C, HR 57%, 100% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1344730.00			1344730.00			1344730.00		
Temp Entrando	C	604.90	604.90		590.60	590.60		559.40	559.40	
Temp Saliendo	C	590.60	590.04	0.10	559.40	553.23	1.10	518.90	510.60	1.60
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	208668.00			208668.00			208668.00		
Presion Entrando	bar(g)	96.39	96.39		98.04	98.04		99.42	99.42	
Presion Saliendo	bar(g)	93.36	93.25	0.12	97.08	95.94	1.18	98.80	98.13	0.68
Temp Saliendo	C	497.20	495.96	0.25	457.20	465.18	1.75	377.80	390.38	3.33
Temp Entrando	C	457.20	457.20		377.80	377.80		311.10	311.10	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1344730.00			1344730.00			1344730.00		
Temp Entrando	C	518.90	518.90		327.80	327.80		297.20	297.20	
Temp Saliendo	C	332.80	337.57	1.43	297.20	293.91	1.11	248.30	243.05	2.11
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	208668.00			208668.00			208668.00		
Temp Saliendo	C	311.70	303.90	2.50	303.90	309.37	1.80	263.90	271.21	2.77
Temp Entrando	C	303.90	303.90		263.90	263.90		187.80	187.80	

Performance Caso 3; temperatura ambiente 6.7°C, HR 54%, 100% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1399217.00			1399217.00			1399217.00		
Temp Entrando	C	598.30	598.30		584.40	584.40		554.40	554.40	
Temp Saliendo	C	584.40	583.84	0.10	554.40	548.16	1.12	515.00	507.25	1.51
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	212210.00			212210.00			212210.00		
Temp Saliendo	C	491.70	490.77	0.19	452.80	461.12	1.84	376.10	388.97	3.42
Temp Entrando	C	452.80	452.80		376.10	376.10		312.20	312.20	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1399217.00			1399217.00			1399217.00		
Temp Entrando	C	515.00	515.00		329.40	329.40		299.40	299.40	
Temp Saliendo	C	334.00	339.26	1.58	299.40	295.87	1.18	250.60	245.31	2.11
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	0.00			212210.00			212210.00		
Temp Saliendo	C	312.80	305.60	2.30	305.60	311.08	1.79	265.60	273.45	2.96
Temp Entrando	C	305.60	305.60		265.60	265.60		188.90	188.90	

Performance Caso 4; temperatura ambiente 37.8C, HR 40%, 100% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1213485.00			1287195.00			1287195.00		
Temp Entrando	C	622.20	622.20		605.60	605.60		569.40	569.40	
Temp Saliendo	C	605.60	605.18	0.07	569.40	562.98	1.13	524.40	517.08	1.40
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	200800.00			200703.00			197303.00		
Temp Saliendo	C	503.30	501.87	0.28	459.40	467.04	1.66	382.80	393.99	2.92
Temp Entrando	C	458.90	458.90		371.10	371.10		308.30	308.30	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1287195.00			1287195.00			1287195.00		
Temp Entrando	C	524.40	524.40		323.90	323.90		292.20	292.20	
Temp Saliendo	C	328.30	333.56	1.60	292.20	289.10	1.06	242.20	238.24	1.63
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	197303.00			197303.00			197303.00		
Temp Saliendo	C	308.90	300.60	2.69	300.60	305.36	1.58	259.40	266.54	2.75
Temp Entrando	C	300.60	300.60		259.40	259.40		185.60	185.60	

Performance Caso 5; temperatura ambiente -0.4C, HR 80%, 100% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1429556.00			1429556.00			1429556.00		
Temp Entrando	C	595.60	595.60		582.20	582.20		552.20	552.20	
Temp Saliendo	C	582.20	581.29	0.16	552.20	546.44	1.04	513.90	505.95	1.55
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	214991.00			214991.00			214991.00		
Temp Saliendo	C	488.89	488.25	0.13	450.60	459.54	1.98	375.60	388.64	3.47
Temp Entrando	C	450.60	450.60		375.60	375.60		313.30	313.30	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1429556.00			1429556.00			1429556.00		
Temp Entrando	C	513.90	513.90		330.60	330.60		300.60	300.60	
Temp Saliendo	C	335.60	340.50	1.46	300.60	297.16	1.15	252.20	246.49	2.26
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	214991.00			214991.00			214991.00		
Temp Saliendo	C	313.30	306.70	2.11	306.70	312.22	1.80	266.70	274.57	2.95
Temp Entrando	C	306.70	306.70		266.70	266.70		189.40	189.40	

Performance Caso 6; temperatura ambiente 25.8C, HR 54%, 75% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1149397.00			1149397.00			1149397.00		
Temp Entrando	C	551.70	551.70		542.20	542.20		518.30	518.30	
Temp Saliendo	C	542.20	541.79	0.08	518.30	514.69	0.70	482.20	476.85	1.11
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	152075.00			152075.00			152075.00		
Temp Saliendo	C	484.40	483.42	0.20	451.70	455.40	0.82	373.30	382.73	2.53
Temp Entrando	C	451.70	451.70		373.30	373.30		289.40	289.40	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1149397.00			1149397.00			1149397.00		
Temp Entrando	C	482.20	482.20		301.70	301.70		276.10	276.10	
Temp Saliendo	C	306.70	319.31	4.11	276.10	282.56	2.34	239.40	242.20	1.17
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	152075.00			152075.00			118056.00		
Temp Saliendo	C	289.40	287.20	0.76	287.20	293.80	2.30	266.70	267.20	0.19
Temp Entrando	C	287.20	287.20		262.80	262.80		189.40	189.40	

Performance Caso 7; temperatura ambiente 25.8C, HR 50%, 50% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	950311.00			950311.00			950311.00		
Temp Entrando	C	551.60	551.60		542.80	542.80		518.30	518.30	
Temp Saliendo	C	542.80	542.28	0.10	518.30	515.59	0.52	478.90	474.41	0.94
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	126606.00			126606.00			126606.00		
Temp Saliendo	C	493.90	492.26	0.33	461.70	463.18	0.32	378.30	384.79	1.72
Temp Entrando	C	461.70	461.70		378.30	378.30		277.80	277.80	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	950311.00			950311.00			950311.00		
Temp Entrando	C	478.90	478.90		287.80	287.80		261.70	261.70	
Temp Saliendo	C	292.20	306.33	4.83	261.70	270.37	3.31	227.80	226.65	0.51
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	126606.00			126606.00			92587.00		
Temp Saliendo	C	277.80	275.60	0.79	275.60	281.38	2.10	252.80	253.74	0.37
Temp Entrando	C	275.60	275.60		252.60	252.60		169.40	169.40	

Performance Caso 8; temperatura ambiente 16.8C, HR 57%, 75% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1190186.00			1190186.00			1190186.00		
Temp Entrando	C	545.90	545.90		536.70	536.70		513.90	513.90	
Temp Saliendo	C	536.70	536.29	0.08	513.90	510.12	0.74	478.90	473.79	1.07
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	153513.00			153513.00			153513.00		
Temp Saliendo	C	480.00	478.93	0.22	447.80	451.91	0.92	371.70	381.35	2.60
Temp Entrando	C	447.80	447.80		371.70	371.70		290.00	290.00	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1190186.00			1190186.00			1190186.00		
Temp Entrando	C	478.90	478.90		302.80	302.80		276.70	276.70	
Temp Saliendo	C	307.80	320.08	3.99	276.70	284.38	2.77	241.70	240.20	0.62
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	153513.00			153513.00			114958.00		
Temp Saliendo	C	290.00	287.80	0.76	287.80	295.23	2.58	265.00	267.82	1.06
Temp Entrando	C	287.80	287.80		265.00	265.00		178.90	178.90	

Performance Caso 9; temperatura ambiente 16.8C, HR 57%, 50% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	977463.00			977463.00			977463.00		
Temp Entrando	C	546.70	546.70		537.80	537.80		514.40	514.40	
Temp Saliendo	C	537.80	537.60	0.04	514.40	511.32	0.60	476.10	471.57	0.95
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	127426.00			127426.00			127426.00		
Temp Saliendo	C	490.00	488.34	0.34	458.30	459.77	0.32	376.70	383.26	1.74
Temp Entrando	C	458.30	458.30		376.70	376.70		278.30	278.30	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	977463.00			977463.00			977463.00		
Temp Entrando	C	476.10	476.10		288.30	288.30		261.70	261.70	
Temp Saliendo	C	293.30	306.39	4.46	261.70	271.37	3.69	229.40	228.34	0.46
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	127426.00			127426.00			88871.00		
Temp Saliendo	C	278.30	275.60	0.97	275.60	282.10	2.36	253.90	254.67	0.30
Temp Entrando	C	275.60	275.60		253.90	253.90		170.00	170.00	

Performance Caso 10; temperatura ambiente 6.7C, HR 54%, 75% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1232853.00			1232853.00			1232853.00		
Temp Entrando	C	538.10	538.10		529.40	529.40		507.80	507.80	
Temp Saliendo	C	529.40	528.96	0.08	507.80	504.03	0.74	474.40	469.38	1.06
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	153792.00			153792.00			153792.00		
Temp Saliendo	C	474.40	473.58	0.17	443.30	447.54	0.96	369.40	379.39	2.70
Temp Entrando	C	443.30	443.30		369.40	369.40		290.00	290.00	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1232853.00			1232853.00			1232853.00		
Temp Entrando	C	474.40	474.40		302.80	302.80		276.10	276.10	
Temp Saliendo	C	308.30	320.38	3.92	276.10	285.72	3.48	243.90	242.88	0.42
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	153792.00			153792.00			106165.00		
Temp Saliendo	C	290.00	287.80	0.76	287.80	295.89	2.81	267.20	269.19	0.74
Temp Entrando	C	287.80	287.80		267.20	267.20		179.40	179.40	

Performance Caso 11; temperatura ambiente 6.7C, HR 54%, 50% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1005831.00			1005831.00			1005831.00		
Temp Entrando	C	539.80	539.80		531.70	531.70		508.90	508.90	
Temp Saliendo	C	531.70	531.07	0.12	508.90	506.17	0.54	472.20	467.58	0.98
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	127627.00			127627.00			127627.00		
Temp Saliendo	C	485.00	483.25	0.36	453.90	455.82	0.42	374.40	381.27	1.84
Temp Entrando	C	453.90	453.90		374.40	374.40		278.30	278.30	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1005831.00			1005831.00			1005831.00		
Temp Entrando	C	472.20	472.20		288.30	288.30		261.10	261.10	
Temp Saliendo	C	293.30	307.03	4.68	261.10	272.13	4.22	231.10	230.14	0.41
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	127627.00			127627.00			84536.00		
Temp Saliendo	C	278.30	276.10	0.79	276.10	282.48	2.31	255.00	255.15	0.06
Temp Entrando	C	276.10	276.10		255.00	255.00		171.10	171.10	

Performance Caso 12; temperatura ambiente 37.8C, HR 40%, 75% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1083578.00			1083578.00			1083578.00		
Temp Entrando	C	562.20	562.20		552.20	552.20		526.10	526.10	
Temp Saliendo	C	552.20	551.66	0.10	526.10	523.01	0.59	487.80	482.16	1.16
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	149449.00			149449.00			149449.00		
Temp Saliendo	C	492.80	491.18	0.33	458.30	461.95	0.80	376.70	385.18	2.25
Temp Entrando	C	458.30	458.30		376.70	376.70		288.30	288.30	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1083578.00			1083578.00			1083578.00		
Temp Entrando	C	487.80	487.80		300.00	300.00		275.00	275.00	
Temp Saliendo	C	305.00	317.74	4.18	275.00	279.63	1.68	235.00	233.61	0.59
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	149449.00			149449.00			124502.00		
Temp Saliendo	C	288.90	286.10	0.97	286.10	291.53	1.90	259.40	262.79	1.31
Temp Entrando	C	286.10	286.10		259.40	259.40		176.10	176.10	

Performance Caso 13; temperatura ambiente 37.8C, HR 40%, 50% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	895892.00			895892.00			895892.00		
Temp Entrando	C	562.30	562.30		552.80	552.80		526.70	526.70	
Temp Saliendo	C	552.80	552.42	0.07	526.70	523.89	0.53	484.40	480.04	0.90
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	124299.00			124299.00			124299.00		
Temp Saliendo	C	502.80	500.84	0.39	469.40	469.97	0.12	382.20	387.64	1.42
Temp Entrando	C	469.40	469.40		382.20	382.20		276.70	276.70	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	895892.00			895892.00			895892.00		
Temp Entrando	C	484.40	484.40		286.10	286.10		261.70	261.70	
Temp Saliendo	C	291.10	304.42	4.58	261.70	267.79	2.33	223.90	222.80	0.49
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	124299.00			124299.00			99352.00		
Temp Saliendo	C	277.20	274.40	1.01	274.40	279.25	1.77	250.00	251.46	0.58
Temp Entrando	C	274.40	274.40		250.00	250.00		168.30	168.30	

Performance Caso 14; temperatura ambiente -0.4C, HR 80%, 75% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1259585.00			1259585.00			1259585.00		
Temp Entrando	C	535.30	535.30		526.70	526.70		505.60	505.60	
Temp Saliendo	C	526.70	526.29	0.08	505.60	501.75	0.76	473.30	467.91	1.14
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	155178.00			155178.00			155178.00		
Temp Saliendo	C	472.20	471.16	0.22	441.10	445.56	1.01	368.30	378.65	2.81
Temp Entrando	C	441.10	441.10		368.30	368.30		290.60	290.60	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1259585.00			1259585.00			1259585.00		
Temp Entrando	C	473.30	473.30		303.90	303.90		276.10	276.10	
Temp Saliendo	C	308.90	321.16	3.97	276.10	286.93	3.92	245.60	244.57	0.42
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	155178.00			155178.00			103015.00		
Temp Saliendo	C	290.60	288.30	0.79	288.30	297.03	3.03	268.30	270.00	0.63
Temp Entrando	C	288.30	288.30		268.30	268.30		180.60	180.60	

Performance Caso 15; temperatura ambiente -0.4C, HR 80%, 50% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1026640.00			1026640.00			1026640.00		
Temp Entrando	C	536.90	536.90		528.90	528.90		506.70	506.70	
Temp Saliendo	C	528.90	528.36	0.10	506.70	503.84	0.56	471.10	466.17	1.05
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	128573.00			128573.00			128573.00		
Temp Saliendo	C	482.20	481.16	0.21	452.20	453.86	0.37	373.30	380.64	1.97
Temp Entrando	C	452.20	452.20		373.30	373.30		278.90	278.90	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1026640.00			1026640.00			1026640.00		
Temp Entrando	C	471.10	471.10		289.40	289.40		260.60	260.60	
Temp Saliendo	C	294.40	307.43	4.43	260.60	273.34	4.89	232.80	231.93	0.37
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	128573.00			128573.00			78678.00		
Temp Saliendo	C	278.90	276.10	1.00	276.10	283.64	2.73	256.10	255.66	0.17
Temp Entrando	C	276.10	276.10		256.10	256.10		171.10	171.10	

Performance Caso 16; temperatura ambiente 37.8C, HR 40%, 100% carga. Sobrecal 1D										
Unidades:		Sobrecal. AP 1			Sobrecal. AP 2			Sobrecal. AP 3		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1213485.00			1213485.00			1213485.00		
Temp Entrando	C	622.20	622.20		594.40	594.40		555.60	555.60	
Temp Saliendo	C	594.40	593.83	0.10	555.60	548.86	1.21	512.80	505.89	1.35
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	218344.00			198910.00			188713.00		
Temp Saliendo	C	420.00	419.20	0.19	437.20	445.88	1.99	377.80	389.15	3.00
Temp Entrando	C	357.80	357.80		340.00	340.00		292.80	292.80	
Unidades:		Evaporador AP			Economizador AP 1			Economizador AP 2		
		Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %	Performance	Simulado	Error %
Lado Gases										
Flujo de gas	Kg/hr	1213485.00			1213485.00			1213485.00		
Temp Entrando	C	512.80	512.80		310.60	310.60		283.90	283.90	
Temp Saliendo	C	313.90	325.65	3.74	283.90	281.51	0.84	238.30	235.07	1.35
Lado Proceso										
Flujo de Vapor	Kg/hr	188713.00			188713.00			188713.00		
Temp Saliendo	C	293.30	291.70	0.55	291.70	296.13	1.52	255.00	261.85	2.68
Temp Entrando	C	291.70	291.70		255.00	255.00		185.00	185.00	

Apéndice E. Propiedades de Agua/Vapor (comparación de tablas)

Tabla E.1. Estado de líquido saturado en función de la temperatura [9].

t [°C]	T [K]	p_s [bar]	v' [m ³ kg ⁻¹]	v''	h'	h'' [kJ kg ⁻¹]	Δh_v	s' [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	s''
90	363.15	0.701824	0.00103594	2.35915	376.968	2659.53	2282.56	1.1927	7.4781
91	364.15	0.728904	0.00103667	2.27705	381.176	2661.16	2279.98	1.2042	7.4653
92	365.15	0.756849	0.00103740	2.19830	385.385	2662.78	2277.39	1.2158	7.4526
93	366.15	0.785681	0.00103813	2.12275	389.595	2664.39	2274.80	1.2273	7.4400
94	367.15	0.815420	0.00103887	2.05025	393.806	2666.01	2272.20	1.2387	7.4275
95	368.15	0.846089	0.00103962	1.98065	398.019	2667.61	2269.60	1.2502	7.4150
96	369.15	0.877711	0.00104038	1.91383	402.232	2669.22	2266.98	1.2616	7.4027
97	370.15	0.910308	0.00104114	1.84965	406.447	2670.81	2264.37	1.2730	7.3904
98	371.15	0.943902	0.00104190	1.78801	410.663	2672.40	2261.74	1.2844	7.3782
99	372.15	0.978518	0.00104268	1.72878	414.880	2673.99	2259.11	1.2957	7.3661

Tabla E.2. Propiedades de agua líquida saturada calculadas por el simulador.

t [°C]	T [K]	P_s [bar]	v' [m ³ kg ⁻¹]	h' [kJ kg ⁻¹]	s' [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
90	363.15	0.701823	0.00103594	376.968	1.1927
91	364.15	0.728904	0.00103667	381.176	1.2042
92	365.15	0.756849	0.0010374	385.385	1.2158
93	366.15	0.78568	0.00103813	389.595	1.2273
94	367.15	0.81542	0.00103887	393.806	1.2387
95	368.15	0.846089	0.00103962	398.018	1.2502
96	369.15	0.877711	0.00104038	402.232	1.2616
97	370.15	0.910307	0.00104114	406.447	1.273
98	371.15	0.943902	0.0010419	410.663	1.2844
99	372.15	0.978518	0.00104268	414.88	1.2957

Tabla E.3. Estado de vapor sobrecalentado en función de la temperatura y presión [9].

$p = 1 \text{ bar}$								
t	v	h	s	c_p	w	κ	η	λ
[°C]	[m ³ kg ⁻¹]	[kJ kg ⁻¹]	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	[m s ⁻¹]	[–]	[10 ⁻⁶ Pa s]	[10 ⁻³ W m ⁻¹ K ⁻¹]
250	2.40619	2974.54	8.0346	1.9891	560.49	1.3056	18.25	38.28
260	2.45279	2994.45	8.0723	1.9932	565.65	1.3045	18.66	39.30
270	2.49935	3014.40	8.1094	1.9975	570.74	1.3033	19.07	40.33
280	2.54588	3034.40	8.1458	2.0022	575.77	1.3022	19.49	41.37
290	2.59239	3054.45	8.1818	2.0070	580.75	1.3010	19.90	42.43
300	2.63887	3074.54	8.2171	2.0121	585.67	1.2998	20.31	43.49
310	2.68533	3094.69	8.2520	2.0173	590.54	1.2987	20.73	44.57
320	2.73176	3114.89	8.2863	2.0227	595.35	1.2975	21.14	45.65
330	2.77818	3135.14	8.3202	2.0282	600.11	1.2963	21.56	46.75
340	2.82458	3155.45	8.3536	2.0338	604.83	1.2951	21.97	47.86

Tabla E.4. Propiedades de vapor de agua sobrecalentado calculadas por el simulador.

$P=1 \text{ bar}$				
t	V	h	s	cp
[°C]	[m ³ kg ⁻¹]	[kJ kg ⁻¹]	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
250	2.40619	2974.54	8.0346	1.9891
260	2.45279	2994.45	8.0723	1.9932
270	2.49935	3014.4	8.1094	1.9975
280	2.54588	3034.4	8.1458	2.0022
290	2.59239	3054.45	8.1818	2.007
300	2.63887	3074.54	8.2171	2.0121
310	2.68533	3094.69	8.252	2.0173
320	2.73176	3114.89	8.2863	2.0227
330	2.77818	3135.14	8.3202	2.0282
340	2.82458	3155.45	8.3536	2.0338

Apéndice F. Propiedades de Gases (comparación de tablas)

Tabla F.1. Propiedades de aire seco [13]

Temperature			Properties							
<i>K</i>	<i>deg C</i>	<i>deg F</i>	ρ	c_p	c_p/c_v	μ	k	Pr	h	V_s
700	426.85	800	0.504 0	1.075	1.364 6	33.32	52.36	.684	713.7	523.7
720	446.85	836	0.490 1	1.080	1.362 3	33.92	53.45	.685	735.2	531.0
740	466.85	872	0.476 9	1.085	1.360 1	34.52	54.53	.686	756.9	537.6
760	486.85	908	0.464 3	1.089	1.358 0	35.11	55.62	.687	778.6	544.6
780	506.85	944	0.452 4	1.094	1.355 9	35.69	56.68	.688	800.5	551.2
800	526.85	980	0.441 0	1.099	1.354	36.24	57.74	.689	822.4	557.8
850	576.85	1 070	0.415 2	1.110	1.349	37.63	60.30	.693	877.5	574.1
900	626.85	1 160	0.392 0	1.121	1.345	38.97	62.76	.696	933.4	589.6
950	676.85	1 250	0.371 4	1.132	1.340	40.26	65.20	.699	989.7	604.9

Tabla F.2. Propiedades de aire seco calculadas por el simulador.

T	T	P	Cp	Cp/Cv	μ	k
[K]	[°C]	[kg/m ³]	[kJ/kg*K]		[N*s/m ²] $\times 10^{-6}$	[W/m*k] $\times 10^{-3}$
700	426.85	0.5042	1.076	1.3658	34.23	50.33
720	446.85	0.4902	1.080	1.3637	34.94	51.36
740	466.85	0.4770	1.085	1.3617	35.65	52.38
760	486.85	0.4644	1.089	1.3596	36.34	53.38
780	506.85	0.4525	1.094	1.3576	37.02	54.37
800	526.85	0.4412	1.099	1.3556	37.70	55.35
850	576.85	0.4152	1.110	1.3507	39.34	57.75
900	626.85	0.3922	1.121	1.3459	40.91	60.08
950	676.85	0.3715	1.132	1.3413	42.43	62.37

Apéndice G. Propiedades de Metales (Ejemplo de Regresión)

A partir de la referencia [12] es posible elaborar una regresión de las propiedades tabuladas (Difusión térmica y Conductividad térmica) para diferentes grupos de materiales, con un error no mayor al 1.5%.

Tabla G.1. Propiedades de metales (comparación de referencia y simulador).

Grupo A						
Temperatura [°C]	TC [W/m*K]	TC Regresión [W/m*K]	Error	TD [m ² /s]	TD Regresión [m ² /s]	Error
315.56	48.426	48.496	0.14%	1.12E-05	1.12E-05	0.14%
343.33	47.215	47.222	0.01%	1.07E-05	1.07E-05	0.30%
371.11	46.005	45.965	0.09%	1.02E-05	1.02E-05	0.15%
398.89	44.794	44.731	0.14%	9.65E-06	9.66E-06	0.08%
426.67	43.583	43.518	0.15%	9.16E-06	9.17E-06	0.14%
454.44	42.373	42.325	0.11%	8.65E-06	8.70E-06	0.58%
482.22	41.162	41.142	0.05%	8.18E-06	8.22E-06	0.53%
510.00	39.951	39.959	0.02%	7.77E-06	7.76E-06	0.10%
537.78	38.741	38.763	0.06%	7.28E-06	7.30E-06	0.35%
565.56	37.357	37.543	0.49%	6.84E-06	6.85E-06	0.20%
593.33	36.147	36.287	0.39%	6.45E-06	6.41E-06	0.66%
621.11	34.936	34.991	0.16%	6.04E-06	5.97E-06	1.10%
648.89	33.725	33.658	0.20%	5.63E-06	5.54E-06	1.48%
676.67	32.342	32.302	0.12%	5.08E-06	5.12E-06	0.74%
704.44	31.131	30.954	0.57%	4.65E-06	4.65E-06	0.02%

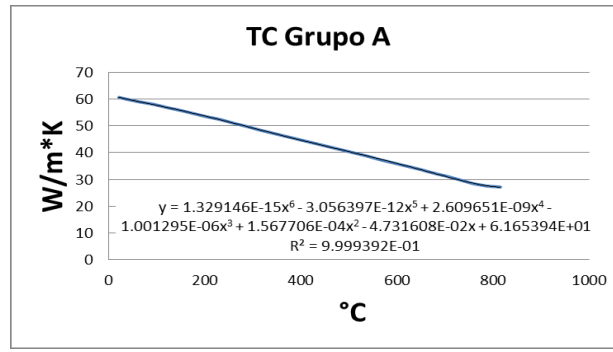


Figura G.1. Regresión de conductividad térmica para el grupo A.

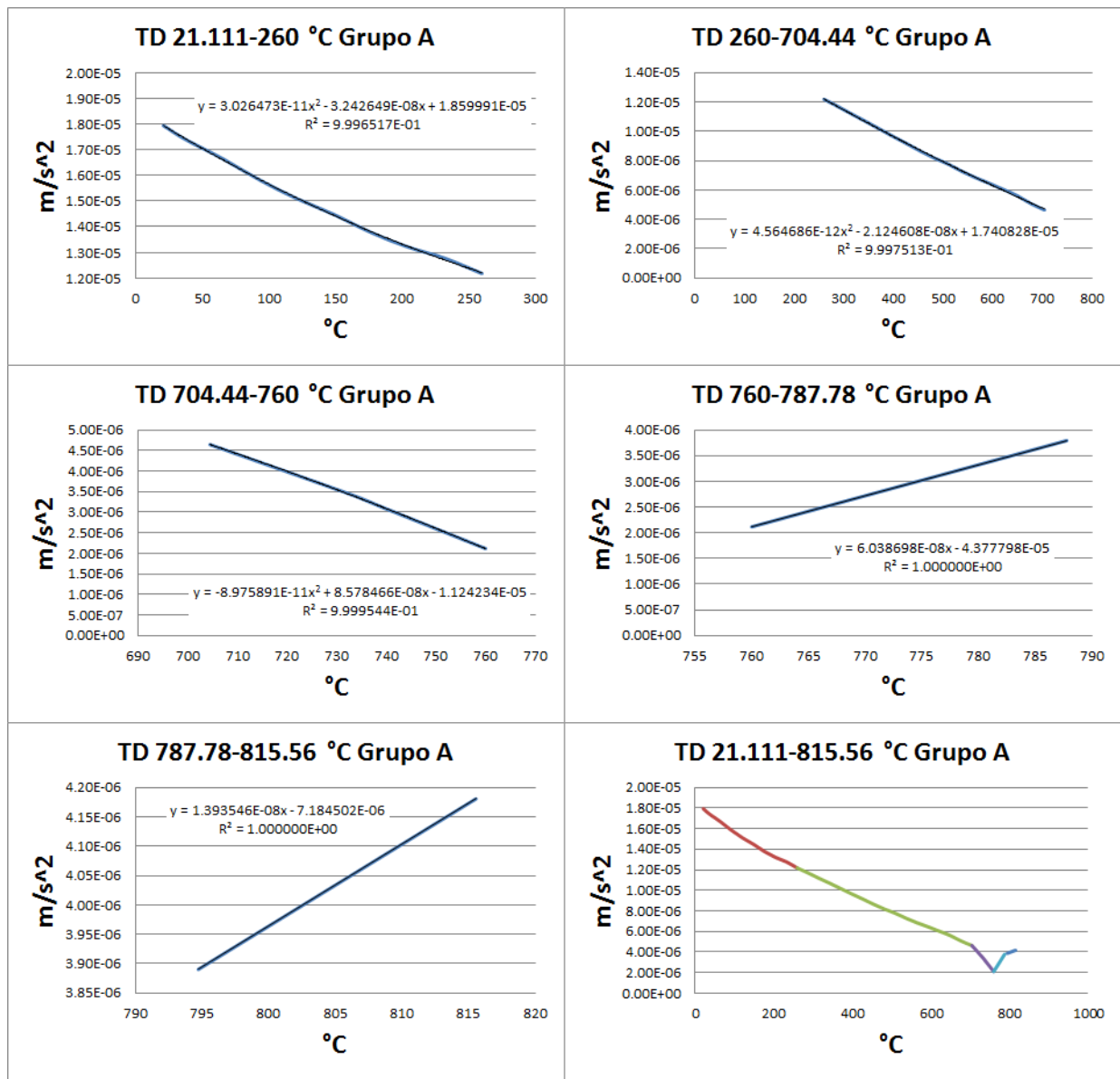
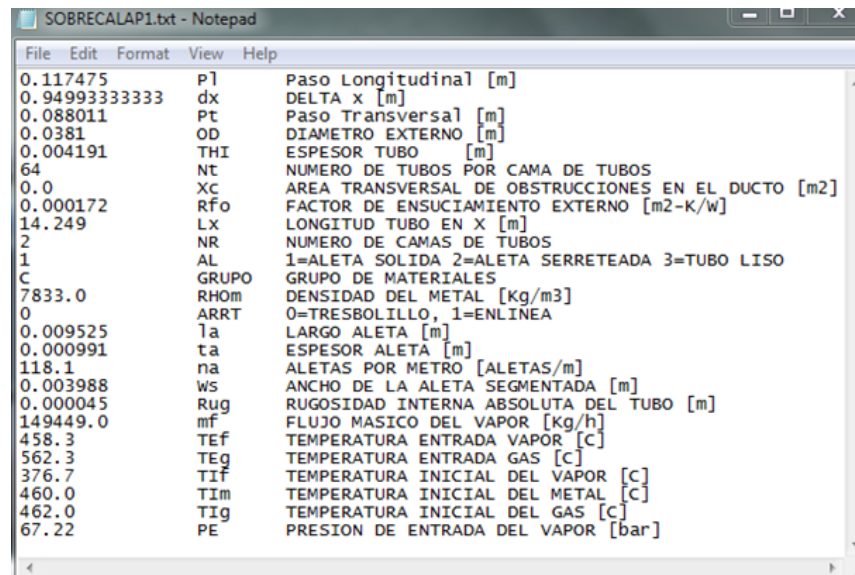


Figura G.2. Regresión de difusividad térmica para el grupo A por rangos de temperatura.

Apéndice H. Ejemplo de lectura de datos al programa y generación de resultados en archivo .TXT



Value	Variable	Description
0.117475	P1	Paso Longitudinal [m]
0.949933333333	dx	DELTA x [m]
0.088011	Pt	Paso Transversal [m]
0.0381	OD	DIAMETRO EXTERNO [m]
0.004191	THI	ESPESOR TUBO [m]
64	NT	NUMERO DE TUBOS POR CAMA DE TUBOS
0.0	XC	AREA TRANSVERSAL DE OBSTRUCCIONES EN EL DUCTO [m2]
0.000172	Rfo	FACTOR DE ENSUCIAMIENTO EXTERNO [m2-K/w]
14.249	LX	LONGITUD TUBO EN X [m]
2	NR	NUMERO DE CAMAS DE TUBOS
1	AL	1=ALETA SOLIDA 2=ALETA SERRETEADA 3=TUBO LISO
C	GRUPO	GRUPO DE MATERIALES
7833.0	RHOM	DENSIDAD DEL METAL [Kg/m3]
0	ARRT	0=TRESBOLILLO, 1=ENLINEA
0.009525	la	LARGO ALETA [m]
0.000991	ta	ESPESOR ALETA [m]
118.1	na	ALETAS POR METRO [ALETAS/m]
0.003988	ws	ANCHO DE LA ALETA SEGMENTADA [m]
0.000045	Rug	RUGOSIDAD INTERNA ABSOLUTA DEL TUBO [m]
149449.0	mf	FLUJO MASICO DEL VAPOR [Kg/h]
458.3	TEf	TEMPERATURA ENTRADA VAPOR [C]
562.3	TEg	TEMPERATURA ENTRADA GAS [C]
376.7	TIf	TEMPERATURA INICIAL DEL VAPOR [C]
460.0	TIm	TEMPERATURA INICIAL DEL METAL [C]
462.0	TIg	TEMPERATURA INICIAL DEL GAS [C]
67.22	PE	PRESION DE ENTRADA DEL VAPOR [bar]

Figura H.1. Ejemplo de datos de entrada al programa para la configuración del Sobrecalentador 1 de Alta Presión

En la Figura H.1 se observa una serie de parámetros que definen la geometría y condiciones iniciales para el sobrecalentador de alta presión 1. La primera columna es el valor de la variable ubicada en la segunda columna, la cual está definida por la tercera columna. Este ejemplo se repite para los demás módulos del HRSG simulado con sus respectivos valores.

DOMOEVP.TXT - Notepad

#	t	Y	Pdr	Qr	ms	mec	mg	TEg
10.000	.99100000	60.40000000	54159.47543193	34.52750000	34.52750000	248.85888889	484.40000000	
20.000	.99100011	60.40005828	54159.47543193	34.52720171	34.52725520	248.85888889	468.30823332	
30.000	.99099976	60.40001504	54159.46226274	34.52770307	34.52723618	248.85888889	469.21739003	
40.000	.99099982	60.40004336	54159.47203349	34.52735555	34.52739321	248.85888889	470.30269297	
50.000	.99099966	60.40002121	54159.46563406	34.52760549	34.52740046	248.85888889	471.26110204	
60.000	.99099970	60.40003450	54159.47063951	34.52743312	34.52747178	248.85888889	472.11855407	
70.000	.99099963	60.40002286	54159.46763711	34.52755633	34.52747028	248.85888889	472.88824514	
80.000	.99099966	60.40002880	54159.47026599	34.52747072	34.52750214	248.85888889	473.57851692	
90.000	.99099963	60.40002245	54159.46892433	34.52753139	34.52749910	248.85888889	474.19599608	
100.000	.99099965	60.40002482	54159.47036010	34.52748882	34.52751329	248.85888889	474.74655796	
110.000	.99099964	60.40002114	54159.46982430	34.52751863	34.52751067	248.85888889	475.23585638	
120.000	.99099965	60.40002180	54159.47065557	34.52749740	34.52751688	248.85888889	475.66934618	
130.000	.99099965	60.40001950	54159.47050520	34.52751199	34.52751498	248.85888889	476.05227303	
140.000	.99099966	60.40001937	54159.47102515	34.52750135	34.52751757	248.85888889	476.38965165	
150.000	.99099967	60.40001780	54159.47105393	34.52750844	34.52751623	248.85888889	476.68621318	
160.000	.99099967	60.40001733	54159.47140903	34.52750305	34.52751718	248.85888889	476.94637486	
170.000	.99099968	60.40001616	54159.47151619	34.52750644	34.52751622	248.85888889	477.17418842	
180.000	.99099969	60.40001556	54159.47178007	34.52750367	34.52751642	248.85888889	477.37333838	
190.000	.99099969	60.40001463	54159.47191684	34.52750524	34.52751570	248.85888889	477.54728716	
200.000	.99099970	60.40001399	54159.47212691	34.52750377	34.52751557	248.85888889	477.69907411	
210.000	.99099970	60.40001322	54159.47227009	34.52750446	34.52751499	248.85888889	477.83141325	
220.000	.99099971	60.40001260	54159.47244572	34.52750364	34.52751472	248.85888889	477.94671974	
230.000	.99099972	60.40001193	54159.47258465	34.52750390	34.52751424	248.85888889	478.04713278	
240.000	.99099972	60.40001135	54159.47273620	34.52750342	34.52751391	248.85888889	478.13454044	
250.000	.99099973	60.40001076	54159.47286635	34.52750347	34.52751349	248.85888889	478.21060367	

Figura H.2. Ejemplo de presentación de resultados en archivo .TXT para domo.

La Figura H.2 muestra la presentación de resultados que se obtienen al terminar una simulación para los valores registrados en forma de columnas en el siguiente orden instante en el tiempo [s], nivel del domo [m], presión del domo [bar], calor absorbido en el evaporador [kW], flujo másico de vapor al sobrecalentador [kg/s], flujo másico proveniente del economizador [kg/s], flujo másico de gases provenientes de la turbina [kg/s] y temperatura de los gases que entran al evaporador [°C].