



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Electricidad y Computación

“Implementación de un modelo matemático para el sistema de
generación de Trinitaria”

INFORME DE MATERIA INTEGRADORA

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO EN ELECTRICIDAD

Jorge Darío Torres Almea

Ricardo Andrés Gallo Caicedo

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO: 2017

AGRADECIMIENTOS

Mis más sinceros agradecimientos al personal de la Central Térmica Trinitaria CELEC E.P Electroguayas por habernos proporcionado todas las facilidades para llevar a cabo este documento, al Ing. Wilson Leones por facilitar documentación personal de procesos similares al descrito en este proyecto que facilitaron la comprensión del proceso implementado, al Ing. Charles Gaspar por la brindar apoyo con su experiencia previa en el Departamento de Operaciones de la central y a la Dra. Mónica Campodónico por recibirme de la manera más cordial al ingresar a realizar mis prácticas pre-profesionales y por la motivación recibida por parte de sus consejos. Por mi formación académica, paciencia y conocimientos adquiridos en la realización de este proyecto agradezco al Ing. Ángel Recalde y al Ing. Iván Endara, tutores de este proyecto de titulación.

Jorge Darío Torres Almea.

Agradezco a mis profesores, maestros y compañeros por las enseñanzas y experiencias de cada día que me forjaron y me guían en mi camino personal y profesional.

Ricardo Andrés Gallo Caicedo

DEDICATORIA

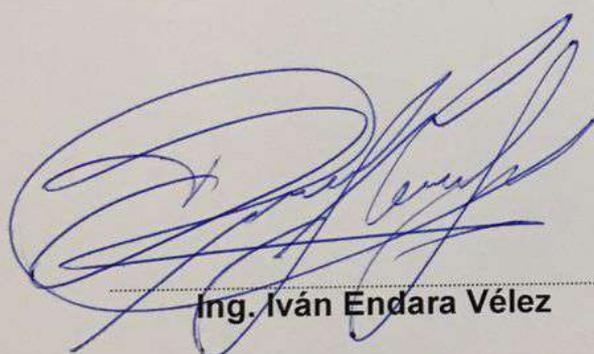
El presente proyecto lo dedico a Dios, mi padre Jorge Torres D., a mi madre Ana Almea G. y a mi hermana Diana Torres A. testigos del tiempo invertido a lo largo de mis estudios de pre-grado y a mis familiares que me han acompañado en estos años de formación.

Jorge Darío Torres Almea.

Dedico este trabajo a mis padres, mis abuelos y mi hermana quienes siempre me ayudaron y apoyaron en cada momento para seguir y continuar hasta el final.

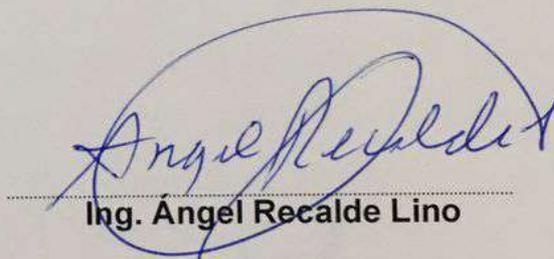
Ricardo Andrés Gallo Caicedo.

TRIBUNAL DE EVALUACIÓN



Ing. Iván Endara Vélez

PROFESOR EVALUADOR

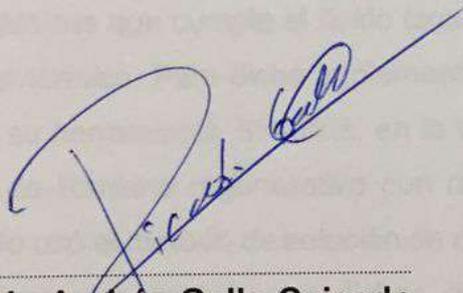


Ing. Ángel Recalde Lino

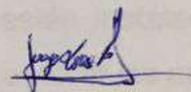
PROFESOR EVALUADOR

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad y la autoría del contenido de este Trabajo de Titulación, nos corresponde exclusivamente; y damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Ricardo Andrés Gallo Caicedo



Jorge Darío Torres Almea

RESUMEN.

La necesidad de implementar un modelo de simulación que represente en una computadora los estados que experimenta un fluido circulando dentro de un ciclo de Rankine que se cumple en una central térmica de tipo convencional permite implementar modelos matemáticos basados en investigaciones que representan en forma de ecuaciones el comportamiento de los elementos más importantes que conforman el ciclo de Rankine en una central térmica. Este proyecto describe la implementación de un modelo matemático que representa el ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento que se cumple en la central térmica Trinitaria con el objetivo de digitalizar dicho proceso y tener un registro de las condiciones termodinámicas que cumple el fluido circulante en cada una de las diferentes etapas en el ciclo térmico. Para dicha implementación se usó como plataforma el programa Matlab y su herramienta Simulink, en la cual se modeló cada uno de los elementos del ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento que están instalados en la central. Se usó el método de solución de espacio-estado para resolver las ecuaciones matemáticas que describen a dichos elementos simulados debido a que dichas ecuaciones son no lineales y continuas en el espacio-tiempo. Los elementos que se simularon fueron la caldera a vapor, turbina a vapor, los pre-calentadores, las bombas de agua, el condensador y el generador eléctrico conectado a una impedancia equivalente que representa una carga. Los resultados que se obtuvieron fueron las gráficas de variación de flujo y temperatura de líquido de salida entre los pre-calentadores, la variación de flujo de vapor de extracción en cada una de las 3 etapas de la turbina a vapor que se dirigen a los 6 pre-calentadores instalados en la central y la curva de variación de potencia eléctrica generada con respecto a una variación en la entrada de flujo de aire y combustible en la caldera. Lo anterior se comparó con el histórico de generación de la central para determinar el error que existe entre los valores que arroja la implementación y los valores reales que se producen en la central.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
TRIBUNAL DE EVALUACIÓN.....	iiiv
DECLARACIÓN EXPRESA.....	v
RESUMEN.....	vi
INDICE DE FIGURAS.....	3
INDICE DE TABLAS.....	4
CAPÍTULO 1.....	5
1. INTRODUCCIÓN.....	5
1.1 Objetivos.....	6
1.1.1 Objetivo General.....	6
1.1.2 Objetivos Específicos.....	6
1.2 Justificación.....	6
1.3 Alcance.....	7
1.4 Marco Teórico.....	8
1.4.1 Ciclo regenerativo de Rankine con recalentamiento.....	9
1.4.2 Rendimiento del ciclo térmico.....	14
1.4.3 Control de potencia activa y reactiva de un generador.....	15
1.4.4 La matriz energética y las unidades de generación.....	17
1.4.5 Modelo de espacio estado.....	21
CAPÍTULO 2.....	22
2. MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE LA PLANTA GENERADORA CTT.....	22
2.1 Modelo de los componentes de la CTT.....	23
2.1.1 Sistema agua-vapor.....	23
2.1.2 Sistema de condensado.....	38
2.1.3 Sistema de agua de alimentación.....	49

2.1.4	Sistema de drenajes de pre-calentadores de agua.	52
2.1.5	Generador eléctrico.	55
CAPÍTULO 3		59
3.	RESULTADOS Y DISCUSIONES.	59
3.1	Modelo matemático de ecuaciones.	59
3.1.1	Modelo para implementación de caldera a vapor.	59
3.1.2	Modelo para implementación de turbina a vapor.	67
3.1.3	Modelo para implementación de condensador.	68
3.1.4	Modelo para implementación de pre-calentadores.	72
3.1.5	Modelo para implementación de desgasificador.	72
3.1.6	Modelo para implementación de válvulas de control.	73
3.1.7	Modelo para implementación de bombas centrífugas.	74
3.2	Resultados de la implementación del modelo matemático.	74
3.2.1	Potencia eléctrica generada.	75
3.2.2	Flujo másico de salida en los pre-calentadores.	77
3.2.3	Temperatura del fluido de salida en los pre-calentadores.	79
3.2.4	Flujo másico de salida de las extracciones de turbina.	80
3.2.5	Diagrama T vs S de la CTT a demanda máxima.	81
3.2.6	Potencia mecánica generada en secciones de turbina. ...	82
3.2.7	Análisis de datos de la implementación vs datos reales. ...	83
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		88
BIBLIOGRAFÍA.		90
ANEXO I.		92
ANEXO II.		95

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Diagrama de T vs S del ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento.	10
Figura 1.2: Ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento.	10
Figura 1.3: Desviación del ciclo termodinámico real de vapor.	13
Figura 1.4: Circuito agua-vapor en la caldera.	14
Figura 1.5: Sistema de control de excitación usando AVR.	15
Figura 1.6: Sistema de control de LFC.	16
Figura 1.7: Sistemas integrados de control por AVR y LFC en una unidad térmica de generación.	17
Figura. 1.8: Sistema de potencia implementado en la CTT.	18
Figura. 1.9: Diagrama de energía de la CTT.	20
Figura 2.1: Caldera radiante tipo El paso para quemar gas y aceite.	25
Figura 2.2: Circuitos del sobrecalentador, recalentador y economizador.	26
Figura 2.3: Sección transversal de un calderín.	29
Figura 2.4: Ebullición en una corriente ascendente en un tubo vertical.	30
Figura 2.5: Diagrama de bloques de la caldera.	33
Figura 2.6: Configuración del economizador en la caldera.	34
Figura 2.7: Diagrama de bloques de la turbina.	36
Figura 2.8: Desgasificador a presión.	39
Figura 2.9: Configuración de intercambiadores TEMA.	42
Figura 2.10: Diagrama de bloques del condensador.	43
Figura 2.11: Diagrama de entrada-salida de flujos al calentador.	45
Figura 2.12: Zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento.	46
Figura 2.13: Curvas de relación apertura-paso de flujo de las válvulas de control.	53
Figura. 2.14: Diagrama esquemático de control AVR y LFC [8].	57
Figura 2.15: Ejemplo de sistema de excitación estático [9].	58
Figura 3.1: Vista general del modelo matemático en diagrama de bloques.	75
Figura 3.2: Curva de variación de potencia eléctrica y mecánica.	76
Figura 3.3: Curva de variación de P_e y flujo de combustible.	77
Figura 3.4: Curva de variación de flujo de agua en pre-calentadores.	78
Figura 3.5: Variación de temperatura de salida de pre-calentadores.	79
Figura 3.6: Variación de flujo de vapor en las extracciones de turbina.	80
Figura 3.7: Diagrama T vs S de la CTT a demanda máxima.	81
Figura 3.8: Variación de P_{mech} generada en secciones de turbina.	82

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características generales del generador de vapor	26
Tabla 2: Parámetros de diseño del horno.	28
Tabla 3: Parámetros de diseño de domo superior.....	29
Tabla 4: Parámetros de diseño de los tubos ascendentes.	30
Tabla 5: Parámetros de diseño del recalentador-atemperador.	31
Tabla 6: Parámetros de diseño del supercalentador-atemperador.....	32
Tabla 7: Parámetros de diseño del economizador.	35
Tabla 8: Datos técnicos de la turbina en alta presión.....	36
Tabla 9: Datos técnicos de la turbina en media presión.	37
Tabla 10: Datos técnicos de turbina en baja presión.....	37
Tabla 11: Parámetros de diseño del desgasificador.....	39
Tabla 12: Parámetros de diseño de tanque de agua de almacenamiento.	40
Tabla 13: Parámetros de diseño de la bomba.....	41
Tabla 14: Datos técnicos del condensador.	43
Tabla 15: Datos de diseño de condensador-tubos.	44
Tabla 16: Datos de diseño del pre-calentador 1.....	47
Tabla 17: Datos de diseño del pre-calentador BP-2.....	48
Tabla 18: Datos de diseño de Pre-calentador BP-3	49
Tabla 19: Datos de diseño del Pre-calentador 5	50
Tabla 20: Datos de diseño del pre-calentador 6.....	51
Tabla 21: Datos de diseño de bomba de agua de alimentos.....	52
Tabla 22: Datos de diseño válvula de control drenaje BP-2.....	53
Tabla 23: Datos de diseño de válvula de control drenaje BP-3	54
Tabla 24: Datos de diseño de válvula de control drenaje AP-5	54
Tabla 25: Datos de diseño de válvula de control drenaje AP-6	54
Tabla 26: Datos de diseño de bomba de drenaje pre-calentador BP-3.	55
Tabla 27: Datos técnicos de generador en CTT.....	55
Tabla 28: Parámetros de diseño del generador.	56
Tabla 29: Parámetros de excitación del generador.	57
Tabla 30: Histórico de generación.	76
Tabla 31: Valores reales y de interpretación de flujos en pre-calentadores. .	84
Tabla 32: Valores reales y de implementación de flujos de extracción.....	85
Tabla 33: Valores reales y de implementación de temperatura de pre- calentadores.	86
Tabla 34: Valores reales y de implementación de potencia generada.	87

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN.

La generación de energía eléctrica en nuestro país se ha convertido en uno de los pilares fundamentales tanto para el desarrollo del sector privado y público, y hacerlo de una manera eficiente, amigable con el medio ambiente y con los procesos de producción de energía más modernos se ha vuelto prioridad en estos tiempos en que el país atraviesa un cambio en la matriz energética.

El estudio de las centrales eléctricas es un tema importante respecto a una mejor comprensión de los problemas que existen en la producción de energía eléctrica en sus distintas formas conocidas en la actualidad. Dentro del Sistema Nacional Interconectado (S.N.I.) operan principalmente centrales hidroeléctricas y centrales termoeléctricas. Las últimas son de tipo convencional por el tipo de combustible que usan para el proceso de producción de energía.

La empresa pública de generación y transmisión de energía eléctrica Corporación Eléctrica del Ecuador CELEC E.P. Unidad de Negocio Electroguayas posee la operación y control de cuatro centrales de generación de energía eléctrica, siendo una de ellas la Central térmica Trinitaria, misma que está atravesando un proceso de modernización general de la planta con el objetivo de generar energía eléctrica con un proceso de producción más eficiente, disminuyendo los costos de generación en uso de combustible.

Es necesario, con el fin de conocer y predecir el comportamiento de las variables de producción de la planta, implementar un programa para modelar el ciclo de producción de energía de la Central térmica Trinitaria y conocer la respuesta del ciclo de Rankine regenerativo ante cambios en las variables internas como: presión, temperatura, caudal y cantidad de combustibles de entrada con respecto a la potencia bruta generada en los terminales del generador.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo General

- Diseñar un modelo de control del proceso de generación de energía de la central térmica Trinitaria, considerando un sistema de control MIMO aplicando ecuaciones físicas que relacionan las variables dentro de cada uno de los elementos del ciclo de Rankine regenerativo.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Generar un punto de referencia para analizar los diferentes ciclos de operación de la planta, para comparar valores de salida del ciclo con la respuesta que debería obtenerse al usarse el programa con el ciclo simulado.
- Analizar el proceso térmico de vapor de generación de energía eléctrica de la central térmica Trinitaria con el fin de discriminar entre las variables de control y las variables controladas para predecir el comportamiento del ciclo de generación de energía que cumple la planta.

1.2 Justificación.

El problema que se pretende solucionar con este modelamiento del ciclo de generación de energía eléctrica de la central térmica Trinitaria es que se pueda predecir el comportamiento de la planta ante cambios en los valores de referencia del ciclo de operación.

Debido a que en las centrales de generación eléctrica es de gran importancia poder controlar la frecuencia y el voltaje de generación, se propone predecir la respuesta(salida) de la central térmica Trinitaria ante cambios en las variables del proceso de generación de energía(entrada) modelando un sistema multientrada-multisalida MIMO de control basado en variables de estado analizando el control de la frecuencia y del voltaje del sistema (LFC y AVR respectivamente).

1.3 Alcance

Para cumplir con este requisito se diseñará un programa computacional que modele los cambios internos del proceso térmico de generación de energía ante cambios típicos de potencia eléctrica bruta, requerida por el Centro Nacional de Control de Energía CENACE. Para ello, se modelará el sistema de control carga frecuencia (LFC, en inglés) y el regulador automático de voltaje (AVR, en inglés), para poder tener control de las variables que se podrán modificar, para conocer el comportamiento del proceso de generación de energía eléctrica.

Para esto debemos recopilar todas las ecuaciones físicas que relacionen las múltiples variables que están involucran en cada uno de los elementos del ciclo de Rankine que cumple la central térmica Trinitaria; además de implementar las condiciones que involucra que este ciclo sea regenerativo para mejorar la eficiencia del sistema (caldera, condensador, turbina, generador). Se deben identificar los puntos del ciclo donde se presenten pérdidas significativas a fin de que nuestro modelo represente de la forma más exacta el comportamiento de la planta. Se pretende modelar un sistema que incluya el generador sincrónico cuyo rotor esté controlado por un circuito de alimentación DC, que represente la excitación, una caldera con múltiples etapas de sobre-saturación de vapor y 5 pre-calentadores, típicos de un ciclo de Rankine regenerativo. La turbina estará representada en sus etapas de baja, intermedia y alta presión, y un modelo de condensador y perturbaciones que interfieren en el proceso de generación de energía.

Se usará para todos los diseños la herramienta Simulink de Matlab. Para simular el control de frecuencia y voltaje de la central térmica de generación Trinitaria se va a implementar una técnica de control por variables de estado debido a que proporciona información de lo que pasa dentro del sistema controlado y a que se puede aplicar a sistemas no lineales, como el sistema de generación de la planta.

1.4 Marco Teórico

El objetivo de una central térmica es la generación de energía eléctrica, aprovechando el contenido calorífico de un combustible sólido o líquido, considerando que se debe cumplir un proceso de conversión de energía lo más eficiente posible, para lo cual las centrales térmicas de generación modernas han acoplado a su ciclo de conversión de energía diversos equipos para mejorar la eficiencia del mismo.

En la central térmica Trinitaria (CTT) se quema combustible fósil (Búnker C) en una caldera para producir vapor de agua. El vapor de agua a alta presión se transforma en gran parte en energía mecánica mediante una turbina de vapor, la cual mueve el eje del generador eléctrico acoplado. La eficiencia energética de las centrales térmicas dependerá fundamentalmente del poder calorífico del combustible. El agua de alimentación que se usa en la caldera se obtiene de una bocatoma que succiona agua del estero salado y es conducida a una serie de filtros dispuestos tanto de forma vertical como horizontal para separar desechos y material que tiene el agua del estero. Luego pasa por un proceso de desmineralización y desalinización en la planta de tratamiento de agua de alimentación de la central para evitar que produzca corrosión en los tubos de entrada de la caldera y así preservar la vida útil de los equipos. Luego de que el agua pasó por la planta de tratamiento, en las siguientes etapas adquiere energía calorífica producto de la mezcla con una porción del vapor que se extrae de las etapas de alta, media y baja presión de la turbina en los distintos pre-calentadores instalados en el ciclo. Para la CTT se han instalado 6 pre-calentadores de agua, 5 de ellos son cerrados y uno es abierto. En la caldera se vuelve a adquirir energía calorífica producto de pasar por el economizador que usa el gas producto de la combustión para trabajar como un intercambiador de calor. En el hogar el agua a la salida del economizador se calienta producto de combustión del Bunker C con el vapor saturado que se introducen por medio de los quemadores. En las siguientes etapas el vapor se sobrecalienta para ingresar a la turbina marca ABB de alta presión, en ese lugar se produce la transformación del calor en energía potencial de vapor para producirse trabajo generado en la turbina de alta presión.

El proceso del vapor continúa en la turbina de baja presión previamente recalentado, donde se produce trabajo generado en la turbina de baja presión. El eje de ambas turbinas gira transformando la energía mecánica de entrada en energía eléctrica en el generador ABB de la CTT el cual genera energía a nivel de 13.8 [kV] con una potencia bruta de generación de 132 [MW]. En el transformador principal de la central UT-1, se eleva el nivel de voltaje de 13.8/138 [kV] para conectarse con el S.N.I en la Subestación Trinitaria de Transelectric E.P. Tanto la caldera como la turbina son ABB. La turbina tiene un cuerpo de alta presión, un cuerpo de baja presión y media presión unidos entre sí por 2 ejes. Además, la caldera para su proceso de arranque usa como combustible diesel oil mezclado con aire comprimido y para la operación normal usa Bunker C con vapor comprimido. La caldera es de tipo paso y no posee domo inferior, en ella se encuentran los sobrecalentadores, recalentador, economizador y calentador de aire regenerativo.

1.4.1 Ciclo regenerativo de Rankine con recalentamiento.

Para mejorar el rendimiento del ciclo y aprovechar el contenido energético del combustible, el ciclo de producción de energía es el ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento, es decir, el vapor sufre una expansión parcial en la turbina, después de la cual es calentado de nuevo a menor presión que la primera vez y vuelve a la turbina a expandirse hasta la presión de condensación [1].

Al considerar el precalentamiento del fluido que ingresa a la caldera, se requiere disminuir la cantidad de combustible que ingresa para combustión en la caldera, logrando así mejorar el rendimiento del ciclo. Las extracciones disminuyen la eficiencia de la turbina al tener distintas etapas de escape de vapor, pero aumenta el ciclo general de la planta lo cual es importante [2].

El diagrama de temperatura-entropía del ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento primario y secundario se muestra a continuación:

Las siguientes consideraciones del ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento son válidas para todos los estados de la Figura 1.1 y Figura 1.2 considerando que es un ciclo termodinámico real y no ideal como en casos anteriores:

En la etapa 6-7, se produce la expansión del vapor sobrecalentado en la turbina de alta presión desde una presión P_1 y temperatura T_3 hasta una presión P_2 y temperatura T_2 que es la temperatura con la que ingresa a la siguiente etapa. En la etapa 6-7 no representa un proceso isobárico debido a que se realiza a una presión decreciente debido al efecto de la caída de presión en la caldera que se observa en la Figura 1.2 provocado por la fricción del fluido circulando por las tuberías de la caldera. En la etapa 7-8 se extrae el vapor de la turbina de alta presión y se lo recalienta a presión constante hasta alcanzar una temperatura T_4 que puede ser igual o algo inferior a la temperatura T_3 . A continuación, el vapor recalentado es devuelto para que continúe su expansión en la turbina de media y baja presión que como consideración de este proyecto están acopladas, donde el vapor al dilatarse adiabáticamente (teóricamente sin considerar pérdidas) en la etapa 8-9 se enfría, pues dicha cantidad de calor se reparte en un volumen mayor y este enfriamiento adiabático ocurre debido al cambio de presión del vapor. De esta manera, como la entalpía del vapor depende de la energía interna del mismo y ésta necesariamente debe decrecer en un proceso adiabático, el trabajo entregado por la turbina en el lado de baja presión se incrementará con la diferencia de presiones que se presentan en la entrada y la salida de la turbina. La condensación del vapor que sale de la turbina de baja presión se realiza en el condensador en la etapa 9-1, a temperatura T_1 constante y a presión constante (ciclo ideal), donde el vapor ingresa al condensador distribuyéndose entre el haz de tubos por donde circula el agua refrigerante y condensa finalmente en el pozo de recogida desde donde, junto con el agua de aportación para compensar pérdidas, es mandada por las bombas de extracción de condensado y alimentación a los precalentadores y a la caldera. Posteriormente se evacua por medio de las

bombas de extracción de condensado el agua condensada acumulada en el pozo de condensado, a medida que se va condensado el vapor proveniente del escape de la turbina hacia los pre-calentadores de agua. En esta etapa se realiza una compresión adiabática y como el agua es un líquido prácticamente incompresible, el aumento de temperatura en esta etapa es casi nulo. El agua condensada que sale del pozo del condensador ingresa en la bomba de extracción de condensado en la etapa 1-2 donde es comprimida hasta la presión del pre calentador de agua (estado 2). En la etapa 2-3 el agua de alimentación a la salida de la bomba de extracción de condensado se envía al pre calentador de agua, donde se mezcla con el vapor extraído de la turbina de alta presión. En el estado se extrae parte del vapor expandido en la turbina de alta presión para utilizarlo para suministrar calor al fluido de trabajo con el objetivo de aprovechar parte del calor sensible que se perdería en el condensador, aumentando su temperatura en los pre-calentadores antes de pasar por la fuente principal de calor. En la etapa 2-3 se calienta el agua de alimentación debido a que se enfría y condensa el vapor extraído en la etapa 7-3. Se debe tener en cuenta la cantidad óptima del porcentaje de vapor que se extrae de la turbina para no perder trabajo efectivo a la salida de la turbina. El vapor restante en la turbina continúa su expansión isoentropica hasta la presión de entrada del condensador T_1 . El porcentaje de vapor extraído es tal que la mezcla sale del pre calentador como líquido saturado a la presión de salida del pre calentador (estado 3).

Una vez que se extrajo el vapor a alta temperatura, se lo direcciona al pre calentador de agua o intercambiador de calor que se usa cuando se cumple con un ciclo de Rankine regenerativo. Considerando pre-calentadores cerrados, se transfiere calor del vapor extraído de la turbina hacia el agua de alimentación sin que suceda ninguna mezcla.

Considerando pre-calentadores de tipo abierto se proporciona un medio conveniente para desairar el agua de alimentación, eliminando el aire que se filtró en el condensador para evitar la corrosión en la caldera.

En la etapa 3-4 se eleva la presión del líquido saturado por medio de la bomba de agua de alimentos hasta la presión de la caldera (estado 4). En la etapa 4-5 se calienta el agua a la presión de la caldera (etapa 4) hasta la temperatura de vaporización T_2 . Finalmente, para completar el ciclo de Rankine regenerativo se completa en la etapa 5-6 donde se sobrecalienta el vapor a presión constante (etapa 4) hasta la temperatura T_3 . Para hacer este análisis se consideró un ciclo de Rankine regenerativo con 1 extracción con pre calentador abierto. En realidad, la CTT cuenta con 6 extracciones de vapor en las turbinas de alta, media y baja presión de los cuales 5 corresponden a pre-calentadores cerrados y uno abierto (desgasificador) y además con dos etapas de sobrecaliento de vapor en la turbina de alta presión y cuatro etapas de recalentamiento en la turbina de media y baja presión acopladas.

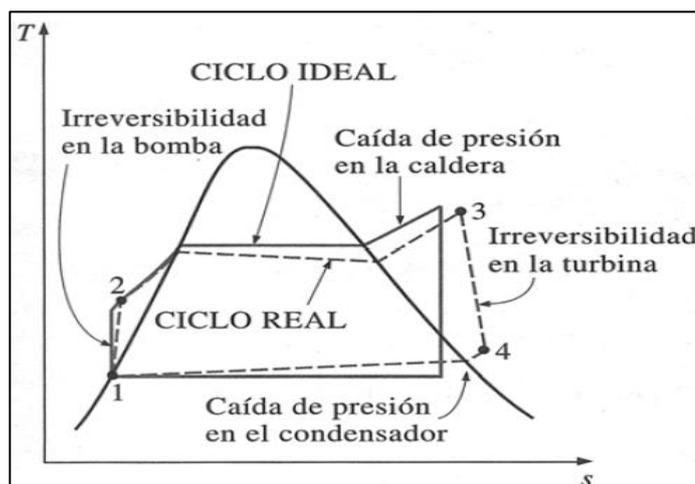


Figura 1.3: Desviación del ciclo termodinámico real de vapor.

Para compensar las caídas en las presiones provocadas por la fricción del fluido como se representa en Figura 1.3 (líneas punteadas) se requiere presiones más altas en el bombeo del agua. Esto se debe a que un ciclo termodinámico de Rankine es irreversible en la dirección del flujo.

El máximo rendimiento de un ciclo se obtiene cuando es reversible, pero debido a que existen rozamientos y pérdidas por falta de aislamiento térmico (fugas) dan lugar a que dicho proceso no sea reversible [3].

El proceso que el líquido saturado a la entrada a la caldera se describe a continuación:

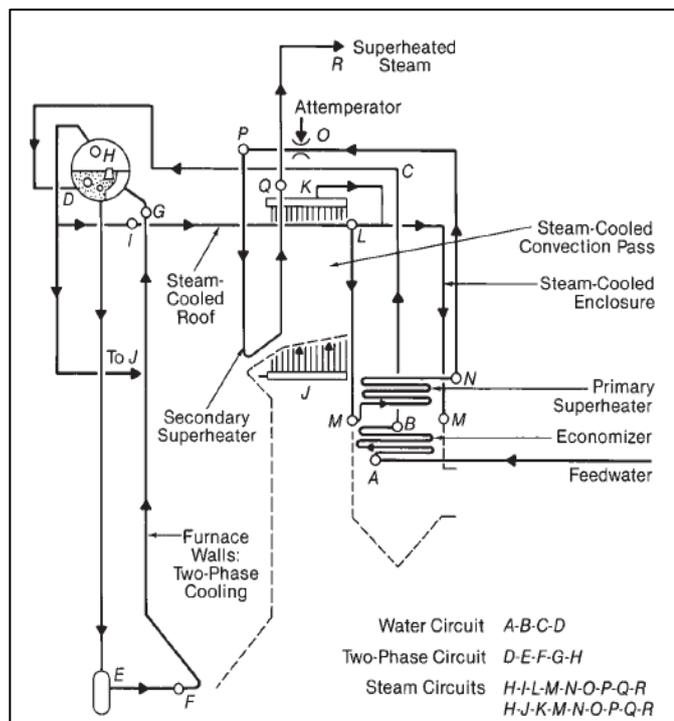


Figura 1.4: Circuito agua-vapor en la caldera.

En la Figura 1.4 se presenta el circuito agua-vapor que cumple el fluido al ingresar a la caldera a una temperatura de líquido saturado a la entrada de los colectores del economizador (A) y a la salida del supercalentador como vapor supercalentado (R).

1.4.2 Rendimiento del ciclo térmico.

Para calcular el rendimiento de un ciclo con recalentamiento, se debe tomar en cuenta el trabajo que se produce en cada una de las etapas de la turbina, el calor transferido a la zona de la caldera-sobrecalentador ($q_{CALDERA}$) y en la zona de recalentamiento ($q_{RECALENTAMIENTO}$). El rendimiento del ciclo regenerativo de Rankine con recalentamiento se expresa por la siguiente expresión [4]:

$$\eta = \frac{W_{T,BAJA} + W_{T,ALTA} - (W_{BA} + W_{BC})}{q_{CALDERA} - q_{RECALENTADOR}} \quad (1.1)$$

1.4.3 Control de potencia activa y reactiva de un generador.

El control de potencias de generación en unidades térmicas tiene como objetivo generar y entregar potencia a un sistema de una forma económica y confiable, manteniendo al voltaje y a la frecuencia dentro de los límites de operación en estado estable [5].

Control de voltaje y potencia reactiva. El control de voltaje y potencia reactiva se lo realiza a los generadores de las unidades térmicas sincronizadas con el S.N.I. El sistema de excitación (DC) de estos generadores síncronos mantiene el voltaje del generador y controla el *flujo de potencia reactiva*. El sistema de excitación del generador se realiza a través de anillos deslizantes y escobillas por medio de un generador DC montado en el mismo eje del rotor del generador síncrono. En este tipo de control en generación, los cambios en la potencia reactiva afectan principalmente a la magnitud del voltaje y en una proporción menor a la frecuencia del generador. La potencia reactiva del generador es controlada por la excitación del campo.

El sistema de control de la excitación para controlar la potencia reactiva del AVR se muestra a continuación:

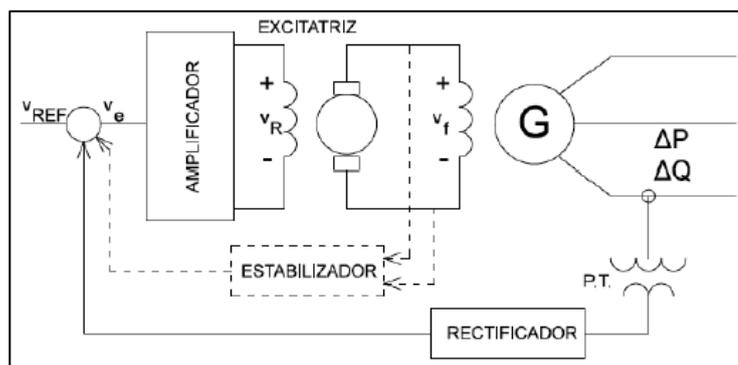


Figura 1.5: Sistema de control de excitación usando AVR.

El objetivo del AVR que se describe en la Figura 1.5 es mantener la magnitud del voltaje de generador síncrono a un nivel especificado

cuando se incrementa la potencia reactiva de la carga y como consecuencia el voltaje terminal disminuye [5].

Control carga-frecuencia. Los objetivos del control carga-frecuencia en generación son:

1. Mantener la frecuencia razonablemente uniforme
2. Dividir la carga entre generadores
3. Controlar intercambios programados en las interconexiones.

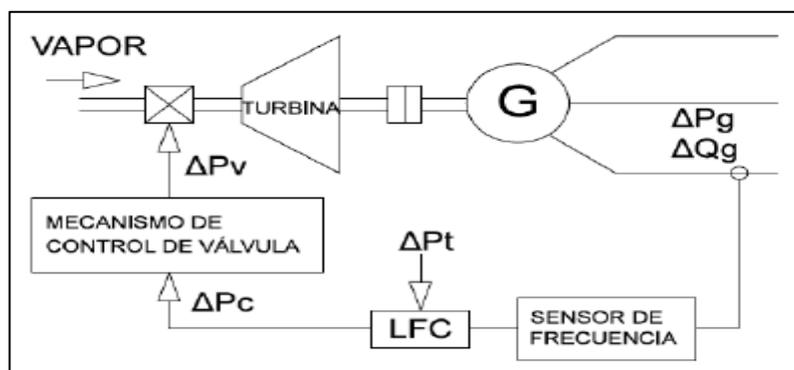


Figura 1.6: Sistema de control de LFC.

El control de carga-frecuencia mostrado en la Figura 1.6 es necesario en un sistema de potencia interconectado para cada generador a fin de mantener a la unidad operativa en condiciones de variación de carga. Se instalan los equipos de control carga-frecuencia (LFC) y el regulador automático de voltaje (AVR).

La Figura 1.7 muestra un generador que tiene instalados el control AVR y el control LFC, se aprecia que ambos controles funcionan y se instalan de forma separada.

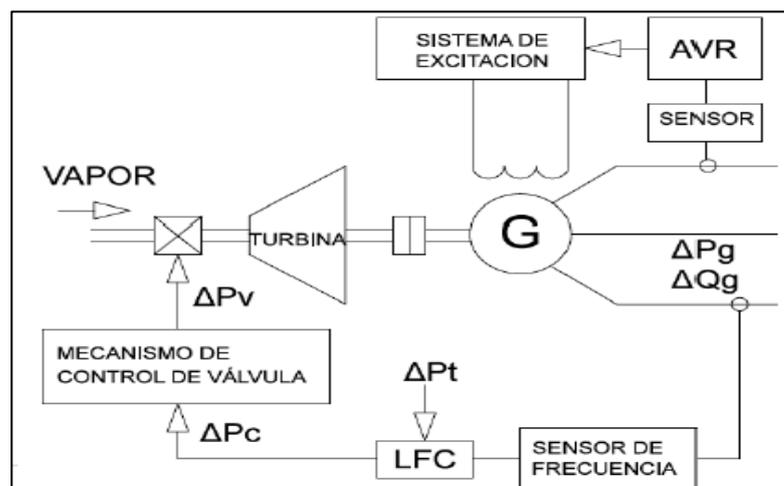


Figura 1.7: Sistemas integrados de control por AVR y LFC en una unidad térmica de generación.

1.4.4 La matriz energética y las unidades de generación.

La matriz energética es una representación cuantitativa de la energía primaria y secundaria ofertada en un territorio y en un tiempo determinado. La tendencia del consumo de electricidad tiende al crecimiento continuo, es por eso que se desarrollan políticas de eficiencia energética para optimizar el uso de la energía [6]. A pesar de que las unidades de generación térmicas actualmente no aportan con el mayor porcentaje de participación dentro de la matriz eléctrica, no se las puede desplazar ni suprimir por completo debido a la cercanía que tienen con los grandes centros de carga, lo que permite no se usen las L/T del S.N.I disminuyendo las pérdidas de potencia por transmisión al evitar recorrer grandes distancias. El sistema de potencia de la CTT se contempla una barra de 13.8 [kV] de generación que pasa por un transformador reductor de 13.8/4.160 [kV] para alimentación de bombas de mayor potencia indispensables en el funcionamiento del ciclo. Además, cuenta con sala de rectificación para alimentación de circuitos de control de relés y sala de baterías. Se requiere desarrollar un diseño del ciclo termodinámico de Rankine regenerativo con recalentamiento, el simulador en el cual se desarrollará dicho proyecto será en la herramienta Simulink del programa

MATLAB. Con el diseño de este ciclo se pretende modelar con alta presión los estados en los que el agua de alimentación se encontrará mientras cumpla sus procesos dentro del ciclo térmico. Al ser un modelo de control usará ecuaciones matemáticas que representarán los procesos que se cumplen dentro de los elementos más importantes del ciclo de Rankine, por lo tanto, el modelamiento y control del sistema térmico será representado usando el método de espacio estado, convirtiendo todas las ecuaciones del sistema en una representación de espacio estado.

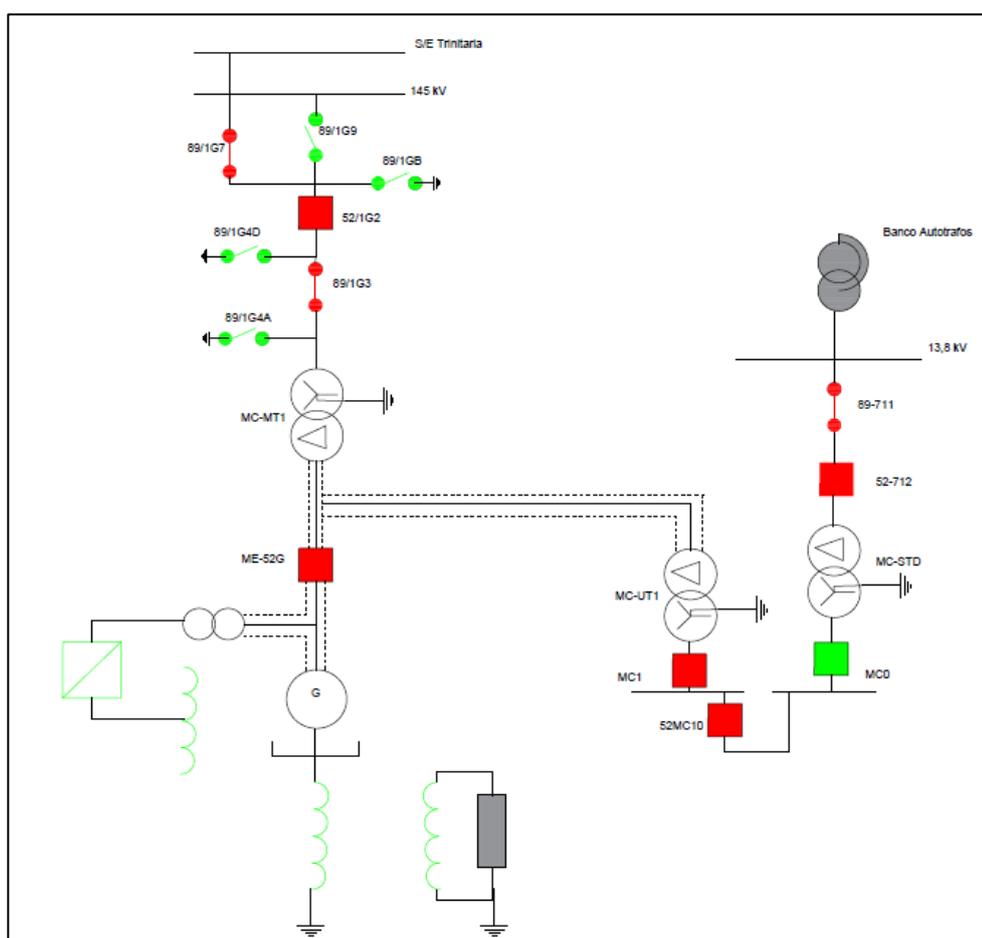


Figura. 1.8: Sistema de potencia implementado en la CTT.

En la Figura 1.8 se describe el sistema de potencia implementado en la CTT, donde se observa el transformador principal de generación MC-MT1 de 13.8/138 [kV] con una capacidad instalada de 175 MVA que se conecta

a través de interruptores con las barras de 138 [kV] de la subestación Trinitaria. Además, posee una derivación (líneas entrecortadas) para alimentar los equipos de servicios auxiliares presentes en la CTT.

En la Figura 1.9 se presenta el diagrama de energía de que cumple la CTT, donde se muestran los elementos que realizan trabajo útil (turbina), requieren de trabajo externo (bombas centrífugas) y elementos donde se añade energía calorífica (recalentador y horno) y elementos que rechazan energía (condensador) y las 6 extracciones de vapor a diferentes presiones en las etapas de la turbina de vapor.

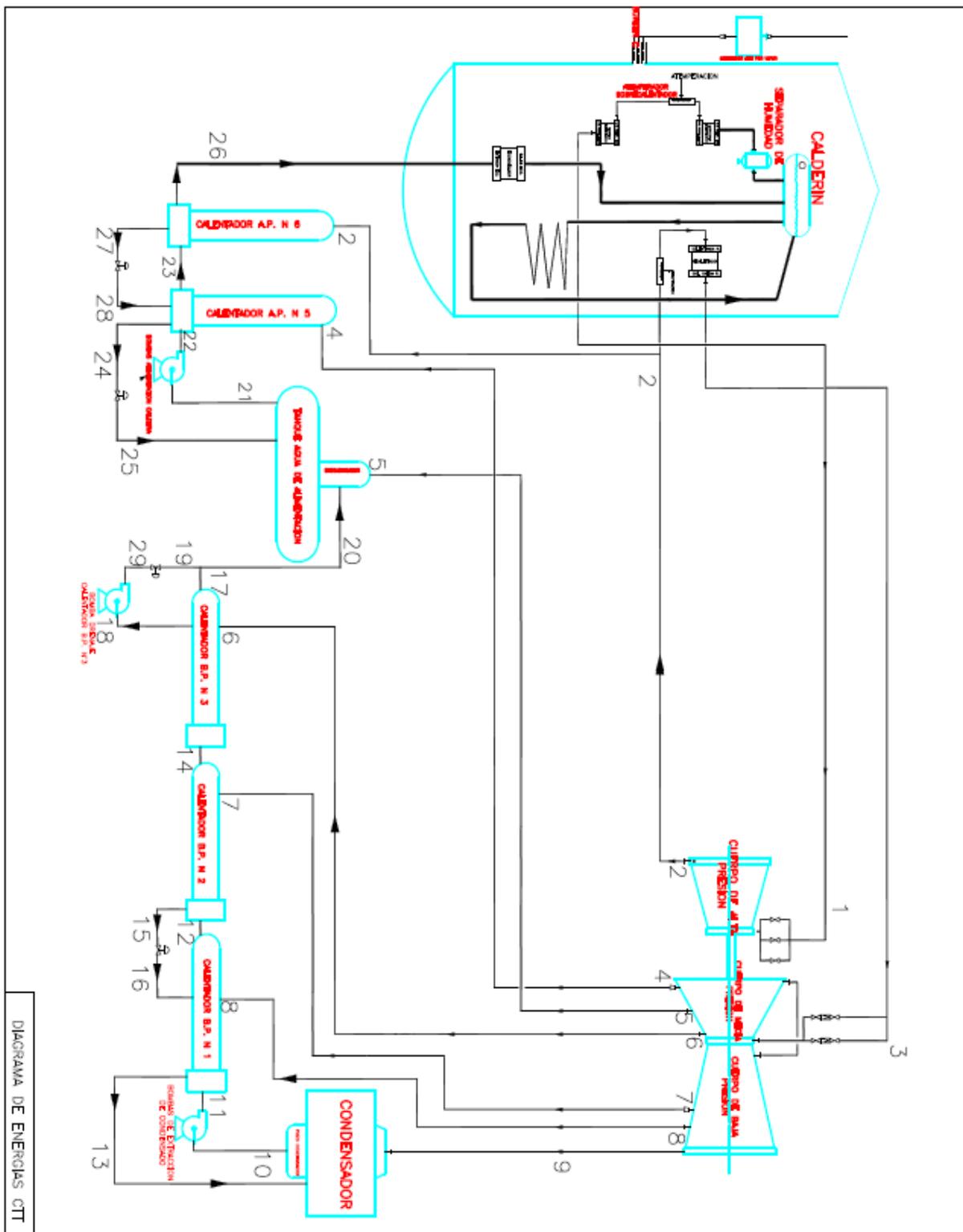


Figura. 1.9: Diagrama de energía de la CTT.

1.4.5 Modelo de espacio estado.

El modelamiento del comportamiento de un sistema en espacio estado es una estructura matemática conveniente para un diseño de control y análisis de las variables que en el intervienen. Su estructura matemática se muestra a continuación:

$$\dot{x} = f(x(t), u(t), t) \quad 0 \leq t < \infty \quad (1.2)$$

$$y = g(x(t), u(t), t) \quad 0 \leq t < \infty \quad (1.3)$$

Donde:

f : función no lineal; $\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \times \mathbb{R}_+ \rightarrow \mathbb{R}^n$

g : función no lineal; $\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \times \mathbb{R}_+ \rightarrow \mathbb{R}^n$

Y su representación en el sistema matricial es:

$$\dot{X} = [A]_{n \times n} * X(t) + [B]_{n \times m} * U(t) \quad , \quad 0 \leq t < \infty \quad (1.4)$$

$$\dot{Y} = [C]_{p \times n} * X(t) + [D]_{p \times m} * U(t) \quad , \quad 0 \leq y < \infty \quad (1.5)$$

Donde:

t : tiempo

$X(t)$: vector estado del sistema; vector de dimensión $n \times 1$

$U(t)$: vector de entradas del sistema; vector de dimensión $m \times 1$

$Y(t)$: vector de salidas del sistema; vector de dimensión $p \times 1$ [1].

CAPÍTULO 2

2. MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE LA PLANTA GENERADORA CTT.

En este capítulo se analizará en detalle el ciclo térmico de Rankine regenerativo con recalentamiento de la CTT además de generar el respectivo diagrama T vs S que represente los estados que experimenta el fluido dentro del ciclo. Además, se presentarán los modelos matemáticos de los componentes de una central térmica convencional. Los modelos de los componentes son: caldera, turbina de vapor, condensador, generador eléctrico, desaireador, bomba, válvulas, economizador y el diseño de controladores para la caldera y la turbina. Estos modelos están basados en las leyes de la termodinámica con ciertas modificaciones como la consideración de los bloques del sobrecalentador y atemperadores modelados en el mismo componente.

Para los componentes tales como la caldera, turbina de vapor e intercambiador de calor los modelos se han dividido en partes reflejando la actual construcción física de los componentes. Los modelos simulados en este proyecto son dinámicos y están representados por ecuaciones no lineales continuas en el espacio-tiempo. Se ha elegido el método de solución por variables de estado al ser una implementación de ecuaciones matemáticas no lineales que al ser resueltas por otro método de solución provocarían un mayor retardo en la convergencia y estabilización del sistema. Para el diseño del bloque de turbina a vapor con las respectivas extracciones se optó por usar para la sección de media presión de la turbina un modelo de representación por parámetros, usando la librería de Simulink para representar cada una de las operaciones entre señales mientras que las extracciones en cada una de las secciones de la turbina fueron modeladas por separado con respecto al bloque de espacio-estado correspondiente a cada sección, con el objetivo de evitar la saturación de señales de salida en un solo bloque de espacio-estado y disminuir el número de ecuaciones matemáticas que tenga resolver el simulador en un mismo bloque que provocan que las mismas no se estabilicen. Para los bloques de simulación de los

pre-calentadores de agua en los sistemas de agua de alimentación y condensado se usó el mismo diseño que se implementó previamente en el bloque del condensador debido a que ambos son intercambiadores de calor.

2.1 Modelo de los componentes de la CTT.

Se debe conocer que todas las ecuaciones de los componentes están en el modelo de espacio-estado, incluyendo a los estados que han sido elegidos para representar las variables propias de un fluido en un sistema (presiones, temperaturas, flujos, entalpías, entropías).

La ventaja que representa implementar un enfoque de modelado en espacio-estado es que es sistemático y crea un marco preciso para enumerar entradas, salidas, variables de estado y parámetros del sistema.

2.1.1 Sistema agua-vapor

En una central térmica de vapor, en el interior de la caldera se produce el circuito *agua-vapor*, donde sus componentes sirven para absorber de manera eficiente la energía calorífica que produce la combustión del combustible con el aire de entrada; además de suministrar el caudal de vapor necesario a la presión y temperaturas requeridas a la sección de turbina de alta presión.

Los componentes de la CTT que forman parte del sistema *agua-vapor* se extienden desde la caldera hasta la entrada de vapor recalentado en la turbina de media presión. Se complementa con sistemas para la separación de agua-vapor y para el control de la temperatura del vapor. La caldera de la CTT se divide en dos secciones, el hogar y el paso de convección. El paso de convección contiene bancos de tubos que configuran el sobrecalentador, recalentador y economizador.

La caldera instalada en la CTT tiene 8 ignitores y 8 quemadores, es de tipo acuotubular (de tubos de agua) donde los flujos de agua y vapor circulan por el interior de los tubos, mientras que los gases producto de la combustión fluyen por fuera de las superficies tubulares (intercambiador de calor).

El flujo de agua dentro de la caldera empieza por el colector interior del economizador donde ingresa el agua de alimentación y fluye en sentido ascendente por su interior calentándose hasta su temperatura de saturación hasta el colector de salida donde se conecta con unas tuberías que llevan dicha agua hasta el calderín de vapor. A continuación, el agua que ingresó al calderín fluye hacia abajo por los tubos descendentes por circulación natural hasta los tubos colectores inferiores del hogar, desde allí el agua asciende por los tubos de caldera dentro de la zona de transferencia de calor por convección hasta los tubos colectores superiores, desde los cuales la mezcla agua-vapor se conduce hasta el calderín de vapor, donde se facilita la separación de los elementos de la mezcla agua-vapor. El agua exenta de vapor retorna al ciclo por los tubos descendentes donde se mezcla con el agua de alimentación mientras que el vapor exento de agua en el calderín se purifica atravesando secciones de secadores hasta convertirse en vapor seco.

El vapor seco ingresa por los colectores del sobrecalentador primario descrito en la Figura 2.1 ubicado en el primer paso de transferencia de calor de los gases producto de la combustión. Al salir del sobrecalentador primario se conduce a través de tuberías que contienen un atemperador al colector de entrada del sobrecalentador secundario y fluye por éste hasta la tubería de entrada a la turbina de alta presión. A la salida de dicha tubería el vapor de baja presión regresa a la caldera por el colector de entrada del recalentador y fluye por el mismo hasta el colector de salida.

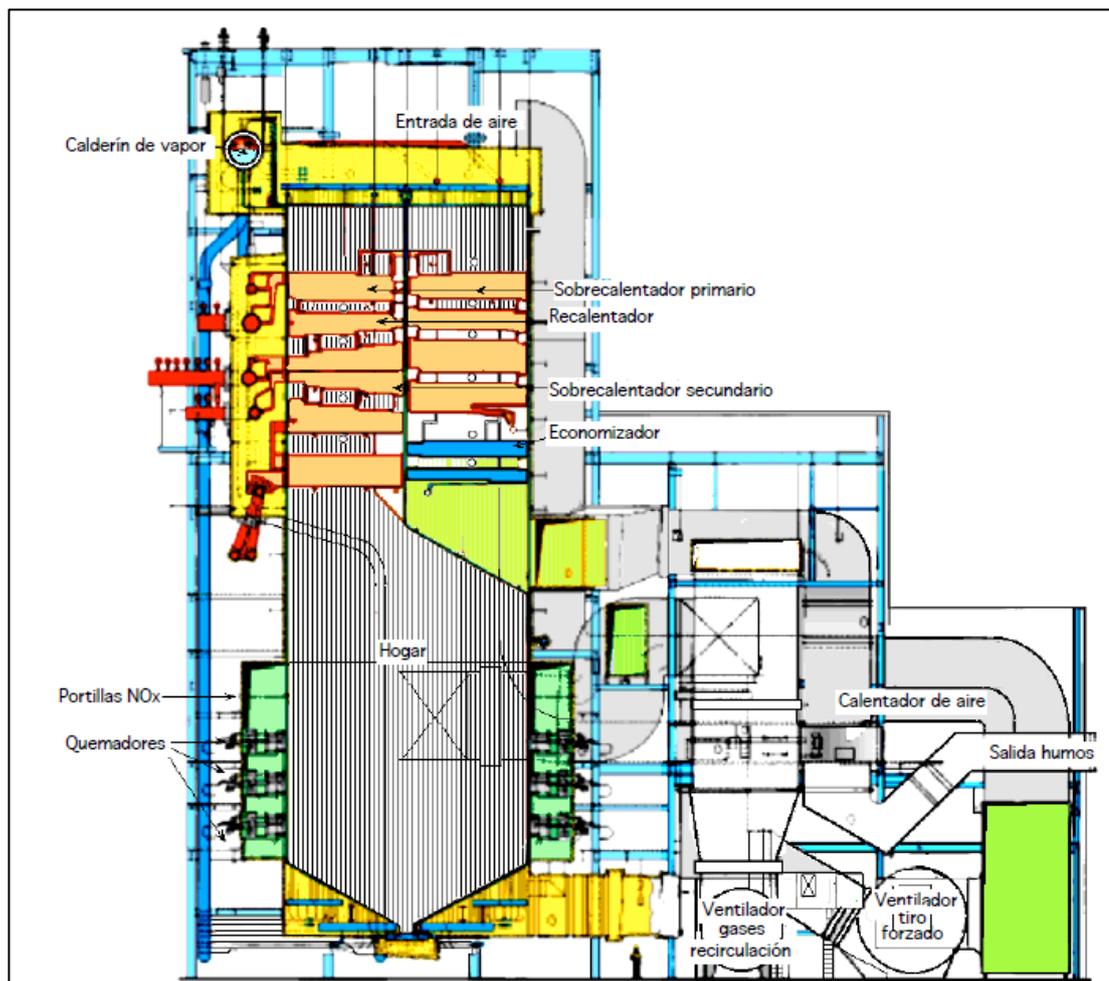


Figura 2.1: Caldera radiante tipo El paso para quemar gas y aceite.

La caldera instalada en la CTT tiene las siguientes características:

En la Tabla 1 se presentan las características del generador de vapor marca *Babcock & Wilcox* tipo “El paso” que funciona como un intercambiador para el circuito agua-vapor que se describió anteriormente.

GENERADOR DE VAPOR TIPO EL PASO	
Producción de vapor sobrecalentado	409000 kg/h
Máxima presión vapor sobrecalentado	149.9 kg/cm ²
Temperatura del vapor sobrecalentado	541 °C
Producción vapor recalentado	361400 kg/h
Máxima presión vapor recalentado	38 kg/h
Temperatura de vapor recalentado	541 °C ± 5°C
Superficie de calefacción	
Caldera, sobrecalentador y recalentador	5801 m ²
Hogar	576 m ²
Economizador	1414 m ²
Fluido	
Combustible	Fuel oil
Volumen agua nivel medio	72471 m ³
Norma de fabricación	ASME

Tabla 1: Características generales del generador de vapor

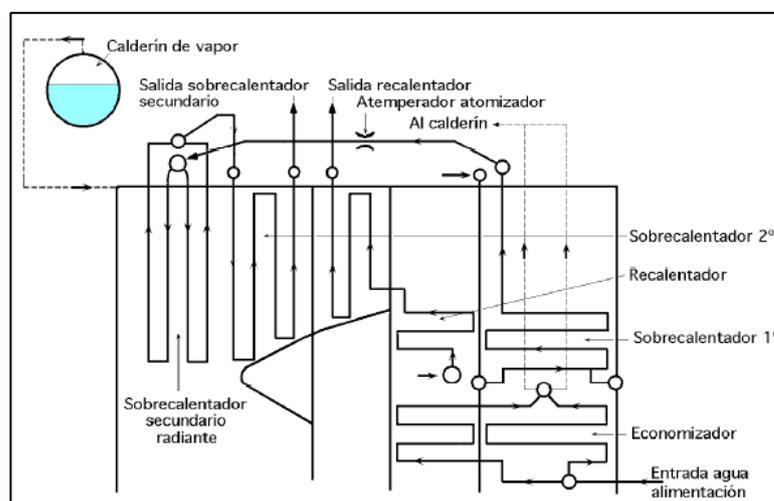


Figura 2.2: Circuitos del sobrecalentador, recalentador y economizador.

El economizador es el primer elemento en el circuito de agua-vapor descrito en la Figura 2.2 dentro de la caldera, cumple la función de calentar el agua de alimentación a la caldera antes de que entre al calderín

al recuperar de manera adicional la energía interna que poseen los gases producto de la combustión.

El modelo equivalente de la caldera de vapor de la CTT implementado en Simulink consta de bloques que simulan los elementos más representativos de la caldera, como son: hogar, economizador, supercalentador-atemperador, calderín, recalentador-atemperador y tubos ascendentes del circuito agua-vapor.

Para cada uno de ellos se realizó el respectivo análisis de las ecuaciones matemáticas por el método de espacio-estado debido a que el sistema es no lineal, identificando para cada bloque de la caldera las respectivas variables de entrada, salida y parámetros constantes.

a. Hogar

Su función es la de suministrar un espacio donde se pueda establecer una temperatura capaz de producir y mantener la combustión. En él se produce la combustión que depende de la mezcla de combustible con el oxígeno del aire a una temperatura adecuada.

En la Tabla 2 se presentan los parámetros y constantes de diseño del hogar de la caldera que son elementos de las ecuaciones del modelo matemático que se describe en el capítulo 3.

HOGAR		
K_f	Coeficiente de flujo en chimenea	0.001 [m*s]
K	Coeficiente de atenuación	0.18 [-]
K_{gs}	*Coeficiente calor transferido al supercalentador	3532e-6 [MJ/(kg*K)]
C_{gs}	Capacidad calorífica del gas de combustión	1045e-6 [(MJ*s)/(kg*K)]
K_{rs}	*Coeficiente calor transferido al recalentador	1.3926e-2 [MJ/(kg*K)]
V_f	Volúmen de cámara de combustión	2000 [m ³]
C_f	Valor calorífico del combustible	29.1 [MJ/kg]
R_s	Relación volúmen de aire/fuel	3.5 [-]
K_{es}	*Coeficiente calor transferido al economizador	247.549e-6 [MJ/(kg*K)]
h_{ref}	Entalpía de referencia de los gases	1000e-6 [MJ/kg]
T_{ref}	Temperatura de referencia de los gases	2000 [K]
Theta	Ángulo de inclinación del rociador	0.8804 [rad]
Gamma	Constante de Stefan-boltzman	0.1
C_{pg}	Calor específico de los gases a P_{const}	1207e-6 [MJ/(kg*K)]
R_{eg}	Constante de gases ideales	287e-6 [MJ/(kg*K)]
PG	Presión de aire en el horno	1.013e-5 [Pa]

Tabla 2: Parámetros de diseño del horno.

* Valores experimentales.

b. Domo superior.

Para analizar la separación del agua del vapor en la caldera de la CTT se analizará el domo superior. El objetivo principal del calderín (domo superior) es separar el vapor saturado de la mezcla agua-vapor que se produce en los tubos vaporizadores. El agua separada es recirculada, junto con el agua de alimentación hacia la parte inferior de los tubos vaporizadores mientras que el vapor sale de desde el calderín por un determinado número de tubos para ser dirigido hacia las zonas de sobrecalentamiento.

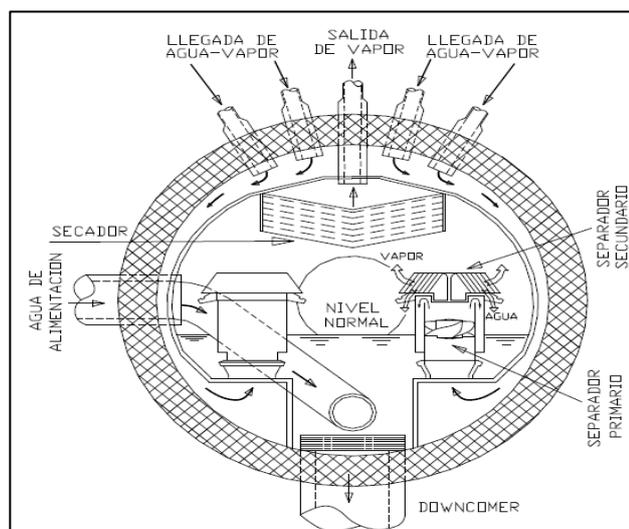


Figura 2.3: Sección transversal de un calderín.

En la Figura 2.3 se ilustra la sección transversal de un calderín, se puede distinguir la disposición de los separadores ciclónicos primarios y secundarios, la salida de agua (downcomer) y la entrada de alimentación.

DOMO SUPERIOR		
V	Volúmen del domo superior	68.67 [m ³]
K_{ec}	Coefficiente de evaporización	0.6124 [kg/m ³]
r	Radio del domo superior	1524 [mm]
W	Longitud del cilindro domo superior	9715 [mm]

Tabla 3: Parámetros de diseño de domo superior.

* Valores experimentales.

Para el bloque de simulación del domo superior de la caldera, se presentan en la Tabla 3 los parámetros de diseño, considerando que en la CTT no se cuenta con domo inferior.

c. Tubos ascendentes

Para las condiciones de ebullición en una corriente ascendente en tubo verticales del circuito agua-vapor se deben respetar los límites térmicos del material de los tubos ascendentes.

La Figura 2.4 describe el proceso de ebullición del agua de alimentación que cumple el agua al ingresar a los tubos ascendentes proveniente del economizador a una temperatura de saturación.

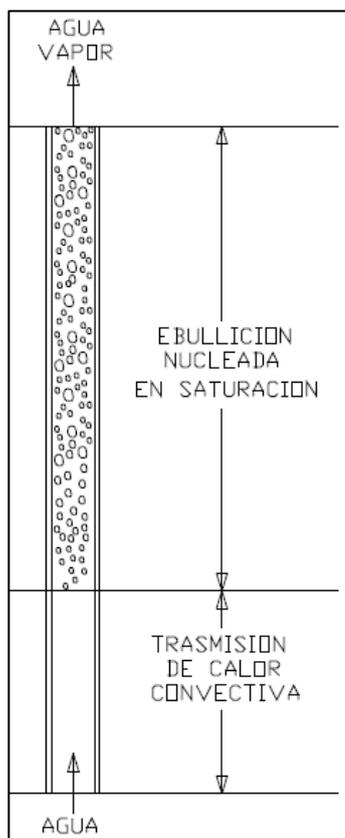


Figura 2.4: Ebullición en una corriente ascendente en un tubo vertical

TUBOS ASCENDENTES		
K_r	*Coeficiente de transferencia de calor	444.2e-6 [MJ/(s*K ³)]
V_r	Volúmen de tubería de subida	6.53 [m ³]
M_r	Masa de tubos metálico de subida	2.25e4 [g]
C_{rt}	Calor específico del metal	481.4 [J/(kg*K)]
τ_{au_r}	Constante de tiempo del flujo de masa	1 [s]

Tabla 4: Parámetros de diseño de los tubos ascendentes.

* Valores experimentales.

Para el bloque de simulación de los tubos ascendentes, donde el agua se calienta hasta la temperatura de saturación, teniendo en cuenta en este

bloque un intercambio de calor, se presentan en la Tabla 4 los parámetros de diseño de los tubos ascendentes.

d. Recalentador-atemperador.

Una de las consideraciones de diseño del sistema agua-vapor es que el recalentador y el atemperador serán modelados como uno solo.

RECALENTADOR-ATEMPERADOR		
K_{rh}	*Coeficiente de transferencia de calor	2.95e-2 [MJ/(kg*K)]
V_{rh}	Volúmen del recalentador	10 [m^3]
M_r	Masa del recalentador	7000 [kg]
C_{rh}	Capacitancia de calor de los tubos del recalentador	2200e-6 [MJ/(kg*K)]
T_{ref}	Temperatura de ref. gas ideal	723.16 [K]
h_{ref}	Entalpía esp. de los gases ideales	3.3244 [MJ/kg]
R_r	Constante de gases ideales	8.3145 [SI]
C_{pr}	Calor esp. del vapor a T_{const}	2912.2e-6 [MJ/(kg*K)]

Tabla 5: Parámetros de diseño del recalentador-atemperador.

* Valores experimentales.

Para el bloque de simulación del recalentador-atemperador, donde se produce otro intercambio de calor para aumentar las características del vapor de regreso a turbina, se presentan en la Tabla 5 los parámetros de diseño.

e. Supercalentador-atemperador.

Son usados para elevar la temperatura del vapor saturado a la presión de caldera con el fin de maximizar el trabajo realizado en la expansión en la turbina de baja presión. Al aumentar la temperatura del vapor previo al ingreso en cada sección de turbina aumenta su energía interna.

SUPERCALENTADOR-ATEMPERADOR		
K_s	*Coeficiente de transferencia de calor	4.37e-2 [MJ/(kg*K)]
V_s	Volúmen del supercalentador	8.462 [m^3]
M_s	Masa del supercalentador	1.04e4 [kg]
C_{st}	Capacitancia de calor de los tubos del supercalentador	481.4e-6 [MJ/(kg*K)]
C_{ps}	Calor esp. de los gases	2330e-6 [MJ/(kg*K)]
T_{ref}	Temp. Ref. de gas ideal	723.15 [K]
h_{ref}	Entalpía esp. ref. gas ideal	3.32 [MJ/kg]
R_s	Constante de gases ideales	8.3145 [SI]
f_s	Coeficiente de fricción del supercalentador	13.662 [m^{-4}]

Tabla 6: Parámetros de diseño del supercalentador-aterperador.

* Valores experimentales.

Para el bloque de simulación del supercalentador-aterperador, donde se produce la vaporización previa a entrada en turbina de alta presión, se presenta en la Tabla 6 los parámetros de diseño.

A continuación, se representa el diagrama de bloques del conjunto caldera, donde se distingue cada uno de los boques de simulación enunciados anteriormente, además de las señales de entrada a los bloques y sus señales de salida, que son también las señales de entrada a otro bloque.

En la Figura 2.5 se debe distinguir que existen señales de entrada a dos bloques que son externas al conjunto como son las entradas de flujo másico de aire y combustible al bloque de horno además de las entradas al bloque del recalentador.

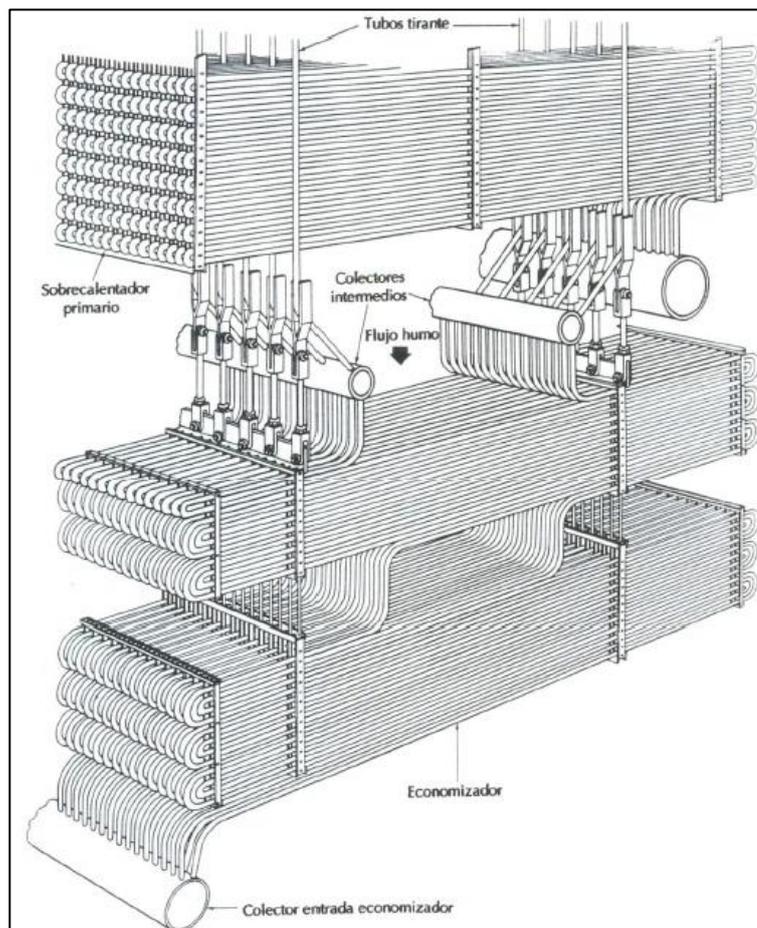


Figura 2.6: Configuración del economizador en la caldera.

La Figura 2.6 describe una configuración típica del economizador en el interior de una caldera de vapor, donde se distinguen los colectores de entrada y colectores de salida de agua al inicio del circuito agua-vapor que se produce en la caldera.

Para el bloque de simulación del economizador, donde se produce un intercambio de calor de los gases producto de la combustión al líquido saturado de entrada al economizador, se presenta la Tabla 7 con los parámetros de diseño.

ECONOMIZADOR		
K_e	*Coeficiente de transferencia de calor	4.37e-2 [MJ/(kg*K)]
V_e	Volúmen del economizador	3 [m ³]
M_e	Masa de los tubos del economizador	7000 [kg]
C_e	Calor esp. de los gases	481 [J/(kg*K)]

Tabla 7: Parámetros de diseño del economizador.

* Valores experimentales.

g. Turbina (secciones de alta, media y baja presión).

La turbina de vapor de la CTT está conformada por dos etapas, una de alta presión y la otra de media y baja presión juntas unidas con dos ejes. En la turbina a vapor de la CTT el vapor con alta presión y alta temperatura entra en la etapa de alta presión por medio de las válvulas de admisión. Después de haberse expandido el vapor en la etapa de alta presión (HP) se lo hace circular por medio de tuberías hasta el recalentador de vapor, es decir, el vapor regresa a la caldera a recuperar la energía interna que perdió en la expansión en la turbina de alta presión. A la salida del recalentador, el vapor se conduce a la etapa de presión intermedia de la turbina (IP), donde se vuelve a expandir produciendo trabajo útil para la turbina. El vapor se direcciona a la etapa de baja presión de la turbina (LP) donde se expande y se hacen las extracciones hacia los precalentadores BP-1 y BP-2 y también se extrae vapor que ingresa al condensador. Para diseñar los bloques de simulación de las etapas de la turbina se asumió que el vapor supercalentado de entrada a la turbina es un gas ideal.

Para los bloques de simulación de la turbina en sus diferentes etapas, donde se producen las extracciones y el trabajo útil que se convertirá en potencia mecánica en el eje de la turbina, se tienen en cuenta los siguientes parámetros de diseño:

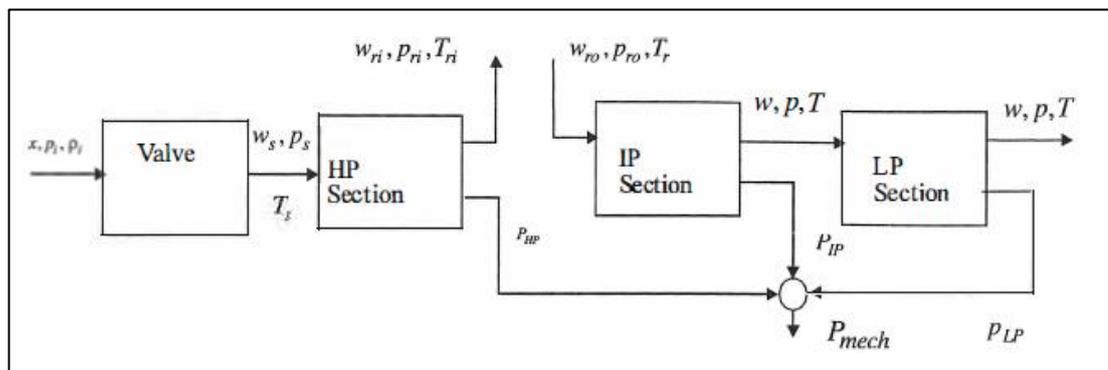


Figura 2.7: Diagrama de bloques de la turbina.

En la Figura 2.7 se describe el diagrama de bloques la turbina, donde se distinguen las entradas provenientes del supercalentador a la válvula de admisión de la etapa de alta presión de la turbina, las entradas de flujo másico, presiones y entalpía provenientes del recalentador hacia la etapa de media presión de la turbina y las salidas de la etapa de baja presión hacia el condensador.

TURBINA EN ALTA PRESIÓN	
Área de salida de sección	13.26 [m ²]
Volúmen almacenado de vapor sección	5.66 [m ³]
Eficiencia de la sección	0.8
Tipo	Reacción

Tabla 8: Datos técnicos de la turbina en alta presión.

En la sección de alta presión de la turbina se realiza la extracción de vapor No. 5 y 6 que se direccionan por tuberías a la entrada de los precalentadores AP-5 y AP-6 respectivamente, además de la extracción de vapor para que sea entrada de la sección de media presión de la turbina considerando los parámetros de diseño que se describen en la Tabla 8.

TURBINA EN MEDIA PRESIÓN	
Área de salida de sección	32 [m ²]
Volúmen almacenado de vapor sección	5.66[m ³]
Eficiencia de la sección	0.8
Tipo	Reacción

Tabla 9: Datos técnicos de la turbina en media presión.

En la sección de media presión de la turbina se realiza la extracción de vapor No. 4 que se direcciona por tuberías a la entrada del desgasificador, además de extraerse vapor para que sea la entrada de la sección de baja presión de la turbina según los parámetros de diseño que se describen en la Tabla 9.

TURBINA EN BAJA PRESIÓN	
Área de salida de sección	78.49 [m ²]
Volúmen almacenado de vapor sección	5.66 [m ³]
Eficiencia de la sección	0.8
Tipo	Reacción

Tabla 10: Datos técnicos de turbina en baja presión.

En la turbina en baja presión se realizan las extracciones No. 1 y 2 que se dirigen por medio de tuberías a las entradas de los pre-calentadores de BP-1 y BP-2 respectivamente, además de extraerse el vapor de entrada al condensador luego de haberse realizado las extracciones mencionadas. Se consideran los datos de diseño de la sección de turbina de baja presión que se describen en la Tabla 10, además que el porcentaje de partículas de agua que llegan a las entradas de las secciones de la tubería no son mayores al 12%, de lo contrario provocarían deformaciones en los álabes fijos y móviles de estas secciones.

2.1.2 Sistema de condensado

El sistema de condensado tiene como objetivo suministrar agua tratada, desaireada y precalentada al tanque de alimentación. Está compuesto por los siguientes elementos:

a. Desgasificador/desaireador

El desaireador dentro de un ciclo termodinámico de Rankine tiene como objetivos de diseño: eliminar gases disueltos, des-oxigenar y almacenar el agua de alimentación a la caldera gracias al aumento de temperatura en el tanque de almacenamiento. En la CTT el desaireador está situado en la parte más alta del ciclo de Rankine sobre el tanque de alimentación, caracterizado por ser un desgasificador presurizado que consiste en un depósito a presión en el cual se mezcla agua y vapor a velocidades controladas. En el interior del desgasificador la temperatura del agua se eleva y todos los gases no condensables son liberados y extraídos de manera que el agua que sale sea considerada como no corrosiva, es decir, con un mínimo contenido de oxígeno.

La descripción de las entradas y salidas del desgasificador mostrado en la Figura 2.8 es la siguiente:

- (1) Es el agua de reposición y condensado retornado del ciclo.
- (2) Vapor.
- (3) Gases ventilados.
- (4) Condensado tratado (agua de alimentación del ciclo)
- (5) Cabeza de desgasificación.
- (6) Tanque de almacenamiento
- (7) Sistema de control de nivel de condensado
- (8) Sistema de control de nivel de condensado
- (9) Distribuidor de condensado e indicador de nivel del tanque de almacenamiento.

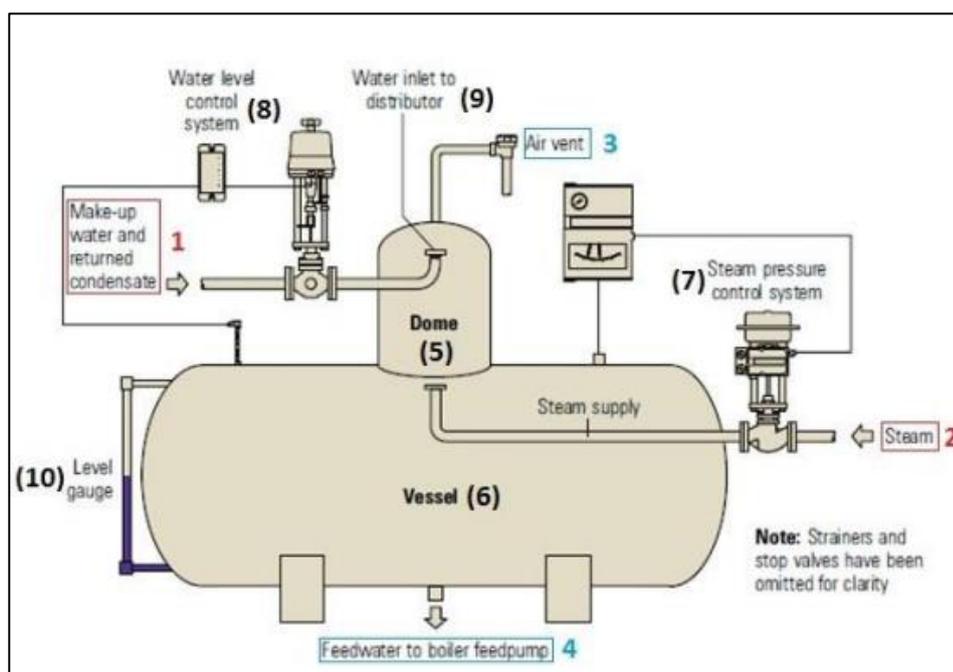


Figura 2.8: Desgasificador a presión.

El vapor de extracción de la turbina entrega su energía calorífica al condensado dentro del desgasificador por contacto directo, donde se obtiene el equilibrio térmico cuando el vapor como el agua de condensado alcanzan condiciones de saturación.

DESGASIFICADOR		
V_{dae}	Volúmen interno del desgasificador	5.43 [m ³]
r	Radio del desgasificador	0.8 [m]
g	Constante gravitacional	9.8 [$\frac{m}{s^2}$]
	Entrada de drenaje	Pre-calentador 3

Tabla 11: Parámetros de diseño del desgasificador.

Para el bloque de simulación del desgasificador a presión, donde se produce el intercambio de calor del vapor extraído de la etapa de alta presión de la turbina con el agua de condensado proveniente del Precalentador BP-3, se tienen en cuenta los parámetros de diseño descritos en la Tabla 11.

TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA DE ALIMENTACIÓN	
Tipo	Horizontal
Volúmen de operación	71.4-75.7 [m^3]
Presión de operación	7.4 [bar a]
Temperatura de diseño	175 [°C]
Material	Acero al carbono

Tabla 12: Parámetros de diseño de tanque de agua de almacenamiento.

En la Tabla 12 se describe el tanque de agua de alimentación de cuerpo cilíndrico. Este tanque se apoya en un soporte fijo y otro deslizante.

En la parte superior y en el centro lleva conectado por medio de la virola vertical el desgasificador. El tanque de alimentación recibe el condensado después de su paso por el desgasificador donde pierde todos los gases incondensables que arrastraba desde el condensador.

b. Bombas de extracción de condensado

El agua condensada a la salida del pozo condensador ingresa a la tubería de entrada de la bomba de extracción de condensado, donde se estrangula y su presión aumenta hasta la presión de salida de la bomba, y por tuberías se conduce el líquido a la entrada del pre-calentador inmediato.

Para el bloque de simulación de la bomba de agua de alimentación se tienen en cuenta los siguientes parámetros de diseño:

BOMBA		
K_1	Constante de construcción de la bomba	0.003 [m^2]
K_2	Coeficiente de carga de la bomba	0 [m^{-4}]
K_3	Coeficiente de carga de bomba	2.39e5 [m^{-4}]
N	Velocidad de demanda de bomba	187.45 [rad/s]
ρ_{av}	Densidad promedio fluido	974 [$\frac{kg}{m^3}$]
η	Eficiencia de la bomba	95.1 [%]
Δp_s	Aumento de presión en la bomba	8.08e5 [Pa]

Tabla 13: Parámetros de diseño de la bomba.

La bomba de agua de alimentos que intervienen en el ciclo térmico de la CTT es de tipo centrífuga, donde se asume que el control de flujo se realiza por la variación de la velocidad de la bomba, cuyos parámetros se describen en la Tabla 13.

c. Condensador

El condensador instalado en la CTT es de tipo CM según especificaciones de *Tubular Exchange Manufacturers Association* (TEMA), la cual clasifica a los condensadores según las características del haz de tubos y de la carcasa del condensador según los siguientes índices:

En la Figura 2.9 se describen los tipos de cabezal y coraza de condensadores fabricados con normas TEMA, para el condensador de CTT que es de tipo CM, tiene un solo haz de tubos desmontables (C) y el tipo de cabezal es de espejo fijo (M).

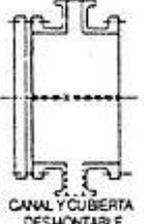
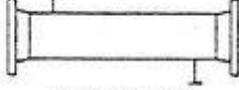
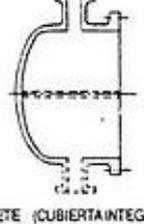
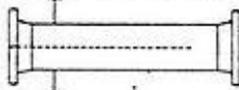
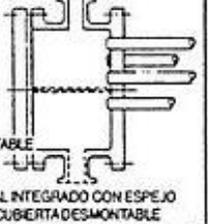
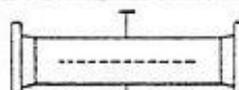
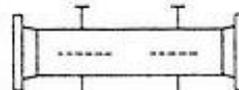
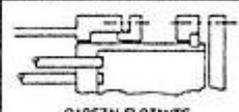
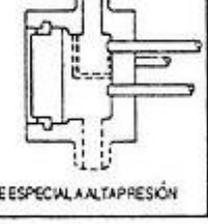
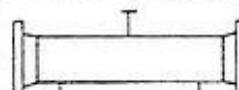
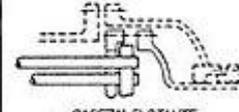
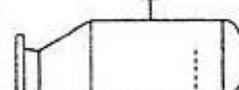
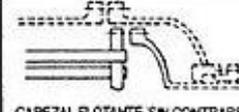
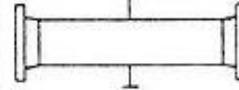
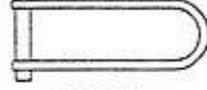
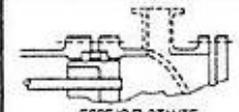
	TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'A'
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'B'
C	 SOLÓ HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'C'
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHEVADOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Figura 2.9: Configuración de intercambiadores TEMA.

El condensador de la CTT presenta las siguientes características:

CONDENSADOR	
No. de pasos	2
Material de los tubos	Titanio
Superficie de cambio térmico	6797,2 m ²
Caudal de vapor	268.243 kg/h
Cantidad de agua de enfriamiento	5.5 m ³ /seg agua de mar
Presión de vacío	0.077 bar
Tipo	CM

Tabla 14: Datos técnicos del condensador.

En la Tabla 14 se presentan las características de los tubos internos del condensador, considerando que en el diseño del condensador en la CTT la entrada de agua de enfriamiento es proveniente del estero y se asume que ésta es de caudal constante en cualquier potencia de generación.

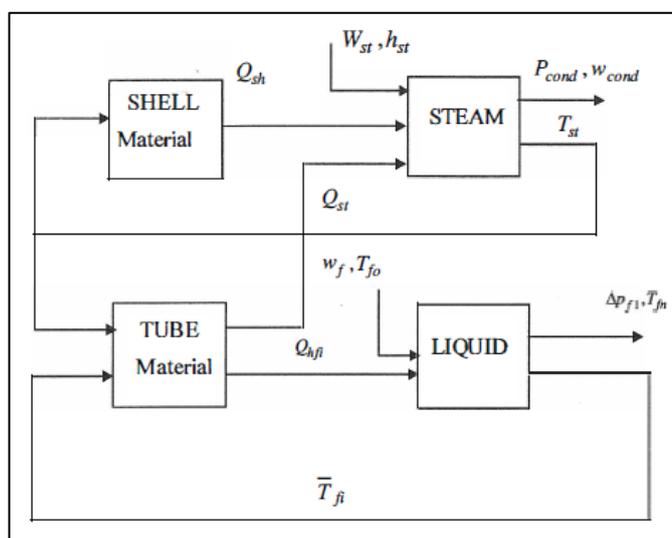


Figura 2.10: Diagrama de bloques del condensador.

El modelo de espacio estado usado en Simulink para representar al condensador se presenta en la Figura 2.10 donde se distinguen las entradas de la extracción de vapor de la sección de LP de la turbina, las entradas de agua de enfriamiento y la salida de condensado a la bomba

de extracción de condensado. El modelamiento del condensador requiere que se tomen en cuenta las siguientes características internas de acuerdo a la sección que se analice en el interior del condensador:

CONDENSADOR-TUBOS	
Número de tubos	11480
Número de secciones	2
Longitud de los tubos	7500 [mm]
Área de los tubos	1.2 [m^2]
Radio interno de los tubos	12 [mm]
Radio externo de los tubos	12.7 [mm]
Masa de un tubo	11.2 [kg]
CONDENSADOR-VAPOR	
Volúmen de vapor en la carcasa	48.8 [m^3]
CONDENSADOR-CARCASA	
Superficie de la carcasa	6797.2 [m^2]
Masa de la carcasa	4500 [kg]
CONDENSADOR-LÍQUIDO	
Volúmen de líquido por sección	6.5 [m^3]

Tabla 15: Datos de diseño de condensador-tubos.

Para el bloque de simulación del condensador, donde se produce el intercambio de calor del vapor de escape de la turbina de baja presión con el agua de enfriamiento del estero del muerto, se tienen en cuenta los parámetros de diseño descritos en la Tabla 15.

d. Pre-calentadores.

En esta sección del circuito del agua de alimentación se definen los objetivos del uso de pre-calentadores de agua para mejorar la eficiencia del ciclo térmico descrito. Se debe tomar en cuenta la cantidad óptima del porcentaje de vapor que se extrae de la turbina para no perder trabajo útil a la salida de las etapas de la turbina. Para el diseño de este tipo de intercambiadores, existe una normativa específica elaborada por *Heat Exchange Institute* (H.E.I.). Tanto el diseño mecánico de pre-calentadores

y calderas deben tomar en consideración los requerimientos de la norma *American Society of Mechanical Engineers* (ASME VIII) división 1, de diseño, construcción, inspección y pruebas para recipientes de presión.

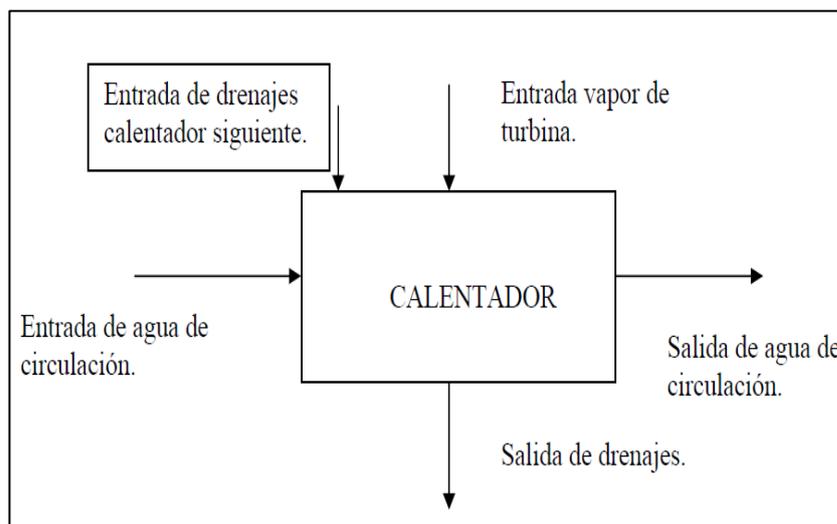


Figura 2.11: Diagrama de entrada-salida de flujos al calentador.

En la Figura 2.11 se describe un diagrama de entradas-salida de un precalentador el cual se define como una unidad formada por una carcasa cilíndrica (*shell*) cerrada y tubos en haces en forma de *U* que proporcionan la superficie para que se produzca el intercambio de calor en el cual se calienta el agua de circulación con el vapor de la extracción de turbina que circula por el cuerpo.

Consta además de *placas tubulares* en forma de disco taladrado donde se insertan los tubos, *placas soporte* y *deflectores* que soportan el peso de los tubos y direccionan el vapor o condensado por la superficie de los tubos, respectivamente. Además, poseen una *cámara de agua* que recibe las conexiones de entrada y salida de agua de alimentación.

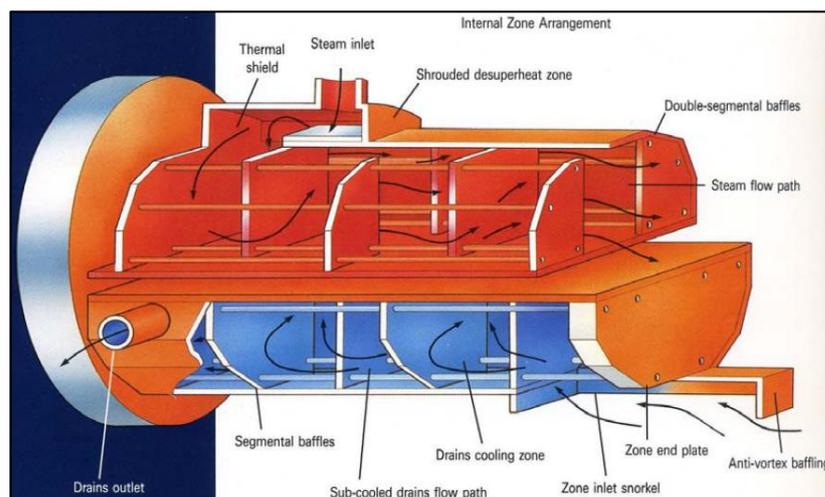


Figura 2.12: Zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento.

En la Figura 2.12 se describe la zona de condensación de los precalentadores que es donde el agua de alimentación se calienta eliminando el calor latente del vapor, condensándolo. Esta zona de intercambio de calor opera a la temperatura de saturación y a la presión de extracción de vapor de la turbina. El líquido condensado se acumula en la parte inferior de la carcasa, junto con los drenajes que entran al precalentador por la zona de condensación provenientes del precalentador de mayor presión. Estos condensados se evacúan por medio de una conexión de salida de drenajes. En la zona de subenfriamiento se reduce la temperatura del condensado que proviene de la zona de condensación hasta valores menores a la temperatura de saturación, cediendo calor al agua de alimentación entrante al calentador. El primer precalentador de baja presión normalmente conecta su drenaje al condensador. En la zona de desrecalentamiento, se retira parte del calor sensible del vapor de extracción sobrecalentado para elevar la temperatura del agua de alimentación [7].

Datos de diseño	
Tipo	Horizontal
No. de pasos	2
Superficie de intercambio	3203 <i>pies</i> ²
Calor intercambiado	30431390 [BTU/h]
Entrada de drenaje	Pre-calentador 2
Drenaje de salida	Condensador
Tubos	
Nro. de tubos	270
Tipo	En "U"
Long. efectiva	9.02 [m]
Temperatura de diseño	212 [F]
Radio interior de tubo	8.66 [mm]
Radio exterior del tubo	9.53 [mm]
Masa de los tubos	14.69 [kg]
Carcasa	
Masa de la carcasa	6050.02 [kg]
Longitud total del equipo	10155 [mm]

Tabla 16: Datos de diseño del pre-calentador 1

El pre-calentador 1 recibe vapor de la extracción No. 1 de la turbina. Entre las características que presenta el diseño del pre-calentador 1 de la Tabla 16 destaca que posee una zona de condensación únicamente.

El pre-calentador 2 recibe vapor de la extracción No. 2 de la turbina. Entre las consideraciones de diseño del pre-calentador 2 descritas en la Tabla 17 están que posee secciones de condensación y enfriamiento a diferencia del pre-calentador 1.

El pre-calentador 3 recibe vapor de la extracción No. 3 de la turbina. Entre las características que presenta el diseño del pre-calentador 3 de la Tabla 18 destaca que posee una zona de condensación únicamente y es de tipo horizontal debido a las bajas presiones de flujo de vapor de entrada.

Datos de diseño	
Tipo	Horizontal
No. de pasos	2
Superficie de intercambio	
Zona de condensación	2478 <i>pies</i> ²
Zona de subenfriamiento	207 <i>pies</i> ²
Calor intercambiado	
Zona de condensación	24568.834 [BTU/h]
Zona de subenfriamiento	892.847 [BTU/h]
Drenaje de salida	Pre-calentador 1
Tubos	
Nro. de tubos	239
Tipo	En "U"
Long. efectiva	8.53 [m]
Radio interior de tubo	8.66 [mm]
Radio exterior del tubo	9.53 [mm]
Masa de los tubos	24.69 [kg]
Carcasa	
Masa de la carcasa	5899.88 [kg]
Longitud total del equipo	9672 [mm]

Tabla 17: Datos de diseño del pre-calentador BP-2

Datos de diseño	
Tipo	Horizontal
No. de pasos	2
Superficie de intercambio	2598 <i>pies</i> ²
Calor intercambiado	36876164 [BTU/h]
Drenaje de salida	Bomba drenaje BP 3
Tubos	
Nro. de tubos	223
Tipo	En "U"
Long. efectiva	8.87 [m]
Radio interior de tubo	8.66 [mm]
Radio exterior del tubo	9.53 [mm]
Masa de los tubos	22.87 [kg]
Carcasa	
Masa de la carcasa	5099.74 [kg]
Diámetro interior	737 [mm]
Longitud total del equipo	9962 [mm]

Tabla 18: Datos de diseño de Pre-calentador BP-3

2.1.3 Sistema de agua de alimentación

El sistema de agua de alimentación tiene como función la aportación de agua a la caldera para la producción de vapor.

El sistema comienza en el tanque de almacenamiento de agua de alimentación del que aspiran las bombas de agua de alimentación, dichas bombas son accionadas por motores eléctricos y sirven para impulsar el agua hasta la caldera pasando por los pre-calentadores 5 y 6.

En la Tabla 19 se presentaron los datos de diseño del Precalentador 5, el cual es de tipo vertical y posee tres zonas de tratamiento de fluido en su interior, las cuales son: zona de desrecalentamiento, condensación y zona de subenfriamiento. Su disposición y zonas de tratamiento hacen referencia a las condiciones de entrada del vapor de extracción (alta presión).

Datos de diseño	
Tipo	Vertical
Superficie de intercambio	
Zona de condensación	2682 <i>pies</i> ²
Zona de subenfriamiento	728 <i>pies</i> ²
Zona de desrecalentamiento	464 <i>pies</i> ²
Calor intercambiado	
Zona de condensación	24568.834 [BTU/h]
Zona de subenfriamiento	892.847 [BTU/h]
Zona de desrecalentamiento	10819035 [BTU/h]
Drenaje de salida	Desgasificador
Entrada de drenaje	Pre-calentador 6
Tubos	
Nro. de tubos	398
Tipo	En "U"
Long. efectiva	9.86 [m]
Temperatura de diseño	446 [F]
Radio interior de tubo	6.29 [mm]
Radio exterior del tubo	7.94 [mm]
Masa de los tubos	33.17 [kg]
Carcasa	
Masa de la carcasa	2290.64 [kg]
Diámetro interior	889 [mm]
Longitud total del equipo	11099 [mm]

Tabla 19: Datos de diseño del Pre-calentador 5

Datos de diseño	
Tipo	Vertical
Superficie de intercambio	
Zona de condensación	3377 <i>pies</i> ²
Zona de subenfriamiento	424 <i>pies</i> ²
Zona de desrecalentamiento	500 <i>pies</i> ²
Calor intercambiado	
Zona de condensación	51830188 [BTU/h]
Zona de subenfriamiento	4381223 [BTU/h]
Zona de desrecalentamiento	6721708 [BTU/h]
Drenaje de salida	Pre-calentador 5
Tubos	
Nro. de tubos	399
Tipo	En "U"
Long. efectiva	10.03 [m]
Temperatura de diseño	518 [F]
Radio interior de tubo	6.29 [mm]
Radio exterior del tubo	7.94 [mm]
Masa de los tubos	33.17 [kg]
Carcasa	
Masa de la carcasa	4968.7 [kg]
Diámetro interior	889 [mm]
Longitud total del equipo	11303 [mm]

Tabla 20: Datos de diseño del pre-calentador 6

En la Tabla 20 se presentaron los datos de diseño del Precalentador 6, el cual es de tipo vertical y posee tres zonas de tratamiento de fluido en su interior, las cuales son: zona de desrecalentamiento, condensación y zona de subenfriamiento. Es el primer calentador en recibir vapor de extracción y el último de las etapas de pre-calentamiento del condensado-agua de alimentos antes de llegar a la caldera.

BOMBA DE AGUA DE ALIMENTOS		
K_1	Constante de construcción de la bomba	0.003 [m^2]
K_2	Coefficiente de carga de la bomba	0 [m^{-4}]
K_3	Coefficiente de carga de bomba	2.39e5 [m^{-4}]
N	Velocidad de demanda de bomba	374.90 [rad/s]
rho_av	Densidad promedio fluido	974 [$\frac{kg}{m^3}$]
eta	Eficiencia de la bomba	96.7 [%]
delta_ps	Aumento de presión en la bomba	8.08e5 [Pa]

Tabla 21: Datos de diseño de bomba de agua de alimentos.

El agua de alimentación a la salida del desgasificador ingresa a la bomba de agua de alimentación para que su presión se incremente y se convierta en la presión de entrada a la caldera, que es la misma presión de entrada a los pre-calentadores 5 y 6 y sus parámetros de diseño se describen en la Tabla 21.

2.1.4 Sistema de drenajes de pre-calentadores de agua.

Las válvulas instaladas para el circuito de drenaje de pre-calentadores tienen como finalidad controlar el flujo de condensado de drenaje que va hacia el siguiente pre-calentador, o en su defecto si se producen altos niveles de almacenamiento de nivel de condensado, al condensador. Existen válvulas de drenaje de operación normal y válvulas de drenaje de emergencia que conducen el condensado en exceso directamente hasta el condensador.

La Figura 2.13 muestra las distintas curvas que describen la apertura de las válvulas de control de flujo de drenaje. Se debe considerar que todas las válvulas son de tipo isoporcentual, siendo la diferencia entre ellas la posición del obturador y el caudal de del fluido.

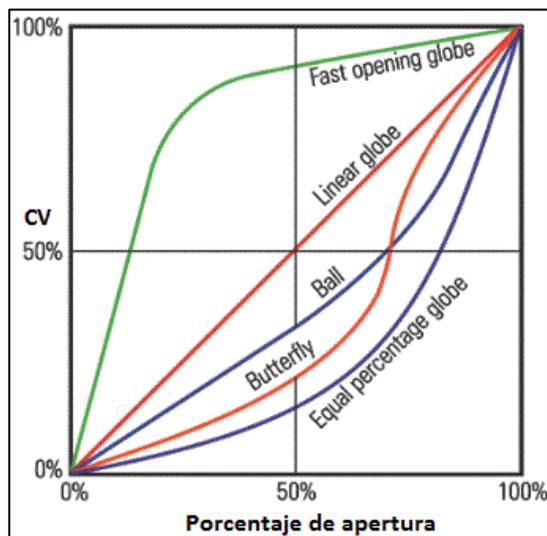


Figura 2.13: Curvas de relación apertura-paso de flujo de las válvulas de control

Todos los pre-calentadores instalados en CTT tienen válvulas de drenaje en emergencia.

VÁLVULA DE CONTROL DRENAJE CALENTADOR BP-2

Tipo	Globo simple asiento
CV_1 Constante de construcción de válvula	45.8 [m^2]
ΔP Constante de caída de presión en válvula	0.08 [bar]

Tabla 22: Datos de diseño válvula de control drenaje BP-2

En la Tabla 22 se describen los parámetros de diseño de la válvula de drenaje BP-2 tipo globo simple asiento de características de apertura isoporcentual, en los que se observa que cada incremento de la carrera del obturador (parte móvil sobre eje de vástago) produce un cambio en el caudal que es proporcional al caudal que fluía antes de la variación.

En la Tabla 23 los parámetros de la válvula BP-3 varían considerando que se encuentra luego de la bomba de drenaje del pre-calentador 3 que eleva la presión del fluido a la presión de desgasificador.

VÁLVULA DE CONTROL DRENAJE CALENTADOR BP-3

	Tipo	Globo simple asiento
CV_1	Constante de construcción de válvula	19.2 [m^2]
ΔP	Constante de caída de presión en válvula	1.13 [bar]

Tabla 23: Datos de diseño de válvula de control drenaje BP-3

VÁLVULA DE CONTROL DRENAJE CALENTADOR AP-5

	Tipo	Angular
CV_1	Constante de construcción de válvula	29.3 [m^2]
ΔP	Constante de caída de presión en válvula	9.09 [bar]

Tabla 24: Datos de diseño de válvula de control drenaje AP-5

En la Tabla 24 se describe la válvula de control de drenaje de alta presión AP5, la cual es de tipo angular, permitiendo obtener un flujo de caudal sin excesivas turbulencias y es adecuada para disminuir la erosión y para trabajar con grandes presiones diferenciales.

VÁLVULA DE CONTROL DRENAJE CALENTADOR AP-6

	Tipo	Globo simple asiento
CV_1	Constante de construcción de válvula	11.8 [m^2]
ΔP	Constante de caída de presión en válvula	18.96 [bar]

Tabla 25: Datos de diseño de válvula de control drenaje AP-6

En la Tabla 25 los parámetros de la válvula de drenaje AP-6 varían considerando que posee la mayor diferencia de presión de diseño, lo cual es razonable debido a que sirve para drenar el condensado del pre-calentador que mayor presión de vapor de extracción recibe.

El condensado de salida del pre-calentador 3 ingresa a la bomba de drenaje del pre-calentador 3 para que su presión se incremente a la presión de entrada del desgasificador, considerando que la bomba también es centrífuga y que sus especificaciones de diseño se describen en la Tabla 26.

BOMBA		
K_1	Constante de construcción de la bomba	0.003 [m^2]
K_2	Coeficiente de carga de la bomba	0 [m^{-4}]
K_3	Coeficiente de carga de bomba	2.39e5 [m^{-4}]
N	Velocidad de demanda de bomba	366.52 [rad/s]
ρ_{av}	Densidad promedio fluido	974 [$\frac{kg}{m^3}$]
η	Eficiencia de la bomba	94.1 [%]
Δp_s	Aumento de presión en la bomba	11.7e5 [Pa]

Tabla 26: Datos de diseño de bomba de drenaje pre-calentador BP-3.

2.1.5 Generador eléctrico.

El generador eléctrico marca ABB refrigerado por aire instalado en la CTT presenta las siguientes características:

GENERADOR ELÉCTRICO	
Tipo	WX18Z-090LL
No. de polos	2
No. de fases	3
Conexión del devanado del estator	Estrella
Clase de aislamiento del rotor	F
Clase de aislamiento del estator	F
Potencia nominal aparente	156.5 MVA
Potencia nominal activa	133 [MW]
Factor de potencia	0.85
Voltaje de operación normal (V_{LL})	13.8 [kV]
Corriente nominal	6547 [A]
Frecuencia nominal	60 [Hz]
Velocidad nominal	3600 [RPM]
Altitud	0 [msnm]
Norma de fabricación	IEC

Tabla 27: Datos técnicos de generador en CTT.

Para modelar el generador síncrono de la CTT cuyos datos técnicos de fabricación se presentan en la Tabla 27 se empleó uno de los modelos

propuestos en la herramienta *Simpowersystems* de MATLAB, la cual modela un generador síncrono con entradas de Pmech en p.u.

Los parámetros de este modelo requeridos del generador instalado en la CTT son los siguientes:

Constantes de tiempo y reactancias		
Reactancia síncrona de eje directo *	X_d	2.12 [pu]
Reactancia síncrona de eje cuadratura*	X_q	1.854 [pu]
Reactancia transiente de eje directo**	X'_d	0.187 [pu]
Reactancia transiente de eje cuadratura	X'_q	0.251 [pu]
*Cte. Tiempo transiente de circuito abierto eje cuadratura	T'_{q0}	0.42 [s]
Cte. Tiempo subtransiente de circuito abierto eje directo	T''_{d0}	7.7 [s]
Cte. Tiempo subtransiente de circuito abierto eje cuadratura	T''_{q0}	0.042 [s]
Coefficiente de amortiguamiento	D	0.78
Constante de inercia	H	2830 [$\frac{kg}{m^2}$]
Tiempo de inicio mecánico M	2H	5660 [$\frac{kg}{m^2}$]
Resistencias del bobinado ($T_{ref} = 20^\circ C$)		
Bobinado del estator (por fase)		0.925 [mΩ]
Bobinado del rotor (por fase)		0.2091 [Ω]
Pares		
Momento de inercia		2830 [$\frac{kg}{m^2}$]
Par máximo de cortocircuito		4729 [kN*m]

Tabla 28: Parámetros de diseño del generador.

* Valores no saturados ** Valores saturados

Los parámetros de este modelo requeridos del generador instalado en la CTT se muestran en la Tabla 28 donde el coeficiente de amortiguamiento (D) y el coeficiente de inercia (H) son parámetros que se obtienen al realizarle pruebas de fábrica al generador.

Excitación del generador		
Voltaje de excitación en vacío	U_{FO}	81 [V]
Corriente de excitación en vacío	I_{FO}	389 [Acc]
Voltaje nominal de excitación	U_{FN}	298 [Acc]
Corriente nominal de excitación	I_{FN}	1063 [Acc]
Transformador de excitación T02		
Potencia nominal		1100 [kVA]
Tensión primaria		$13.8 \pm 5\%$ [kV]
Tensión secundaria		650 [V]
Zcc		6%
Grupo de conexión		Yd11

Tabla 29: Parámetros de excitación del generador.

Los parámetros del circuito de excitación del generador síncrono instalado se presentan en la Tabla 29 que sirve para realizar el control de control carga-frecuencia.

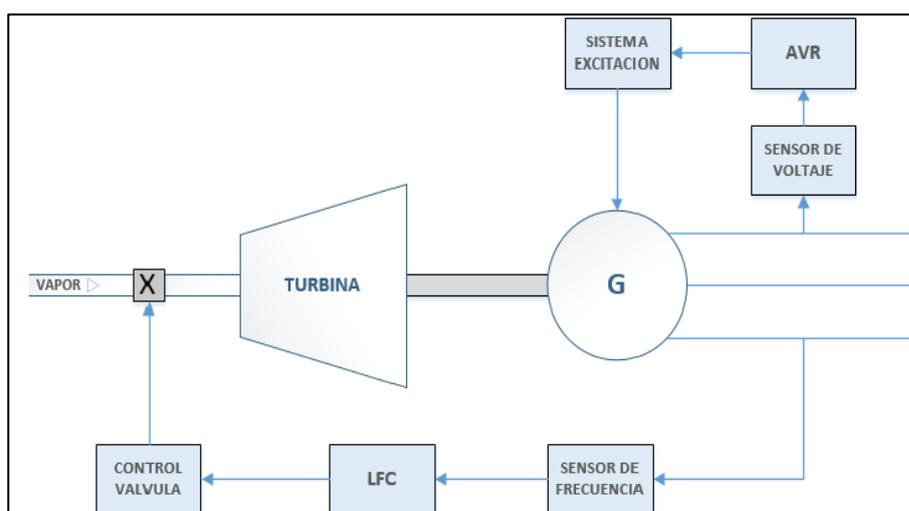


Figura. 2.14: Diagrama esquemático de control AVR y LFC [8].

En función del error en frecuencia, según la configuración que se presenta en la Figura 2.14 el control LFC actúa sobre la válvula que alimenta la turbina, ya sea para aumentar o para disminuir el flujo de vapor de entrada. El control AVR se compone de un sensor de voltaje y un

regulador automático que actúa directamente sobre la excitación del generador.

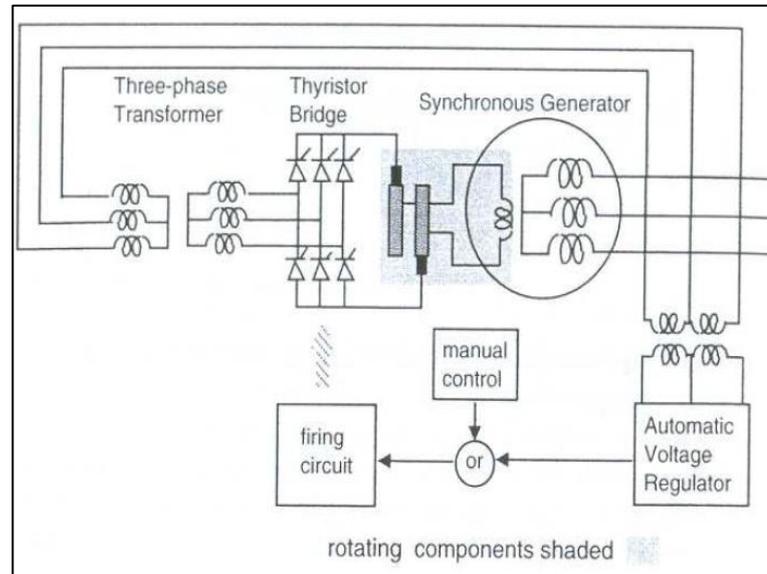


Figura 2.15: Ejemplo de sistema de excitación estático [9].

En la Figura 2.15 se presenta un esquema de excitación de una máquina síncrona como generador de tipo AC, con configuración en puente de diodos, es el tipo de sistema de excitación que se usa en la CTT.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y DISCUSIONES.

En este capítulo se hará una interpretación de las variables de salida del modelo matemático propuesto en el capítulo 2 a una potencia de generación que varía desde los 66.5 [MW] hasta 133 [MW], con el fin de verificar que las características del fluido analizado en los estado que se describen en el ciclo térmico tengan aproximación con los valores históricos que se describen en la CTT para la potencia de generación analizada, al mismo tiempo de proponer las razones por las cuales dichos valores puedan coincidir, tomando en cuenta las consideraciones del modelo propuesto a simular y los parámetros de diseño de los elementos de la CTT.

Se detallarán las ecuaciones matemáticas utilizadas para simular los bloques que se describieron en el capítulo 2, los cuales fueron tratados en forma de algoritmo según el bloque de análisis en variables de estado con sus respectivas entradas y salidas, utilizando el método de espacio-estado considerando que es un modelo no lineal.

3.1 Modelo matemático de ecuaciones.

3.1.1 Modelo para implementación de caldera a vapor.

a. Quemador.

Balance de Calor

$$C_F W_F + h_A W_A - W_{EG} h_{EG} R_s \left(1 + \frac{y}{100}\right) - Q_{ir} - Q_{gs} - Q_{rs} - Q_{eg} = V_F \frac{d}{dt} (\rho_{EG} h_{EG}) \quad (3.1)$$

Donde:

C_F : flujo calorífico

W_F : flujo de combustible

h_A : entalpía específica del aire

W_A : flujo de aire

Q_{ir} : calor transferido por radiación a los tubos ascendentes

Q_{gs} : calor total transferido

Q_{rs} : calor transferido por convección al recalentador

W_{EG} : flujo de gas salida a través del quemador

h_{EG} : entalpía específica del gas

R_s : relación de volúmen aire/fuel

y : porcentaje de exceso de aire

V_F : volúmen de la cámara de combustión

Balance de Masa

$$W_F + W_A - W_{EG} = V_F \frac{d}{dt} \rho_{EG} \quad (3.2)$$

Calor transferido por radiación a los tubos ascendentes:

$$Q_{ir} = \theta W_g \sigma T_g^4 \frac{1}{\rho_{EG}} = \theta (KV_F) \sigma T_g^4 \frac{1}{\rho_{EG}} \quad (3.3)$$

Donde:

T_g : temperatura del gas en el quemador

σ : constante Stefan-Boltzman

K : coeficiente de atenuación

θ : ángulo de rociador

Calor total transferido al supercalentador:

$$Q_{gs} = (1 - \theta)(KV_F) \sigma T_{gs}^4 \frac{1}{\rho_{EG}} + K_{gs} W_{EG}^{0.6} (T_{gs} - T_{st}) \quad (3.4)$$

Donde:

T_{gs} : temperatura del gas en el supercalentador

T_{st} : temperatura del metal de los tubos del supercalentador

K_{gs} : coeficiente experimental

Calor transferido por convección al recalentador:

$$Q_{rs} = K_{rs} W_{EG}^{0.6} (T_{gr} - T_{rt}) \quad (3.5)$$

Donde:

T_{gr} : temperatura del gas en el recalentador

T_{rh} : temperatura de los tubos del recalentador

K_{rs} : coeficiente experimental

Calor transferido por convección al economizador:

$$Q_{es} = K_{es} W_{EG}^{0.6} (T_{ge} - T_{et}) \quad (3.6)$$

Donde:

T_{ge} : temperatura del gas en el economizador

T_{et} : temperatura del metal de los tubos del economizador

K_{es} : coeficiente experimental

Temperatura del gas en el quemador:

$$T_g = \frac{h_G - h_{ref}}{C_{pg}} + T_{ref} \approx T_{gs} \quad (3.7)$$

Donde:

h_{ref} : entalpía de los gases de referencia

T_{ref} : temperatura de los gases de referencia

C_{pg} : calor específico de los gases a presión constante

Temperatura de los tubos metálicos del supercalentador:

$$T_{st} = T_g + \frac{Q_{ir} - Q_{gs}}{W_{EG} C_{pg}} \quad (3.8)$$

Temperatura de los tubos metálicos del recalentador:

$$T_{rh} = T_{gr} - \frac{Q_{rs}}{W_{EG} C_{pg}} \quad (3.9)$$

Temperatura de los tubos metálicos del economizador:

$$T_{et} = T_{ge} - \frac{Q_{eg}}{W_{EG} C_{pg}} \quad (3.10)$$

Porcentaje de exceso de aire:

$$y = 100(W_A - W_F R_s) \frac{1}{W_F R_s} \quad (3.11)$$

Flujo másico de gases a través de la caldera:

$$W_{EG} = K_F P_g \quad (3.12)$$

Donde:

K_F : coeficiente de fricción

P_g : presión del gas en el quemador

b. Supercalentador y atemperador.

El supercalentador y atemperador son descritos por las siguientes ecuaciones:

Balance de calor en los tubos del supercalentador

$$Q_{gs} = Q_s + M_s C_{st} \frac{d}{dt} (T_{st}) \quad (3.13)$$

Donde

Q_{gs} : calor recibido del modelo del quemador

Q_s : calor trasferido al vapor

M_s : masa de tubos del supercalentador

C_{st} : capacitancia calorífica de los tubos del supercalentador

T_{st} : temperatura del tubo del metal

Transferencia de calor tubos-vapor

$$Q_s = K_s w_v^{0.8} (T_{st} - T_s) \quad (3.14)$$

Donde

K_s : coeficiente experimental

T_s : temperatura del vapor

Entalpía del vapor supercalentado

$$h_s = \frac{X_{s1}}{\rho_s} \quad (3.15)$$

Donde:

ρ_s : densidad del vapor supercalentado

Temperatura del vapor supercalentado

$$T_s = \frac{h_s - h_{ref}}{c_{ps}} + T_{ref} \quad (3.16)$$

Donde:

T_{ref} : temperatura del vapor de referencia

h_{ref} : entalpía de vapor de referencia

Presión del vapor supercalentado

$$P_s = R_s \rho_s T_s \quad (3.17)$$

Donde

P_s : Presión del vapor supercalentado

R_s : constante de gas ideal

Flujo másico de vapor

$$w_v = \sqrt{\frac{(P_v - P_s)\rho_v}{f_s}} \quad (3.18)$$

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt}\rho_s = \frac{1}{V_s}(w_v - w_s) \quad (3.19)$$

$$\frac{d}{dt}T_{st} = \frac{1}{M_s c_{st}}(Q_{gs} - Q_s) \quad (3.20)$$

$$\frac{d}{dt}X_{s1} = \frac{1}{V_s}[Q_s + w_v h_v - w_s h_s + (h_a - h_f)w_a] \quad (3.21)$$

c. Tubos ascendentes

Los tubos ascendentes son descritos por las siguientes ecuaciones:

Balance de masa

$$W_d - W_r = V_r \frac{d}{dt}V_r \quad (3.22)$$

Donde:

W_d : flujo másico de agua desde los tubos de bajada

W_r : flujo másico de agua-vapor

V_r : volúmen de los tubos de subida

ρ_r : densidad del fluido líquido-vapor

Ecuación de relaciones mixtas:

$$\rho_r = \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_{wv}} \right]^{-1} \quad (3.23)$$

Donde:

x : calidad del vapor

ρ_v : densidad del vapor saturado

ρ_{wv} : densidad del agua saturada

Balance de calor en el tubo:

$$Q_{ir} = Q_r + M_r c_{rt} \frac{d}{dt}(T_{rt}) \quad (3.24)$$

Donde:

Q_{ir} : calor transferido por radiación a los tubos de subida

Q_r : calor transferido desde los tubos al vapor

M_r : masa del metal

c_{rt} : calor específico del metal

T_{rt} : temperatura de los tubos de metal

Calor transferido al vapor:

$$Q_r = K_r(T_{rt} - T_v)^3 \quad (3.25)$$

Donde:

T_v : temperatura de los tubos de subida

K_r : coeficiente experimental

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt} h_r = \frac{1}{\rho_r V_r} (w_d h_w - w_r h_r + Q_r) \quad (3.26)$$

$$\frac{d}{dt} T_{rt} = \frac{1}{M_r c_{rt}} (Q_{ir} - Q_r) \quad (3.27)$$

$$\frac{d}{dt} w_r = \frac{1}{\tau_r} (w_d - w_r) \quad (3.28)$$

d. Domo superior.

El domo superior es descrito por las siguientes ecuaciones:

Dinámica de la evaporación

$$w_{ec} = K_{ec}(T_w - T_v) \quad (3.29)$$

Donde:

K_{ec} : coeficiente

T_w : temperatura del agua en el domo superior

T_v : temperatura del líquido saturado en el domo superior

Nivel de líquido del domo:

$$L = f(V_L) \quad (3.30)$$

Donde:

$f(V_L)$: es una función que depende de la configuración del domo superior y del volúmen del líquido almacenado.

Volumen de vapor:

$$V_V = V - V_L \quad (3.31)$$

Donde:

V : volúmen domo superior

V_L : volúmen de líquido en el domo superior

Flujo de masa a las tuberías de bajada:

$$w_d = v_{dow} * \rho_w \quad (3.32)$$

Donde:

w_d : Es el flujo de líquido a través de los tubos de bajada.

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt} m_{dL} = w_e + (1 - x)w_r - w_d - w_{ec} \quad (3.33)$$

$$\frac{d}{dt} X_{D1} = w_e h_e + (1 - x)w_r h_{wv} - w_d h_w - w_{ec} h_v \quad (3.34)$$

$$\frac{d}{dt} X_{D2} = w_{ec} + w_r - w_v \quad (3.35)$$

e. Recalentador y atemperador.

Las ecuaciones del recalentador y atemperador son similares a las ecuaciones del supercalentador debido a que ambos elementos reciben transferencias de calor por convección y radiación.

Temperatura del vapor recalentado

$$T_r = \frac{h_{ro} - h_{ref}}{c_{pr}} + T_{ref} \quad (3.36)$$

Donde:

T_{ref} : temperatura del vapor de referencia

h_{ref} : entalpía de vapor de referencia

c_{pr} : calor específico del vapor a presión constante

Presión del vapor recalentado

$$P_{ro} = R_r \rho_{rh} T_r \quad (3.37)$$

Donde:

P_{ro} : Presión del vapor supercalentado

R_r : constante de gas ideal

Transferencia de calor tubo-vapor

$$Q_s = K_s w_v^{0.8} (T_{st} - T_s) \quad (3.38)$$

Donde:

K_{rh} : coeficiente experimental

T_r : temperatura del vapor recalentado

f. Economizador

El Economizador tiene la misma estructura de ecuaciones que se describió en el recalentador:

Balance de masa

$$w_{ei} - w_{eo} = V_e \frac{d}{dt} (\rho_e) \quad (3.39)$$

Donde:

w_{ei} : flujo de agua de alimentación de entrada

w_{eo} : flujo de agua de salida del economizador

V_e : volúmen del economizador

ρ_e : densidad del líquido en el economizador

Transferencia de calor tubo-líquido

$$Q_e = K_e w_{ei}^{0.8} (T_{et} - T_{eo}) \quad (3.40)$$

Donde:

K_e : coeficiente experimental

T_{eo} : temperatura del vapor recalentado

Pérdidas por fricción

$$P_{ei} - P_{eo} = \frac{w_{ei}^2}{\rho_e} f_e \quad (3.41)$$

Donde:

P_{ei} : presión de entrada del economizador

P_{eo} : presión del agua de salida del economizador

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt}\rho_e = \frac{1}{V_e}(w_{ei} - w_{eo}) \quad (3.42)$$

$$\frac{d}{dt}T_{et} = \frac{1}{M_c c_e}(Q_{es} - Q_e) \quad (3.43)$$

$$\frac{d}{dt}(X_{e1}) = \frac{1}{V_e}(Q_e + w_{ei}h_{ei} - w_{eo}h_{eo}) \quad (3.44)$$

3.1.2 Modelo para implementación de turbina a vapor.

Balance de masa del vapor

$$w_{in} - w_{ohp} = V \frac{d}{dt}(\rho_o) \quad (3.45)$$

Donde:

w_{in} : flujo de vapor de entrada

w_{ohp} : flujo de vapor de salida

ρ_o : densidad de vapor a la salida

V : volúmen de almacenamiento de flujo

Balance de calor

$$w_{in}h_{in} - w_{ohp}h_o = V \frac{d}{dt}(\rho_o h_o) \quad (3.46)$$

Donde:

h_{in} : entalpía del vapor de entrada

h_o : entalpía del vapor de salida

Relación de gases ideales

$$T_o = \frac{h_o - h_{in}}{c_p} + T_{in} \quad (3.47)$$

$$P_o = R\rho_o T_o \quad (3.48)$$

Donde:

T_o : temperatura del vapor de salida

c_p : calor específico a presión constante

Temperatura de salida

$$T_{ou} = T_o r^{(\eta_\alpha \frac{\gamma-1}{\gamma})} \quad (3.49)$$

Donde:

r : relación de presión entrada/salida de la sección de turbina

η_α : eficiencia de la sección de turbina

T_{ou} : temperatura de salida de la sección de turbina

Cambio de entalpía por expansión isentrópica de gas

$$\Delta h_I = c_p T_o (r_{hp}^{R/c_p} - 1) \quad (3.50)$$

Donde:

Δh_I : cambio de entalpía isentrópica cuando la presión cambia de P_o a P_{ohp}

Eficiencia de la sección de turbina

$$\eta = \frac{1 - r^{(\eta \frac{\gamma-1}{\gamma})}}{1 - r^{(\frac{\gamma-1}{\gamma})}} \quad (3.51)$$

Donde:

η : eficiencia de la sección

Potencia entregada en cada sección

$$P = \eta \Delta h_I w_{ou} \quad (3.52)$$

Entalpía de salida

$$h_{ou} = h_o + c_p (T_{ou} - T_o) \quad (3.53)$$

Donde:

h_{ou} : entalpía del vapor de salida

3.1.3 Modelo para implementación de condensador.

Para simular en diagramas de bloques el modelo del condensador, se asumió lo siguiente:

1. Los coeficientes de transferencia de calor son constantes.
2. La carcasa es aislada.

3. La transferencia de calor es únicamente radial, la conducción de calor axial es ignorada.
4. La dirección de flujo tanto de vapor como de agua es uni-direccional.

Se debe tomar en cuenta para el modelamiento del condensador que internamente se lo divide en 4 secciones que son: tubos, vapor, líquido y carcasa. Las ecuaciones que describen el modelo matemático del condensador para cada una de las secciones son las siguientes:

a. Carcasa.

Flujo de calor de la carcasa al vapor

$$Q_{sh} = H_{sh}A_{sh}(T_{st} - T_{sh}) \quad (3.54)$$

Donde:

Q_{sh} : flujo de calor a la carcasa

H_{sh} : coeficiente de transferencia de calor del material de la carcasa

A_{sh} : área de superficie de la carcasa

T_{st} : temperatura del vapor

T_{sh} : temperatura de la carcasa

Capacitancia de calor de la carcasa

$$C_{sh} = m_{sh}c_{psh} \quad (3.55)$$

Donde:

C_{sh} : capacitancia calorífica de la carcasa

m_{sh} : masa de la carcasa

c_{psh} : calor específico del material de la carcasa

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt}T_{sh} = Q_{sh} \frac{1}{C_{sh}} \quad (3.56)$$

b. Tubos

Capacitancia térmica del material de los tubos

$$C_t = N_t m_t c_{pt} \quad (3.57)$$

Donde:

C_t : capacitancia térmica de los tubos

N_t : masa de uno de los tubos

m_t : masa del tubo

c_{pt} : calor específico del tubo

Flujo de calor del vapor a los tubos

$$Q_{st} = \frac{(T_{st} - T_t)}{\varphi_t} \quad (3.58)$$

$$\varphi_t = \frac{L_t(r_o/r_i)}{2(2\pi k_t L_t N_t)} + \frac{1}{N_t A_{ot} H_{st}} \quad (3.59)$$

Donde:

r_o : radio externo del tubo

r_i : radio interno del tubo

k_t : coeficiente de termo-conductividad del tubo

L_t : longitud de los tubos

A_{ot} : área de los tubos

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt} T_t = \frac{1}{C_t} (Q_{st} - Q_{hf}) \quad (3.60)$$

Flujo de calor de los tubos al líquido refrigerante

$$Q_{hf} = \sum_{j=1}^N Q_{hfi} \quad (3.61)$$

$$Q_{hfi} = \frac{T_t - \bar{T}_{fi}}{\varphi_{ti}} \quad (3.62)$$

Donde:

N : número de secciones del intercambiador

Q_{hfi} : Flujo de calor en una sección

\bar{T}_{fi} : temperatura promedio del líquido en una sección

c. Vapor

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt} T_{st} = \frac{w_{st}(h_{st}-h_{cond})-Q_{sh}-Q_{st}}{V[\rho_{st}\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{sat}+(h_{st}-h_{cond})\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_{sat}-\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{sat}]} \quad (3.63)$$

$$V \left[\rho_{st} \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{sat} + (h_{st} - h_{cond}) \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{sat} - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{sat} \right] = C_{st} \quad (3.64)$$

Donde:

w_{st} : flujo másico de vapor

h_{st} : entalpía específica del vapor saturado

h_{cond} : entalpía específica de condensado

V : volúmen del vapor en la carcasa

ρ_{st} : densidad del vapor saturado

d. Líquido

Capacitancia térmica en la i-ésima sección

$$C_{fi} = \rho_f C_{pf} V_{fi} \quad (3.65)$$

Donde:

C_{fi} : capacitancia térmica del líquido en la i-ésima sección

ρ_f : densidad del líquido

C_{pf} : calor específico a presión constante

V_{fi} : volúmen del líquido en la i-ésima sección

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt} T_{fi} = \frac{Q_{hfi}+w_f C_{pfi}(T_{fi-1}-T_{fi})}{C_{fi}} \quad (3.66)$$

Caída de Presión del líquido

$$\Delta p_f = \sum_{i=1}^N \Delta p_{fi} \quad (3.67)$$

$$\Delta p_{fi} = f_f \frac{w_f^2}{\rho_f} \quad (3.68)$$

Donde:

Δp_f : Variación de presión de líquido

Δp_{fi} : Variación de presión del líquido en la i-ésima sección

f_f : coeficiente de fricción

w_f : Flujo másico de líquido

ρ_f : densidad de líquido

3.1.4 Modelo para implementación de pre-calentadores.

Para el modelo de los pre-calentadores de agua se utilizaron las mismas ecuaciones que se emplearon en el modelo del condensador debido a que los dos cumplen la función de comportarse como intercambiadores de calor, considerando que en la sección de vapor ingresan las extracciones de las etapas de la turbina y en la sección de líquido sale el agua precalentada que se dirige hacia el siguiente pre-calentador.

3.1.5 Modelo para implementación de desgasificador.

Las ecuaciones que describen el modelo matemático del desgasificador son:

Entalpía específica del agua de alimentación de salida

$$h_f = \frac{X_{01}}{m_f} \quad (3.69)$$

Volúmen en el desgasificador

$$V_f = m_f / \rho_f \quad (3.70)$$

Presión de salida del agua de alimentación

$$P_{fo} = P_s + \rho_f g L \quad (3.71)$$

Nivel de líquido

$$L = f(V_f) \quad (3.72)$$

Las ecuaciones diferenciales que representan los estados del modelo son:

$$\frac{d}{dt} m_f = w_c + w_m - w_f + w_x \quad (3.73)$$

$$\frac{d}{dt} X_{01} = w_c h_i + w_m h_m - w_f h_f + w_x h_x \quad (3.74)$$

3.1.6 Modelo para implementación de válvulas de control.

Para modelar la válvula de admisión de vapor a la turbina de AP, se consideraron las siguientes ecuaciones:

$$c'_{v2} = c_{v2} \left(1 - \frac{0.466}{k} \frac{\Delta p}{\Delta p_{rated}}\right) \quad (3.75)$$

$$w_g = c'_{v2} f(x) \sqrt{\rho_{ig} \Delta P} \quad (3.76)$$

$$P_o = P_i - \Delta P \quad (3.77)$$

$$\rho_{og} = \rho_{ig} \left(\frac{P_o}{P_i}\right)^{-1/k} \quad (3.78)$$

$$\frac{T_{og}}{T_{ig}} = \left(\frac{P_{og}}{P_{ig}}\right)^{(k-1)/k} \quad (3.79)$$

$$h_{og} = h_{ig} + c_p (T_{og} - T_{ig}) \quad (3.80)$$

Donde:

c'_{v2} : constante de construcción de válvula

w_g : flujo másico de gas

h_{og} : entalpía del gas de salida

P_o : presión de salida

$f(x)$: función que describe la apertura de la válvula

ρ_{ig} : densidad del gas de entrada

ΔP : caída de presión a través de la válvula

T_{og} : temperatura del gas de salida

T_{ig} : temperatura del gas de entrada

Para modelar las válvulas de control de drenaje de los pre-calentadores, se consideraron las siguientes ecuaciones:

$$w_L = c_{v1} f(x) \sqrt{\rho_L \Delta P} \quad (3.81)$$

$$P_o = P_i - \Delta P \quad (3.82)$$

Donde:

P_o : presión de salida del líquido

w_L : flujo másico de líquido condensado

$f(x)$: características de apertura de la válvula

P_i : presión de entrada a la válvula

c_{v1} : coeficiente de construcción de la válvula

3.1.7 Modelo para implementación de bombas centrífugas.

Variaciones en función de la velocidad y el flujo

$$\frac{\Delta p}{\rho} = k_1 N^2 - k_2 F^2 \quad (3.83)$$

Donde:

Δp : aumento de presión a través de la bomba

ρ : valor de referencia de la densidad de flujo

N : velocidad de la bomba

F : flujo volumétrico

$k_{1,2}$: constantes de construcción de la máquina

$$F = \sqrt{\frac{k_1 N^2 - \Delta p_s / \rho}{k_2 + k_3}} \quad (3.84)$$

Potencia requerida para bombear el fluido

$$P_w = \frac{\Delta p F}{\eta} \quad (3.85)$$

Donde:

P_w : consumo de potencia de la bomba

η : eficiencia de la bomba

3.2 Resultados de la implementación del modelo matemático.

A continuación, se analizarán los resultados del modelo descrito en forma teórica en el capítulo 2 y con ecuaciones matemáticas en el capítulo 3. Se compararán los resultados arrojados por la implementación propuesta con los valores suministrados por el fabricante (ABB) en el documento llamado "Heat balance" de la Figura A.1 (Anexo I) que posee los valores teóricos de potencia eléctrica generada en los terminales del generador, entalpías, flujo másico (agua o vapor),

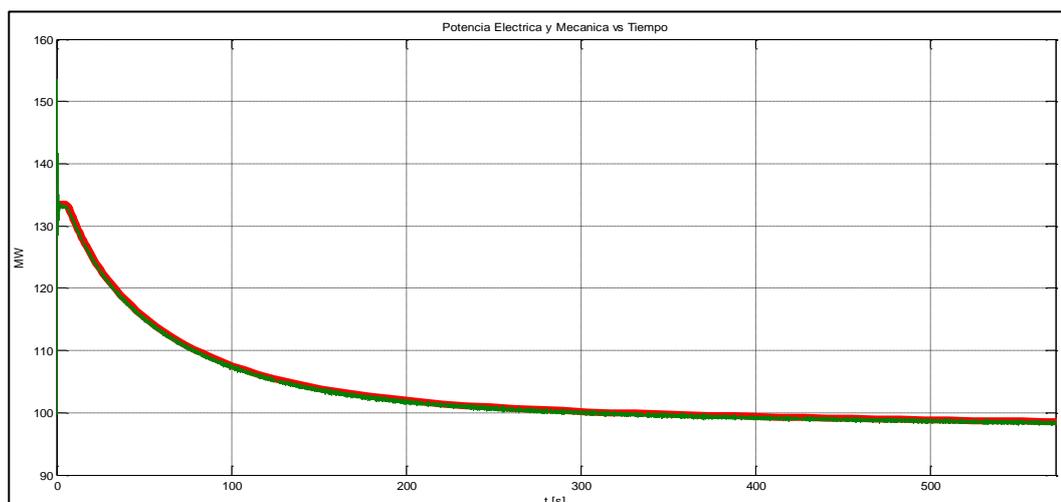


Figura 3.2: Curva de variación de potencia eléctrica y mecánica.

La Figura 3.2 describe la variación de potencia mecánica (P_m) a la salida de la turbina a vapor y potencia eléctrica (P_e) a la salida del generador síncrono ante una entrada de combustible (Bunker C) de 5.80 [kg/s] y una entrada de vapor saturado de 300 [kg/s].

Los valores de P_m y P_e estabilizados son 97.78 [MW] y 97.01[MW] respectivamente.

HISTÓRICO DE GENERACIÓN	
Flujo de combustible [kg/s]	Pe [MW]
8.33	133.1
7.53	122
7.33	119.1
6.83	111.8
6.53	107.4
6.43	106
5.83	97.01
5.63	93.97
5.23	87.81
5.03	84.71
4.63	78.42
4.43	75.25
4.13	70.44

Tabla 30: Histórico de generación.

La Tabla 30 presenta un histórico de P_e generada utilizando el modelo implementado en Simulink; dichas potencias generadas se deberían encontrar entre los 66.5 [MW] y los 133 [MW] para variaciones en combustible entre 4.33 [kg/s] y 8.33 [kg/s] respectivamente.

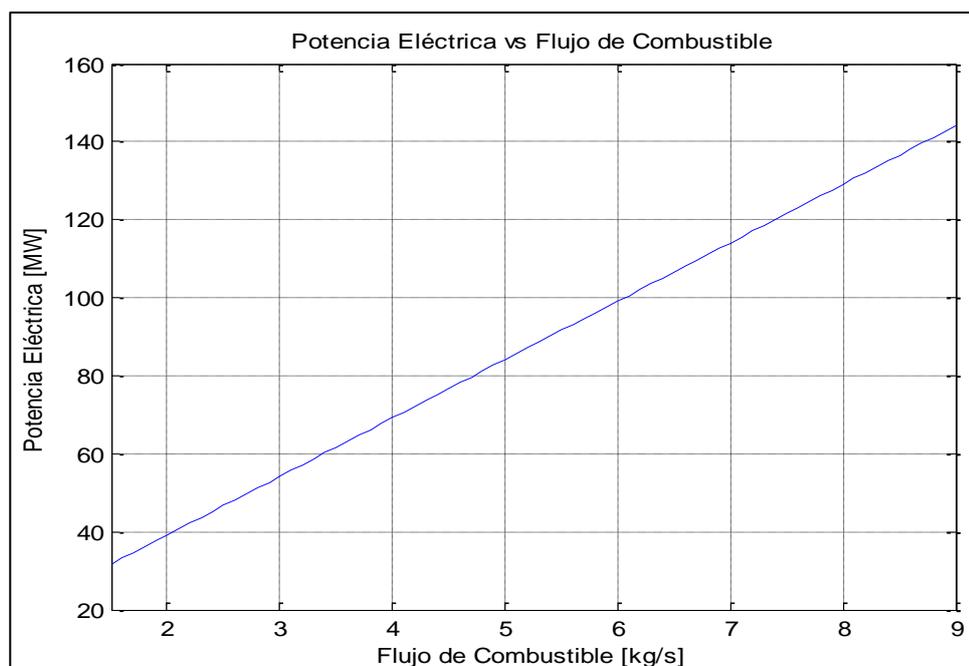


Figura 3.3: Curva de variación de P_e y flujo de combustible.

La Figura 3.3 representa una curva de flujo de P_e vs *flujo de combustible* que presenta una relación lineal entre el incremento de flujo de combustible y la P_e generada.

3.2.2 Flujo másico de salida en los pre-calentadores.

En el modelo matemático se cumplen 29 estados que se pueden observar descritos en la Figura 1.9, de los cuales se va a presentar las respectivas curvas de variación de flujo másico de agua a la salida de los pre-calentadores (desde el 1 hasta el 6) con respecto a un determinado flujo de combustible de entrada.

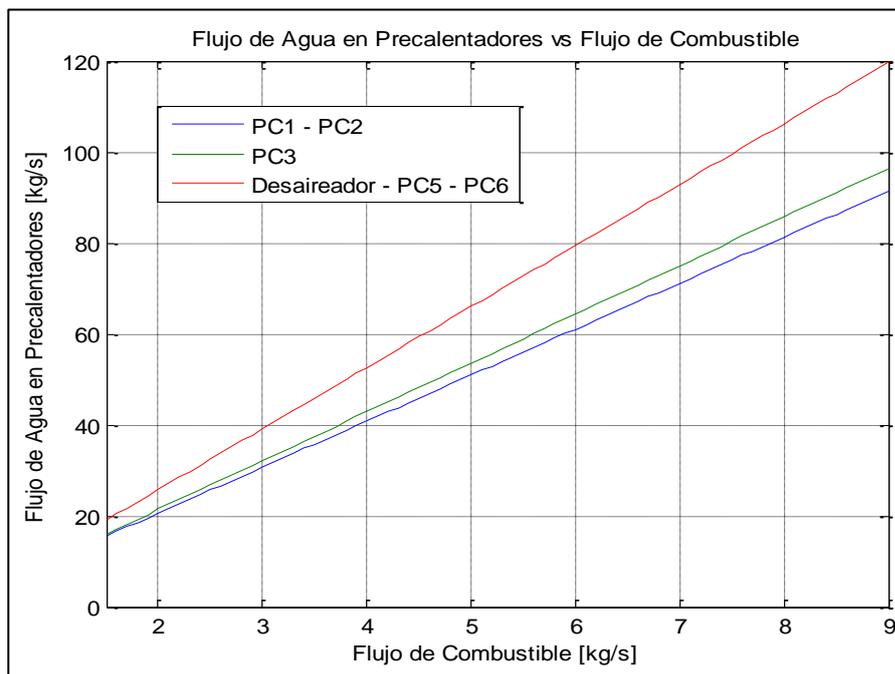


Figura 3.4: Curva de variación de flujo de agua en pre-calentadores.

La Figura 3.4 muestra la variación del flujo másico a la salida de cada uno de los pre-calentadores. El pre-calentador 1 es el que menos flujo másico de agua pre-calienta debido a que está ubicado a la salida del condensador de vapor que condensa un flujo de vapor que considera seis extracciones. El pre-calentador 2 no tiene válvula de descarga de flujo de drenaje hacia el pre-calentador BP, por lo tanto, éste pre-calienta la misma cantidad de flujo másico de agua. El pre-calentador 3 pre-calienta el fluido de salida del pre-calentador 2 y el fluido condensado de drenaje proveniente de la extracción 3 según el estado 20 descrito en la Figura 1.9. El desgasificador es un pre-calentador de tipo abierto que pre-calienta el agua de alimentación con el flujo de la extracción de vapor 4 y el flujo de drenaje del pre-calentador 5. El pre-calentador 5 y el pre-calentador 6 al ser de tipo cerrado, no mezclan el flujo de vapor de sus respectivas extracciones con el flujo de agua de alimentación, por lo que van a pre-calentar el mismo flujo de agua de salida del desgasificador.

3.2.3 Temperatura del fluido de salida en los pre-calentadores.

A continuación, se presenta las curvas de variación de temperaturas del fluido de salida de los pre-calentadores (desde 1 hasta 6) con respecto a un valor de combustible de entrada.

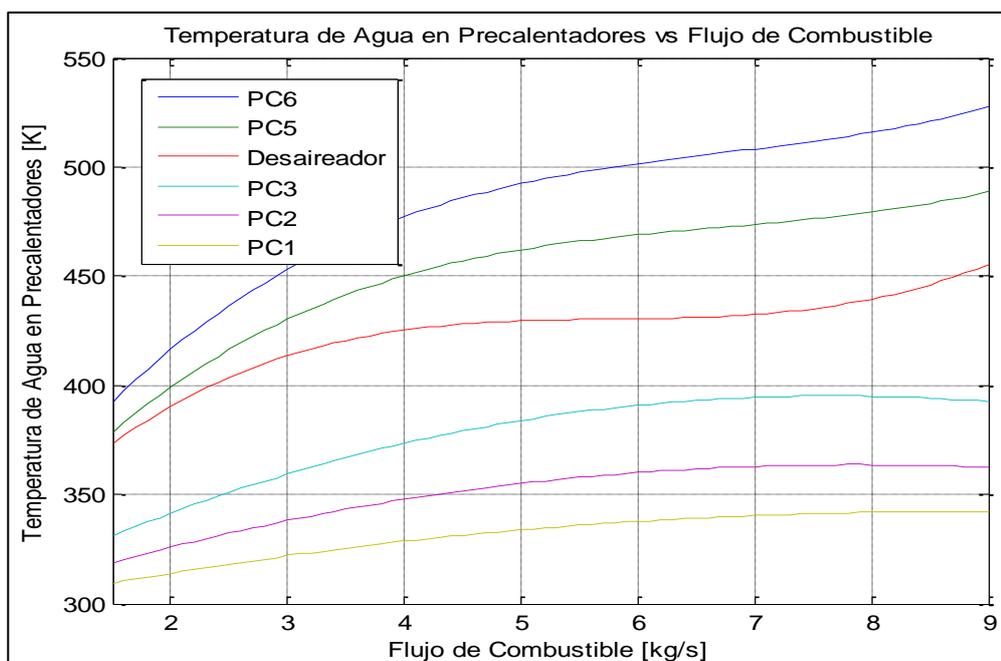


Figura 3.5: Variación de temperatura de salida de pre-calentadores.

La Figura 3.5 describe la variación de temperatura en [K] de los pre-calentadores. El pre-calentador 1 al ser el de presión de vapor de ingreso más baja pre-calienta el flujo de condensado con la variación más baja de temperatura mientras que el pre-calentador 2 que también es de baja presión, pero con una presión de vapor de ingreso mayor que el anterior vuelve pre-calentar el mismo flujo de condensado con una variación similar de temperatura. El pre-calentador 3 al ser de baja presión de vapor de ingreso hace lo mismo que los pre-calentadores anteriores, pero con una variación de temperatura de flujo de agua de condensado mayor. El desgasificador vuelve a pre-calentar el flujo de condensado pero debido a que es de mayor presión de vapor de ingreso proporciona la mayor variación de temperatura al flujo de agua de alimentación. Los pre-calentadores 5 y 6 a pesar de que son de alta presión de vapor de ingreso

proporcionan una variación de temperatura al flujo de agua de alimentación similar a la de los pre-calentadores anteriores.

3.2.4 Flujo másico de salida de las extracciones de turbina.

A continuación, se presentan las curvas de variación de flujo de vapor extraído en cada sección de la turbina a vapor con respecto a un valor de combustible de entrada.

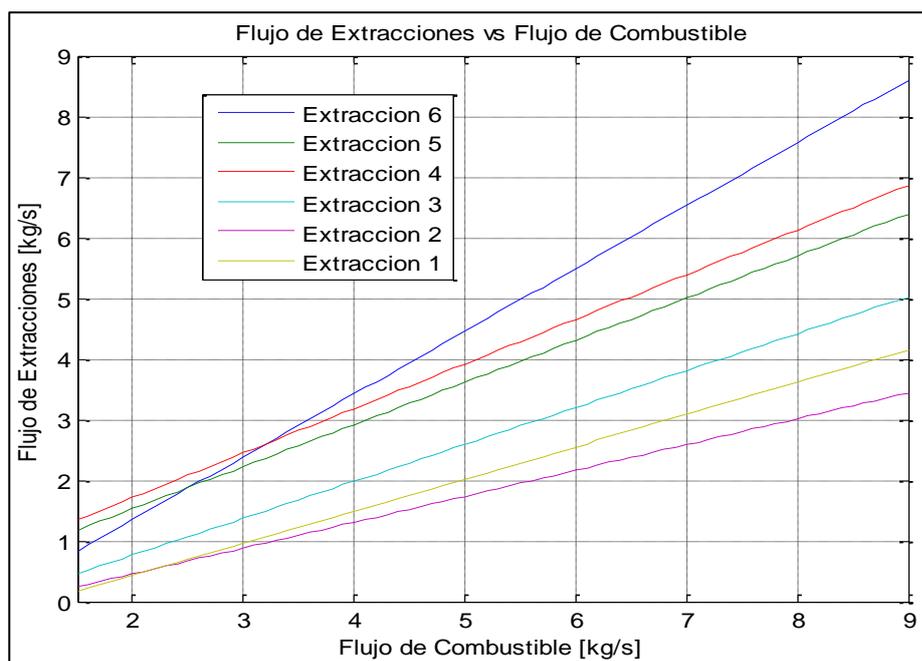


Figura 3.6: Variación de flujo de vapor en las extracciones de turbina.

La Figura 3.6 representa la variación del flujo de vapor en las seis extracciones que se producen en las tres etapas de la turbina a vapor con respecto a la variación de flujo de combustible. Se puede observar que a medida que se ingresa más combustible en la caldera a vapor se requiere mayor cantidad de flujo de extracciones que se utilizarán para pre-calentar el agua de alimentación a la caldera. La extracción 6 es la que se produce primero, luego de ingresar el flujo de vapor en la etapa de alta presión de la turbina, y es la que mayor cantidad de flujo de vapor extrae debido a que éste posee mayor presión y temperatura, misma que puede ser transferida en forma de energía calorífica al flujo de agua de alimentación a la caldera. Luego se produce la extracción 5 que cumple con el mismo

objetivo de la extracción 6 pero con un flujo de vapor reducido. En el desgasificador el flujo de vapor de la extracción 4 se mezcla directamente con el flujo de agua de alimentación, produciéndose una transferencia de calor por conducción debido a que es un pre-calentador tipo abierto. Se debe considerar que dicho flujo de vapor es menor que el flujo de vapor de extracción 5 debido a que cada vez menos flujo de vapor realiza trabajo en la turbina, por lo tanto, la cantidad de flujo de vapor extraído por sección se va a ir reduciendo hasta llegar a la extracción 1, que se produce con la menor cantidad de flujo de vapor. Cave recalcar que se debe tener control sobre la cantidad de flujo de vapor que se extrae por etapas de la turbina a vapor debido a que una cantidad superior al 10% de flujo que se extrae por etapa ocasionaría la reducción de trabajo útil que realiza el vapor además de afectar el rendimiento del ciclo térmico de la central.

3.2.5 Diagrama T vs S de la CTT a demanda máxima.

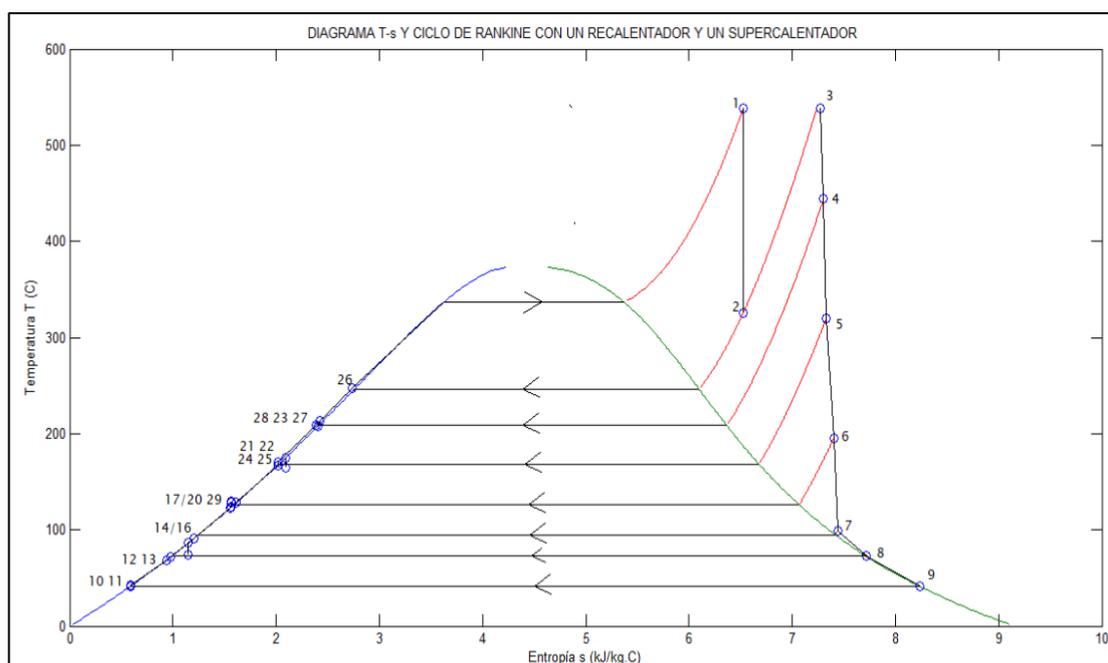


Figura 3.7: Diagrama T vs S de la CTT a demanda máxima.

En la Figura 3.7 se distinguen los 29 estados que se definen en la Figura 1.9, los mismos que para la generación de este diagrama fueron graficados conociendo los valores de presión, temperatura, entalpía y

entropía en cada uno de los estados definidos, además de considerar que esos estados representados por puntos (azules) corresponden a condiciones de líquido saturado (puntos sobre la curva azul), vapor saturado (puntos sobre la curva verde) y vapor sobrecalentado (puntos más distantes a la curva verde). Además, las curvas de color rojo representan la transferencia de energía que se produce cuando el flujo de vapor de extracción se mezcla, ya sea de forma directa o no, con el flujo de condensado/alimentación en los pre-calentadores. Las rectas de color negro representan el flujo de vapor de extracción que se condensa en los pre-calentadores, producto de haber cedido su energía calórica.

3.2.6 Potencia mecánica generada en secciones de turbina.

A continuación, se presenta la variación de potencia mecánica generada (P_{mech}) en las secciones de alta, media y baja presión de la turbina a vapor.

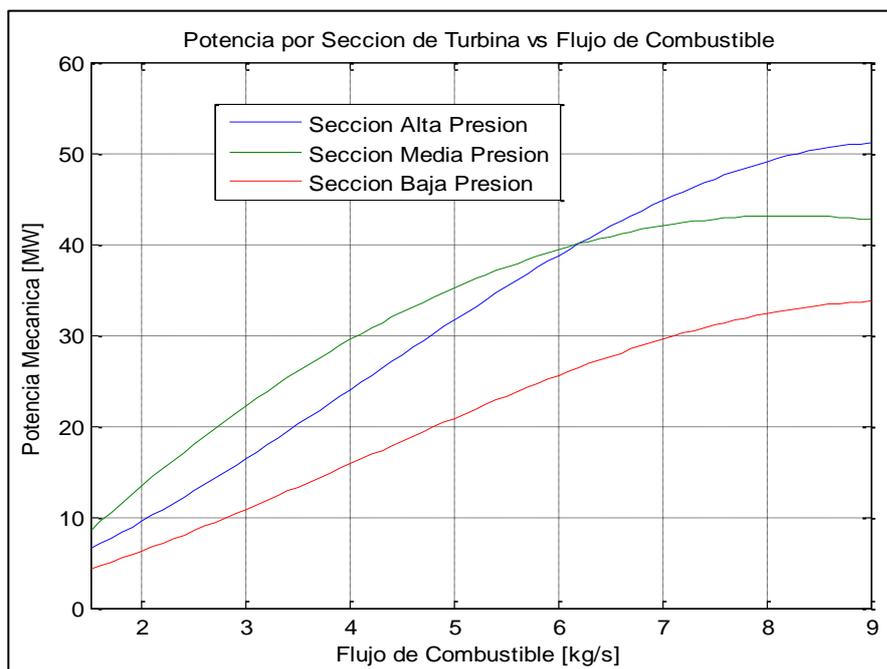


Figura 3.8: Variación de P_{mech} generada en secciones de turbina.

En la Figura 3.8 se distinguen tres curvas que representa la variación de P_{mech} con respecto a un incremento en el flujo de combustible de entrada

de la caldera. Éstas potencias generadas se suman obteniéndose la potencia mecánica total que es una de las entradas del generador síncrono.

3.2.7 Análisis de datos de la implementación vs datos reales.

A continuación, se analizará las diferencias entre los parámetros del flujo circulante reales de la central y los valores arrojados por la simulación del fluido circulante en cualquiera de los estados que se describen en la Figura 1.9, para ello se tomarán como referencia los datos del fabricante descritos en el “Heat balance” de la Figura A.1 y Figura A.2 del Anexo I para potencias generadas de 66.5 [MW], 100 [MW] y 133 [MW].

De la Tabla 31 se observa que la diferencia entre estos valores es pequeña con respecto a la variación de combustible/aire a la entrada, lo que indica que, a pesar de las simplificaciones con respecto al sistema de drenajes de emergencias de los pre-calentadores, esta implementación sí representa con una buena aproximación el flujo de líquido de salida de los pre-calentadores.

a. Análisis de error en flujos máxicos de salida de pre-calentadores.

Flujo de Pre-calentadores		
PC6		
Valor Real [kg/s]	Valor Modelo [kg/s]	Error Porcentual
110.97	110.3	2.793
78.08	76.75	
51.71	54.85	
PC5		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
110.97	110.3	2.790
78.08	76.74	
51.712	54.84	
Desaireador		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
110.97	110.3	2.791
78.08	76.745	
51.712	54.845	
PC3		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
88.71	89.18	2.085
63.93	62.26	
43.36	44.71	
PC2		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
83.96	84.58	2.037
60.769	59.09	
41.39	42.47	
PC1		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
83.96	84.51	2.069
60.76	59.12	
41.38	42.56	

Tabla 31: Valores reales y de interpretación de flujos en pre-calentadores.

b. Análisis de error en flujos máscicos de salida de las extracciones.

Flujo de Extracciones		
Extracción 6		
Valor Real [kg/s]	Valor Modelo [kg/s]	Error Porcentual
8.388	7.838	10.427
5.28	5.392	
2.929	3.591	
Extracción 5		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
6.514	5.883	19.317
3.51	4.241	
2.38	3.033	
Extracción 4		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
6.9	6.325	16.564
3.875	4.584	
2.684	3.303	
Extracción 3		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
4.752	4.577	3.313
3.175	3.14	
1.979	2.081	
Extracción 2		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
3.277	3.128	4.052
2.151	2.12	
1.297	1.377	
Extracción 1		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
4.08	3.756	12.622
2.53	2.499	
1.223	1.574	

Tabla 32: Valores reales y de implementación de flujos de extracción.

De la Tabla 32 se observa que la variación entre los flujos de extracción real y de implementación es mayor debido a que el modelo implementado no incluye otras extracciones de menor flujo extraído de vapor hacia los atemperadores y sistemas de pre-calentamiento de aire comprimido en la caldera.

c. Análisis de error en temperaturas de salida de pre-calentadores.

Temperatura en Pre-calentadores		
PC6		
Valor Real [K]	Valor Modelo [K]	Error Porcentual
520.15	520.1	0.010
501.35	501.3	
480.65	480.7	
PC5		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
481.75	481.8	0.011
468.05	468	
452.15	452.1	
Desaireador		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
443.45	443.5	0.012
430.35	430.4	
426.15	426.1	
PC3		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
395.55	394.5	0.690
386.15	389.9	
378.15	375	
PC2		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
364.15	363.4	0.524
356.65	359.3	
350.99	348.8	
PC1		
Valor Real	Valor Modelo	Error Porcentual
342.15	342	0.135
336.45	337.1	
329.85	329.3	

Tabla 33: Valores reales y de implementación de temperatura de pre-calentadores.

De la Tabla 33 se observa que la variación entre la temperatura del fluido de salida en los pre-calentadores del modelo implementado con respecto a la real es baja, debido a que el modelo implementado representa dentro de cada pre-calentador bloques con entradas de vapor y entrada de flujo

de condensado/alimentación que son representados con ecuaciones de transferencias de energía calorífica entre vapor-líquido con las respectivas salidas del bloque, por lo que las entradas y salidas se relacionan logrando un valor más exacto.

d. Análisis de error en potencia eléctrica generada.

Potencia generada		
Valor Real [MW]	Valor Modelo [MW]	Error Porcentual Total
133	133.1	2.997
100	97.01	
66.5	70.44	

Tabla 34: Valores reales y de implementación de potencia generada.

De la Tabla 34 se observa que la potencia generada con el modelo implementado es cercana a la potencia real cuando se simula para valores de 100 [MW] y 133 [MW] mientras que al ingresar una relación aire/combustible para generar a 66.5 [MW] el resultado del modelo varía más debido a que la curva de aproximación de dichas potencias no contiene todos los puntos de análisis.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se logra diseñar un modelo del proceso de generación de energía, tomando en consideración el comportamiento físico de sus componentes, para que este modelo tenga una buena aproximación al modelo real.

Dado los datos históricos reales de generación de la planta, como son: el flujo de combustible de entrada y potencia generada; además de los datos del "Heat Balance" que incluyen información de temperatura, caudal y presión en las diferentes etapas del proceso, se obtiene las variaciones en la salida de potencia eléctrica y de las etapas intermedias, como los flujos de extracciones de la turbina además de flujos y temperaturas del agua de alimentación en los pre-calentadores para variaciones de flujo en la entrada de la planta.

Al comparar los datos obtenidos con el modelo con los datos reales podemos notar que hay una diferencia reducida gracias a las consideraciones tomadas en cada subsistema en particular. Este margen de error es aceptable y se calculó para cada etapa del proceso en la cual se tenían valores reales, siendo los flujos de las extracciones de la turbina los que presentaron un error porcentual mayor. Esto debido a que en el modelo no se consideró otras extracciones de vapor que son parte del proceso térmico, además que su modelaje fue lineal, a diferencia de las ecuaciones no lineales del resto de los subsistemas.

Se compara la salida de potencia eléctrica del modelo con los datos reales, resultando un error total del 2.997%, el cual se considera aceptable y demuestra que el modelo sigue el comportamiento real de la planta con una exactitud alta.

Al obtener los valores de presión, temperatura, entalpía y entropía en cada uno de los 29 estados del proceso termodinámico de la central; se logró obtener el diagrama T vs S y de esta manera poder visualizar el ciclo que cumple la central teniendo en consideración las pérdidas.

A pesar de que el modelo posee una exactitud alta, esta podría mejorar si se tuviera acceso a "Heat Balance" para diferentes potencias de generación, ya que el modelo fue realizado con la información existente para tres valores de potencia. Otra forma

de mejorar el modelo sería separar algunos modelos como el del recalentador y el supercalentador, ambos bloques tienen incluido un atemperador que podría ser modelado independientemente, que haría al modelo más preciso. En los pre-calentadores se los podría separar por sus tipos, ya que el pre-calentador 1 y 3 son iguales al tener la sección de condensado del vapor, pero el pre-calentador 2 tiene además una sección de sub-enfriamiento, los pre-calentadores 5 y 6 tienen, adicionalmente a las dos secciones que posee el pre-calentador 2, una sección de desrecalentamiento. Teniendo en consideración los tres tipos de pre-calentadores que existen en la central, se podría hacer un modelo para cada uno y de esta manera tener una mejor exactitud con respecto a las temperaturas de salida del agua de condensado/alimentación.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. W. Ordys A. W. Pike y M. J. Grimble, "Process Models," en *Modelling and Simulation of Power Generation Plants*, 1st ed. London, Great Britain: Springer-Verlag, 1994, pp 118-211.
- [2] E. Salete, "La optimización del proyecto del condensador en una central térmica", Tesis de ingeniería, Dep. Ing. Elec., Esc. Tec. De Ing. de caminos, Maracaibo, Venezuela, 1978.
- [3] J. B. Kitto y S. C. Stultz, "Steam Generation-An Overview," en *Steam its generation and use*, 41st ed. Ohio, USA: The Babcock & Wilcox Company, 2005, pp 1-1 – 1-4.
- [4] J. B. Kitto y S. C. Stultz, "Steam Generation-An Overview," en *Steam its generation and use*, 41st ed. Ohio, USA: The Babcock & Wilcox Company, 2005, pp 2-1 – 2.2.
- [5] J. Grainger y W. Stevenson, "Operación económica de sistemas de potencia", en *Análisis de sistemas de potencia*, 1st ed. México D.F., México: McGraw-Hill/Interamericana de México, 2002, pp 520-523.
- [6] J. Muñoz. (2013, Agosto 21). Gestopolis (1st ed.) [Online]. Disponible en: <https://www.gestiopolis.com>
- [7] D. González, "Diseño de un calentador de agua de alimentación para una central térmica," Tesis de ingeniería, Dep. Ing. Térmica, Univ. Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2010.
- [8] J. Trujillo y E. Romero, "Simulación del control Potencia-Frecuencia en un Sistema Eléctrico de Potencia en Matlab," Tesis de ingeniería, Dept. Ing. Elect., Univ. de Sevilla, Sevilla, España, 2016.
- [9] J. M. Marin, "Control de calderas en centrales térmicas," INITEC ENERGIA., Valladolid, España, Rep. 2010 ISA Sección de estudiantes, 2010.

[10] Kundur, Prabha. "Power System Stability and Control". Mc Graw-Hill. USA. 1994.

ANEXO I

HEAT BALANCE

En esta sección se muestran los "Heat Balance" del fabricante a distintas potencias de generación que se utilizaron para realizar el análisis de errores detallados en el capítulo 3.

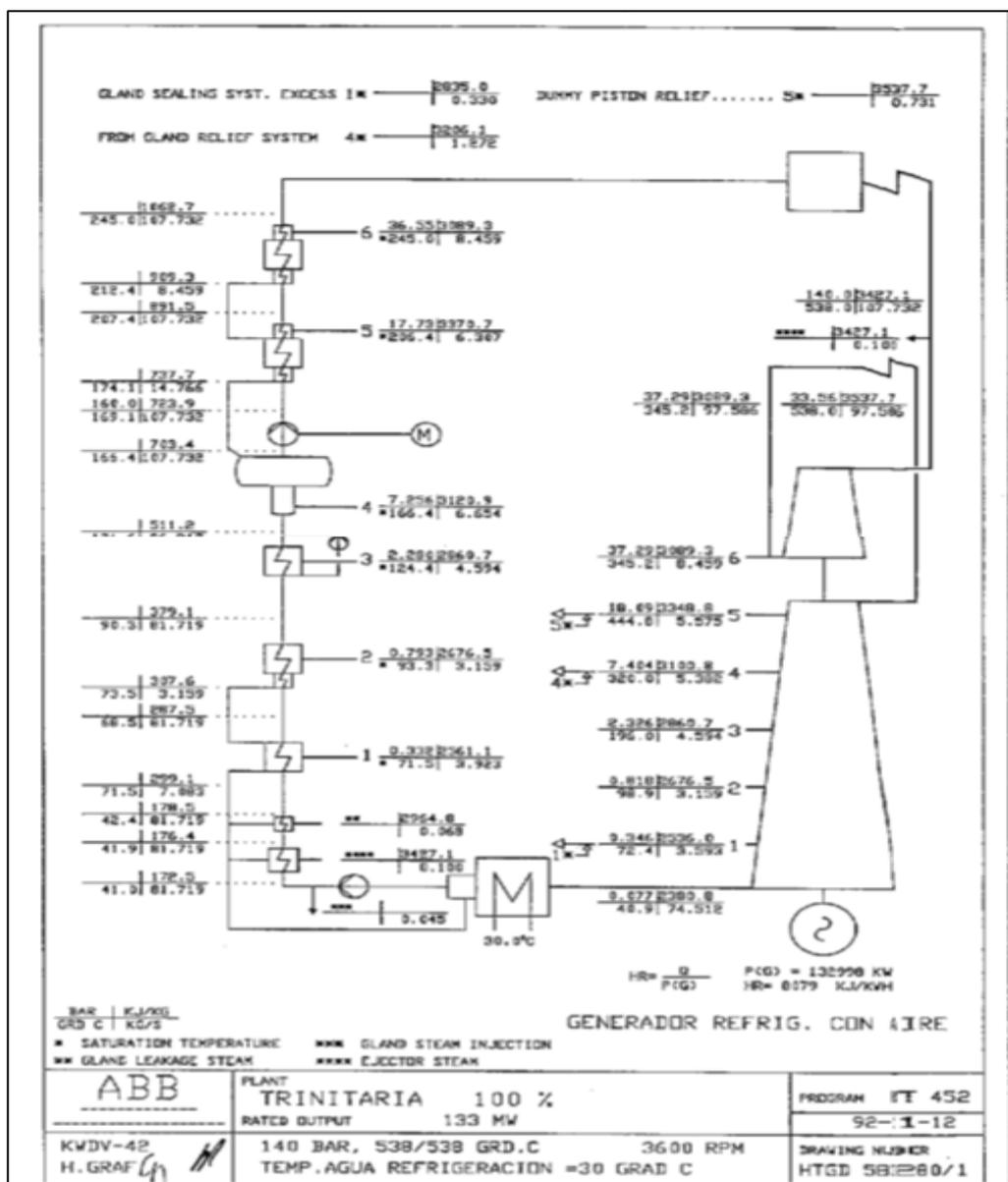


Figura A.1: Heat Balance CTT 133 [MW]

A continuación, se presentan el "Heat Balance" del fabricante de la CTT para una generación de 100 [MW].

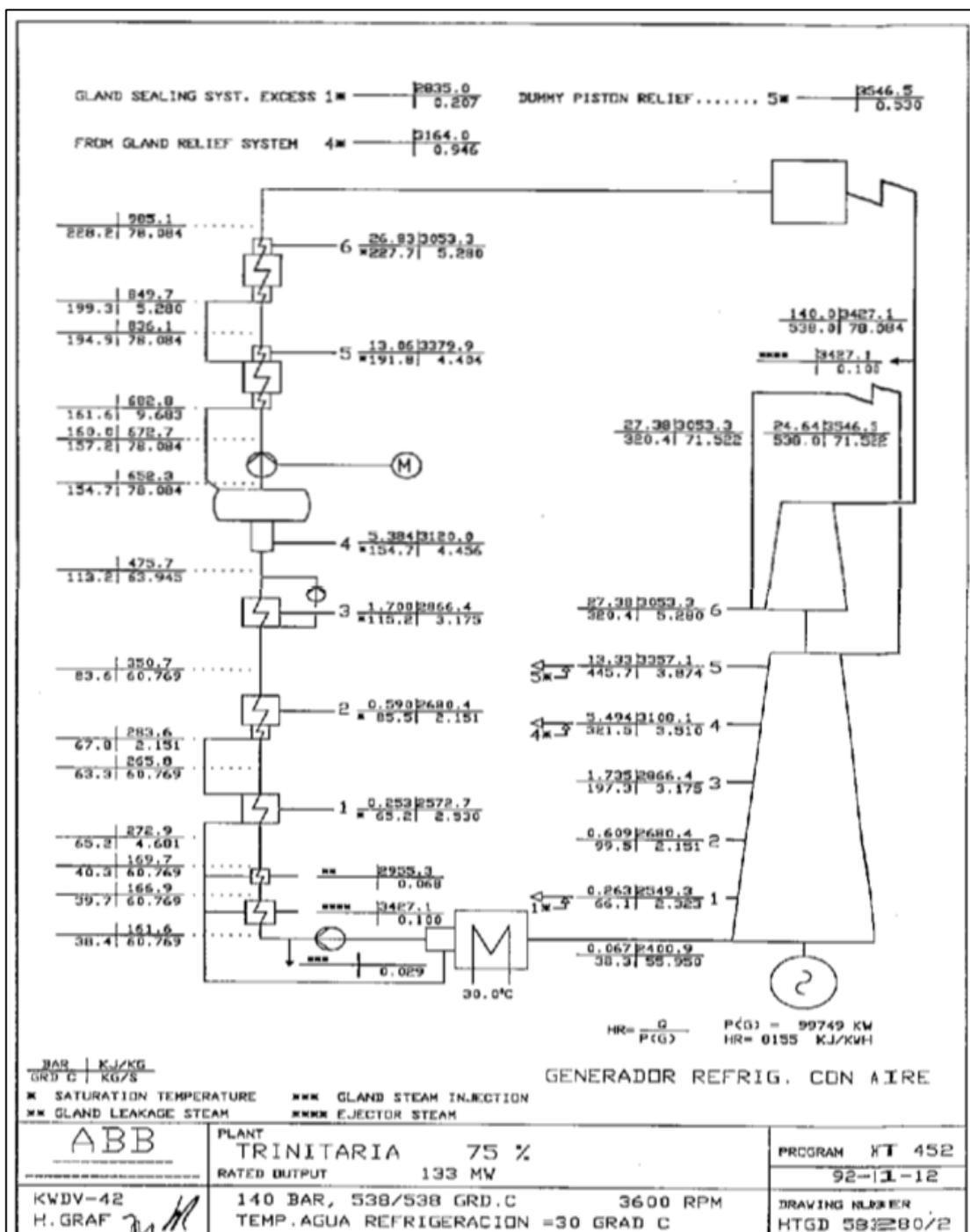


Figura A.2: Heat Balance CTT 100 [MW]

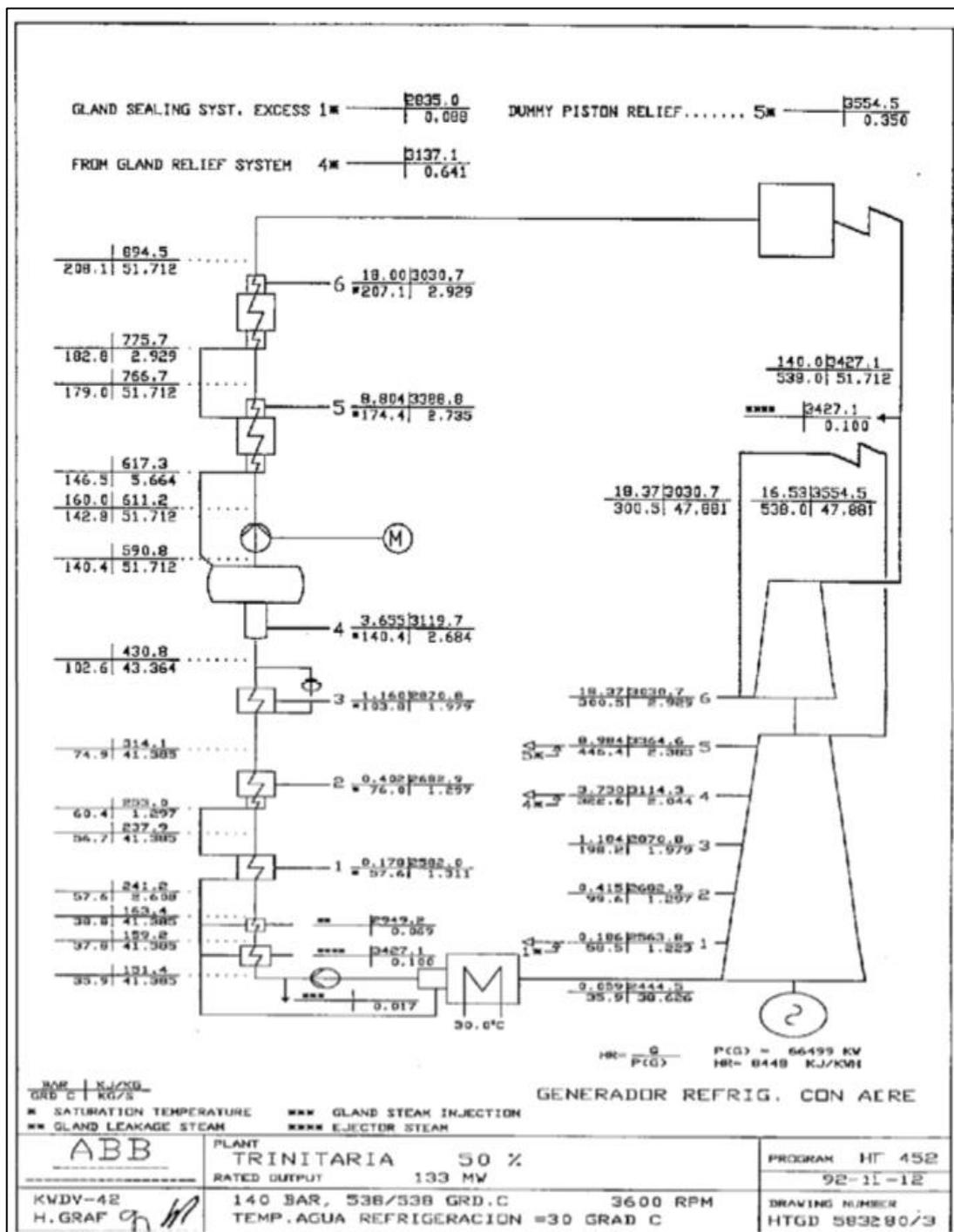


Figura A.3: Heat Balance CTT 66.5 [MW]

ANEXO II

DIAGRAMA T VS S

En la Figura A.4 se describe el diagrama T vs S del ciclo de Rankine que se muestra en la Figura A.5. El ciclo propuesto en la figura posee pre-calentadores abiertos y cerrados.

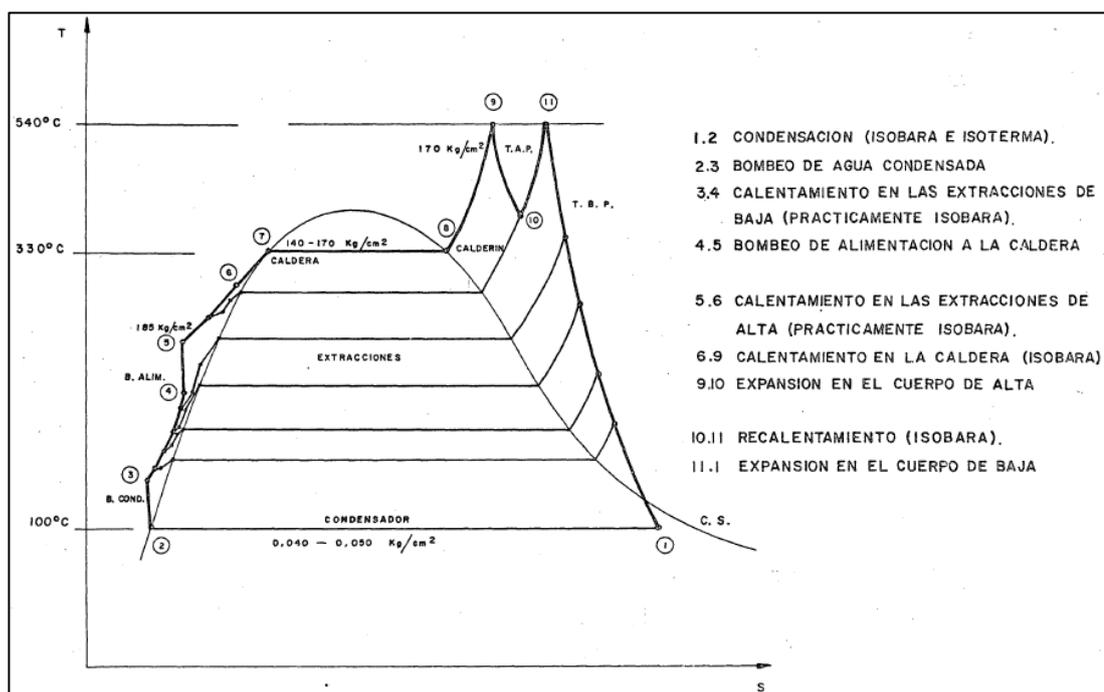


Figura A.4: Diagrama T vs S de ciclo similar

En la Figura A.5 se observa un diagrama típico de energías de una central térmica con cuatro etapas de pre-calentamiento de agua y recalentamiento.

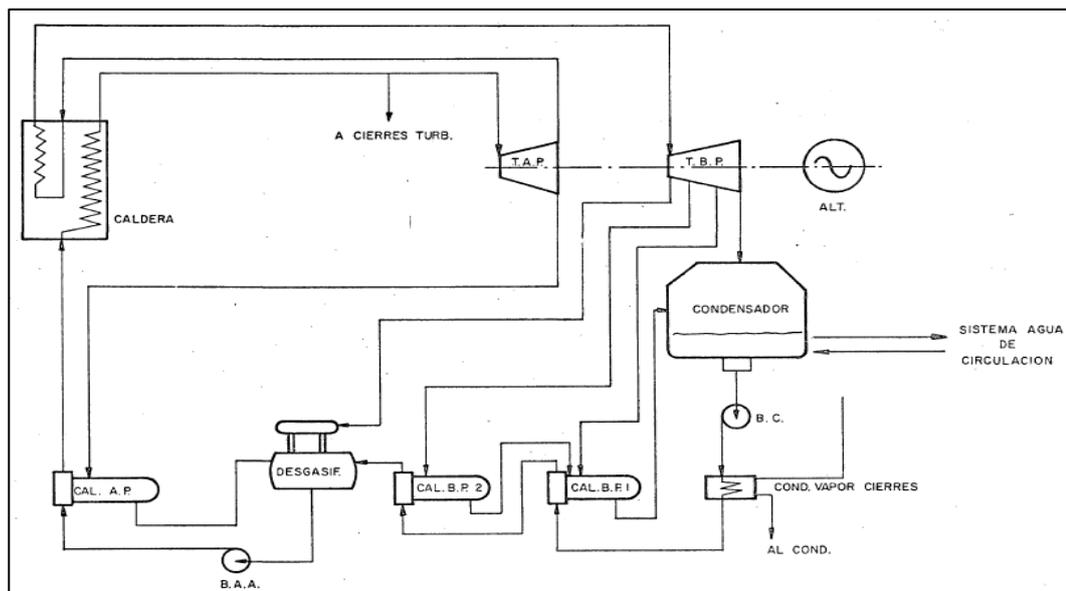


Figura A.5: Diagrama de energías de ciclo similar

CICLO DE RANKINE REGENERATIVO CON RECALENTAMIENTO				
Estados	Temperatura [F]	Presion [psia]	Entropia [BTU/lb.R]	Entalpia [BTU/lb]
1	1000.40	2030.528	1.559	1474.116
2	617.945	539.540	1.559	1306.325
3	1000.40	500.815	1.737	1521.109
4	832.460	269.770	1.745	1439.504
5	607.640	110.374	1.751	1332.552
6	384.440	34.664	1.769	1229.736
7	209.840	12.183	1.777	1150.247
8	163.400	5.076	1.843	1131.251
9	106.160	1.146	1.966	1107.569
10	106.160	1.146	0.141	74.185
11	108.140	236.557	0.141	76.776
12	108.140	236.557	0.225	124.738
13	161.600	5.076	0.234	129.577
14	195.800	236.557	0.287	164.392
15	187.160	12.183	0.274	155.204
16	165.200	9.863	0.274	155.204
17	252.320	236.557	0.371	221.400
18	254.368	34.664	0.374	223.063
19	262.400	236.557	0.374	235.938
20	262.400	236.557	0.385	231.637
21	333.500	108.198	0.482	304.498
22	338.540	2768.771	0.482	314.178
23	407.480	2768.771	0.569	386.062
24	347.540	265.129	0.500	319.412
25	329.180	108.633	0.501	319.412
26	476.600	2768.771	0.653	461.059
27	416.480	545.342	0.578	386.062
28	405.914	264.404	0.574	381.507
29	266.000	554.624	0.374	235.938

Tabla 35: Características de los estados del ciclo de Rankine en *UK

CICLO DE RANKINE REGENERATIVO CON RECALENTAMIENTO				
Estados	Temperatura [C]	Presion [bar]	Entropia [kJ/kg.K]	Entalpia [kJ/kg]
1	538.000	140.000	6.525	3428.814
2	325.525	37.200	6.525	3038.530
3	538.000	34.530	7.275	3538.121
4	444.700	18.600	7.306	3348.306
5	319.800	7.610	7.330	3099.535
6	185.800	2.390	7.405	2860.383
7	98.800	0.840	7.440	2675.491
8	73.000	0.350	7.716	2631.305
9	41.200	0.079	8.233	2576.222
10	41.200	0.079	0.588	172.556
11	42.300	16.310	0.588	178.582
12	69.000	16.310	0.942	290.142
13	72.000	0.350	0.979	301.399
14	91.000	16.310	1.203	382.378
15	86.200	0.840	1.148	361.007
16	74.000	0.680	1.148	361.007
17	122.400	16.310	1.552	514.979
18	123.538	2.390	1.566	518.847
19	128.000	16.310	1.566	548.796
20	128.000	16.310	1.612	538.790
21	167.500	7.460	2.018	708.268
22	170.300	190.900	2.018	730.783
23	208.600	190.900	2.384	897.987
24	175.300	18.280	2.093	742.958
25	165.100	7.490	2.096	742.958
26	247.000	190.900	2.732	1072.531
27	213.600	37.600	2.421	897.987
28	207.730	18.230	2.404	887.390
29	130.000	38.240	1.566	548.796

Tabla 36: Características de los estados del ciclo de Rankine en **SI.

Se considera una potencia de generación de 133 [MW]:

El trabajo en la turbina es 1.308835e+05 kJ/s or 1.239860e+05 BTU/lb.

El calor en la caldera es 2.612404e+05 kJ/kg or 2.475909e+05 BTU/lb.

El calor en el recalentador es 5.097173e+04 kJ/kg or 4.828559e+04 BTU/lb.

Calor rechazado en el condensador es $1.837843e+05$ kJ/kg or $1.741975e+05$ BTU/lb.

El trabajo neto de las bombas es $2.771984e+03$ kJ/s or $2.626835e+03$ BTU/lb.

El trabajo neto del ciclo es $1.281115e+05$ kJ/s or $1.213592e+05$ BTU/lb.

El rendimiento térmico del ciclo es $4.103349e+01$ or $3.887074e+01$.

*UK son unidades inglesas.

**SI son unidades del sistema internacional.